

ESTE EXEMPLAR CORRESPONDE A REDAÇÃO FINAL DA
TESE DEFENDIDA POR Flavio Fernando
Guarinelo Júnior E APROVADA PELA
COMISSÃO JULGADORA EM 08/09/97.


ORIENTADOR

UNIVERSIDADE ESTADUAL DE CAMPINAS
FACULDADE DE ENGENHARIA MECÂNICA

Avaliação Termoeconômica de um Sistema de Cogeração Proposto para um Pólo Industrial

Autor: Flavio Fernando Guarinelo Júnior
Orientadora : Silvia Azucena Nebra de Perez

G931a

32949/BC

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

**Avaliação Termoeconômica de um
Sistema de Cogeração Proposto
para um Pólo Industrial**

Autor: Flavio Fernando Guarinelo Júnior
Orientadora : Silvia Azucena Nebra de Perez

Curso : Engenharia Mecânica
Área de Concentração : Energia

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

Campinas, 1997
S.P. - Brasil

5589

00
AMADA:
UNICAMP
9931a
Ex
35999
395/98
D X
24 11 00
09/03/98
D

CM-00106582-1

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

G931a

Guarinelto Júnior, Flavio Fernando

Avaliação termoeconômica de um sistema de cogeração proposto para um pólo industrial. / Flavio Fernando Guarinelto Júnior.--Campinas, SP: [s.n.], 1997.

Orientadora: Silvia Azucena Nebra de Perez
Dissertação (mestrado) - Universidade Estadual de Campinas, Faculdade de Engenharia Mecânica.

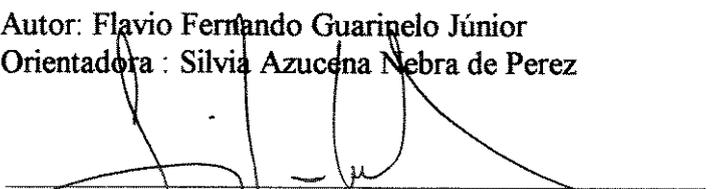
1. Energia elétrica e calor - Cogeração. 2. Termoeconomia. 3. Sistemas de energia elétrica - Análise. 4. Caldeiras a vapor. 5. Turbinas a gás. I. Nebra de Perez, Silvia Azucena. II. Universidade Estadual de Campinas. Faculdade de Engenharia Mecânica. III. Título.

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

DISSERTAÇÃO DE MESTRADO

**Avaliação Termoeconômica de um
Sistema de Cogeração Proposto
para um Pólo Industrial**

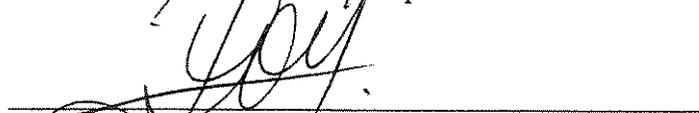
Autor: Flavio Fernando Guarinelo Júnior
Orientadora : Silvia Azucena Nebra de Perez



Prof. a. Dra. Silvia Azucena Nebra de Perez, Presidente
Universidade Estadual de Campinas



Prof. Dr. Waldir Luis Ribeiro Gallo
Universidade Estadual de Campinas



Prof. Dr. Silvio de Oliveira Júnior
Instituto de Pesquisas Tecnológicas do Estado de São Paulo

Campinas, 08 de Setembro de 1997

Agradecimentos

À minha esposa, Sílvia Helena, pela paciência demonstrada e pelas palavras e gestos de apoio que tanto me estimularam e encorajaram para atingir este objetivo;

À Prof.a Dra. Sílvia Azucena, a quem devo agradecer pela orientação e confiança depositada, bem como pela oportunidade oferecida;

Aos meus pais, pelos esforços que tanto fizeram para que eu estudasse;

À Rubens Soares de Andrade;

Ao Prof. Sérgio A. A. da Gama Cerqueira;

Ao Prof. Dr. Itamar Ferreira;

À Refinações de Milho, Brasil Ltda. pelas informações necessárias e documentos cedidos à realização deste trabalho, em especial a pessoa do Sr. Paulo Sérgio Lima, pela atenção, presteza e boa vontade demonstrada;

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

Sumário

Resumo	i
“Abstract”	ii
Lista de Figuras	iii
Lista de Tabelas	vi
Nomenclatura	ix
Capítulo 1 - Introdução	
1.1 Cogeração e Termoeconomia	1
1.2 A abrangência do trabalho	2
Capítulo 2 - Cogeração	
2.1 Conceitos	4
2.2 Histórico	5
2.3 Experiências internacionais e do setor sucroalcooleiro brasileiro	5
2.3.1 A cogeração vista como alternativa eficiente para elevar a capacidade de oferta de energia elétrica	14
2.3.2 A estrutura tarifária atual	16
2.3.3 A visão dos empreendedores e os riscos envolvidos.	17
2.4 Relações calor/trabalho - critérios de seleção da máquina motriz	19

2.5 O projeto preliminar básico: descrição dos subsistemas considerados para análise termoeconômica	22
2.5.1 Modos de operação hipoteticamente adotados para análise e comparação	27

Capítulo 3 - Turbinas a gás e caldeiras de recuperação(HRSG)

3.1 Turbinas a gás	30
3.1.1 Histórico e generalidades	31
3.1.2 Ciclo padrão de ar Brayton	32
3.1.3 Ciclos reais de TG e tendências de desenvolvimento de novos ciclos	33
3.1.3.1 Elevação das temperaturas de entrada na turbina	35
3.1.3.2 Elevação da potência específica	39
3.1.3.3 Fatores adversos que afetam os rendimentos das turbinas	45
3.1.4 Turbinas a gás comerciais	47
3.1.4.1 Turbina empregada no projeto RMB/NEPCO	48
3.1.5 Turbinas a gás com injeção de vapor ou água	50
3.1.5.1 Comportamento da TG com injeção de vapor e água	54
3.1.5.2 Flexibilidade operacional de sistemas de potência baseados em turbinas a gás com injeção de vapor	57
3.1.5.3 Qualidade mínima da água utilizada em turbinas a gás	61
3.1.6 Emissão de poluentes - Relações de interesse ambiental	62
3.1.6.1 Utilização de gás natural e potencial da turbina a gás na geração de eletricidade	63
3.1.6.2 Ascendência do ambientalismo	64
3.1.6.3 Mecanismos de formação de poluentes	67
3.1.6.4 Monóxido de carbono (CO)	68
3.1.6.5 Hidrocarbonetos não queimados	69
3.1.6.6 Fumaça	69

3.1.6.7 Interferências da pressão no processo de combustão	69
3.1.6.8 Tipo de combustível	70
3.1.6.9 Óxidos de nitrogênio (NO _x)	70
3.1.6.10 Dispositivos utilizados na redução de poluentes	71
3.1.6.10.1 Queimadores de baixa emissão de poluentes tipo <i>Dry Low NO_x</i> (DLNO _x)	74
3.2 Caldeiras de recuperação (<i>Heat Recovery Steam Generator</i>)	79
3.2.1 Tipos construtivos	80
3.2.2 Pós queima na caldeira de recuperação	81
Capítulo 4 - Análise energética e exergética	
4.1 Critérios de desempenho baseados na Primeira Lei da termodinâmica	83
4.2 Critérios de desempenho baseados na Segunda Lei da termodinâmica	88
4.2.1 Exergia - conceito e definição	88
4.2.2 Metodologia empregada na determinação da propriedade exergia	91
4.2.3 Parâmetros de referência	93
4.2.4 Eficiência exergética	93
Capítulo 5 - Análise termoeconômica	
5.1 Introdução	105
5.2 Objetivos	106
5.3 Teoria do custo exergético (Ex*)	107
5.3.1 Determinação dos custos exergéticos(Ex*) e exergéticos unitários (k)	108
5.4 Custos exergoeconômicos (C)	114
5.4.1 Determinação dos custos exergoeconômicos (C) e exergoeconômicos unitários (c)	115
5.4.2 <i>Project Finance</i>	118
5.5 Resultados	119
5.5.1 Custos exergéticos unitários	119

5.5.2 Custos exergoeconômicos	121
5.6. Técnicas de análise utilizadas no investimento de capital	128
Capítulo 6 - Considerações finais	
6.1 Perspectivas em relação à atividade cogeração	134
6.2 Conclusões sobre a análise termoeconômica	135
6.3 Limitações do trabalho e recomendações	136
Referências bibliográficas	138
Anexos	
Anexo A - Equacionamento da turbina a gás	
A.1 Compressor axial	144
A.2 Câmara de combustão	146
A.3 Turbina de alta pressão e de potência	149
Anexo B - Equacionamento da caldeira de recuperação (HRSG) e equipamentos auxiliares	
B.1 Caldeira de recuperação (HRSG)	152
B.2 Compressor de gás natural	162
Anexo C - Investimento de capital e suposições econômico - financeiras	
C.1 Introdução	164
C.2 Suposições para a análise de sensibilidade econômica	164
C.2.1 Cronograma de investimentos	164
C.2.2 Vida útil do investimento	165
C.2.3 Taxa de desconto	165
C.2.4 Forma de depreciação	165
C.2.5 Custos de manutenção e estoque	165
C.2.6 Custos adicionais de mão de obra operacional	165

C.2.7 Regime de operação	166
C.2.8 Custo do combustível	166
C.2.9 Custo da água desmineralizada	166
C.2.10 Impostos incidentes sobre a receita	167
C.2.11 Tarifas elétricas de fornecimento	167
C.2.12 Estrutura tarifária adotada para venda de excedentes de eletricidade e vapor	167
C.3 Investimentos de referência	
C.4 Benefícios do sistema de cogeração em relação ao sistema atual	170

Apêndice

Resumo

Guarinelto Jr., Flavio Fernando. Avaliação termoeconômica de um sistema de cogeração proposto para um pólo industrial. Campinas. Faculdade de Engenharia Mecânica. Universidade Estadual de Campinas. 1997. Dissertação de Mestrado.

Este trabalho trata da aplicação de conceitos da termoeconomia à um estudo preliminar de um sistema de cogeração baseado em turbina a gás aeroderivativa e caldeira de recuperação, que visa suprir as demandas térmica e elétrica de um pólo industrial situado na cidade de Cabo -PE. É introduzida a análise energética, exergética e termoeconomica, para avaliar as eficiências segundo métodos e critérios específicos à sistemas de potência, para duas situações hipoteticamente admitidas quanto ao nível de geração de eletricidade - com e sem injeção de vapor na turbina a gás, que representam os perfis médios de demanda, segundo o fator de capacidade apresentado. Na análise termoeconômica são introduzidos alternativas de financiamento que possibilitam avaliar os reflexos dos custos de capital e combustível na composição dos custos da eletricidade e do vapor, segundo os métodos de alocação passíveis de serem aplicados a sistemas de cogeração. As alternativas de financiamento são ainda submetidas à técnicas conhecidas de análise de investimentos.

Palavras chave: Energia elétrica e calor , cogeração, termoeconomia, sistemas de energia elétrica - análise, caldeiras de recuperação, turbinas a gás.

Abstract

Guarinelto Jr., Flavio Fernando. Thermoeconomic evaluation of a purposed cogeneration system for an industrial complex. Campinas. Mechanical Engineering College. Campinas State University. 1997. Master in Science dissertation.

The main purpose of this work is to apply the Thermoeconomics concepts to a preliminary study of a cogeneration system, based on a gas turbine and HRSG, which objects to attend the thermal and electrical demand of an industrial complex, sited in Cabo -PE. The power plant is evaluated on the basis of the First and Second Law. Also the Thermoeconomic analysis, was applied for two hypothetical operation conditions, as regards the level of electric power generation - with and without steam injection in the gas turbine, which represents the middle demand outline, according to presented capacity factor. In the thermoeconomic analysis is introduced project finance options generally used in Brasil, what permits an evaluation of capital and fuel costs considering in the electricity and steam costs, according to allocation methods susceptible to be applied in cogeneration systems. The financing options, are subjected to known technics of investments analysis.

Key words: Thermal and electrical energy, cogeneration, thermoeconomic analysis, electrical energy systems - analysis, heat recovery steam generators, gas turbines.

Lista de Figuras

Capítulo 2

- 2.1 Contribuição da cogeração na produção de eletricidade no continente europeu
- 2.2 Quadro demonstrativo de potencial projetado e o tipo de concessão para instalação e operação de usinas elétricas
- 2.3 Relação consumo/produção de energia elétrica no Brasil
- 2.4 Sistemas de potência mais usuais para geração de calor e eletricidade
- 2.5 Capacidade de geração de vapor da turbina a gás LM 2500 em função da pressão e temperatura do vapor.
- 2.6 Disposição física da turbina a gás , caldeira de recuperação e equipamentos auxiliares
- 2.7 Fluxograma básico e identificação adotada para os fluxos e subsistemas

Capítulo 3

- 3.1 Esquema simplificado de uma turbina a gás
- 3.2 Arranjo esquemático de uma turbina a gás que opera segundo o ciclo Brayton fechado
- 3.3 Ciclo Padrão de ar Brayton - diagramas P-v e T- s
- 3.4 Efeito das irreversibilidades sobre o aumento de entropia , no ciclo Brayton
- 3.5 Evolução da temperatura de entrada na turbina
- 3.6 Geometria de resfriamento proposta pela Westinghouse/General Motors
- 3.7 Esquema de uma geometria típica Lamelloy
- 3.8 Circuitos e passagens do sistema de resfriamento das palhetas da turbina MS9001FA
- 3.9 Eficiência em função da taxa de compressão e temperatura de entrada na turbina
- 3.10 Diagramas P-v e T-s para uma turbina a gás de dois estágios de compressão com resfriamento intermediário
- 3.11 Plantas com esquemas conceituais para o ciclo RWI
- 3.12 Fluxograma do ciclo HAT

- 3.13 Eficiências para o ciclo HAT para várias taxas de compressão e temperaturas de entrada na turbina
- 3.14 Influência da temperatura ambiente sobre a potência em uma turbina LM 2500 da General Electric
- 3.15 Configurações físicas quanto a disposição do eixo. a) eixo único, b) eixo livre.
- 3.16 Curva característica de eficiência térmica de acordo com a carga de potência, sem injeção de vapor ou água
- 3.17 Perfil esquemático do queimador DLN - DARCS utilizado na turbina a gás LM 2500 PE
- 3.18 Fluxograma básico de uma turbina a gás com injeção de vapor
- 3.19 Características operacionais de uma sistema composto por uma turbina a gás Allison 501 - KH com injeção de vapor. Combustível gás natural
- 3.20 Rendimento de um ciclo STIG de acordo com as variações das taxas vapor/ar e compressão
- 3.21 Linhas de operação de turbinas a gás de eixo livre e único
- 3.22 Mapa paramétrico termodinâmico demonstrando - se os pontos de operação de várias turbinas gás
- 3.23 Curvas de demanda e potência para turbina a gás e caldeira de recuperação(HRSG) para um consumidor típico de potência elétrica e térmica : a) sem injeção de vapor, b) com injeção de vapor
- 3.24 Rendimentos estimados para um sistema de potência com turbina a gás modelo Allison 501 KH da GM, demandas parciais de vapor para processo
- 3.25 Acréscimos na capacidade de geração mundial por tipo de combustível
- 3.26 Comportamento de emissões de poluentes para turbinas a gás, sem mecanismos de redução e controle
- 3.27 Efeito da injeção de vapor na descarga do compressor na redução de emissões de NOx em uma turbina MS 5001 da GE com queimador convencional
- 3.28 Zonas de reação com diferentes taxas de combustível/ ar
- 3.29 Teores médios de emissão de NOx e CO, para os queimadores DLNOx de uma turbina a gás SIEMENS KWU para diversas faixas de carga. Referencia para gás natural seco com 15 % de oxigênio não reagido. Combustível : gás natural
- 3.30 Queimador de etapas de injeção (staging) de combustível com baixa emissão de NOx
- 3.31 Queimador bi - combustível modelo GT 11 N com baixa emissão de NOx sem separação da zona de pré mistura e combustão, desenvolvido pela ABB.

3.32 Esquemas construtivos de caldeiras de recuperação quanto a circulação de água e sentido do fluxo de gases quentes

3.33 Queimador de duto utilizado na pós queima de gases de exaustão

Capítulo 4

4.1 Esquema de um sistema de potência com insumos e produtos energéticos

4.2 Balanço de energia para um sistema energético

4.3 Balanço de exergia para um sistema exerético

4.4 Processo de compressão adiabático para um sistema multiestágio, demonstrando - se o efeito do reaquecimento em cada nível de pressão na geração de irreversibilidade

4.5 Decomposição do processo de combustão em uma câmara de combustão de uma turbina a gás com injeção de vapor

4.6 Diagrama EUD para o processo de combustão e mistura, segundo as propriedades termodinâmicas da figura 4.5

4.7 Geração de irreversibilidade em função do acréscimo na geração de eletricidade, para uma vazão constante de vapor saturado para o processo; com queima suplementar na caldeira de recuperação.

4.8 Propriedades termodinâmicas da câmara de combustão e queimador suplementar

4.9 Irreversibilidades específicas (KJ/Kmol gás natural] na câmara de combustão e queimador suplementar

Capítulo 5

5.1 Fluxos monetários para um sistema energético

5.2 Diagrama representativo da combinação de resultados possíveis de custos exergoeconômicos, de acordo com as suposições econômico - financeiras

5.3 Gráfico comparativo da contribuição dos custos fixos e variáveis na composição do custo total do MWh. Base *exergética*. Autofinanciamento, gás natural = US\$ 0,1087/Nm³ sem ICMS. Taxa de desconto = 15 %.

5.4 Comportamento das eficiências exeréticas de acordo com a demanda total de vapor (para processo e turbina a gás)

5.5 Fluxo de caixa acumulativo típico ao longo do tempo de implantação e operação de um projeto de cogeração

- 5.6 Fluxo de caixa acumulativo, tarifa do vapor US\$ 9,00/ton. (Financiamento BNDES),
Tarifa variável de eletricidade
- 5.7 Fluxo de caixa acumulativo, tarifa do vapor US\$ 11,00/ton. (Financiamento BNDES),
Tarifa variável de eletricidade
- 5.8 Fluxo de caixa acumulativo, tarifa do vapor US\$ 9,00/ton. (Autofinanciamento), Tarifa
variável de eletricidade
- 5.9 Fluxo de caixa acumulativo, tarifa do vapor US\$ 11,00/ton. (Autofinanciamento), Tarifa
variável de eletricidade

Anexos

- A.1 Diagrama funcional e definição dos fluxos principais inseridos no equacionamento da
turbina a gás
- A.2 Diagrama de geração e expansão de gases quentes
- A.3 Corte esquemático de uma turbina LM 2500, com turbina de potência de 2 estágios
high speed
- B.1 Comportamento do perfil de temperaturas ao longo de uma caldeira de recuperação
de um nível de pressão
- B.2 Perfil de temperaturas na caldeira de recuperação para o modo de operação segundo o
ciclo STIG
- B.3 Perfil de temperaturas na caldeira de recuperação para o modo de operação segundo o
ciclo Simples (sem injeção de vapor na turbina a gás)

Lista de Tabelas

Capítulo 2

- 2.1 Custos médios de construção de usinas com capacidade entre 50 - 100 MW no Brasil
- 2.2 Comparação das situações de operação, distribuição das potências e consumos relativos
de combustível

Capítulo 3

- 3.1 Comparação dos ciclos de potência analisados em função das taxa de compressão da
turbina a gás

- 3.2 Características construtivas e operacionais - LM 2500 PE (ISO)
- 3.3 Valores máximos de contaminantes para vapor utilizado em turbinas a gás e água de alimentação de caldeiras de recuperação (HRSG)
- 3.4 Regulamentação de emissões proposta para turbinas gás de baixa potência (< 20 MW) na Europa
- 3.5 Padrões brasileiros de emissão, referentes a queima de combustíveis líquidos derivados de petróleo em fontes estacionárias.
- 3.6 Principais poluentes emitidos por turbinas a gás
- 3.7 Faixas de temperatura à entrada da caldeira de recuperação segundo o nível de pós - queima.

Capítulo 4

- 4.1 Sumário de resultados segundo os parâmetros de desempenho baseados na Primeira Lei da Termodinâmica
- 4.2 Perdas de energia na caldeira de recuperação
- 4.3 Definição das eficiências racional e de segundo tipo dos subsistemas
- 4.4 eficiências exergéticas e irreversibilidades dos subsistemas
- 4.5 Taxas de irreversibilidade em função das taxas de transferência de calor

Capítulo 5

- 5.1 Custos exergéticos comparativos entre o ciclo STIG e Simples
- 5.2 Efeito das ineficiências sobre os custos exergoeconômicos unitários - sem incidência dos custos fixos
- 5.3 Custos exergoeconômicos segundo o Método da Extração (US\$/MWh.)
- 5.4 Custos exergoeconômicos segundo o Método da Igualdade (US\$/MWh.)
- 5.5 Sumário das premissas econômico - financeiras para a análise de sensibilidade

Anexos

- B.1 Valores sugeridos para o *pinch* e *approach point*
- B.2 Perdas de pressão admitidas na caldeira de recuperação - lado dos gases de combustão
- C.1 Tarifa de energia elétrica para o subgrupo A3, horosazonal, sem ICMS

- C.2 Custos da turbina a gás GE LM 2500 PH, 22. 8 MW nominal
- C.3 Custos do gerador de vapor com um nível de pressão (22, 5 Bar)
- C.4 Custos do sistema *stand - by* de óleo combustível
- C.5 Despesas com engenharia e construção
- C.6 Custos dos equipamentos auxiliares utilizados na geração de eletricidade

Nomenclatura

Letras Latinas

A - matriz de incidências

$A_{F,P}$ - matriz de combustível e produto

BEN - benefício

C = custo exergoeconômico [US\$/s]

C^* - vetor de custos exergoeconômicos

c = custo exergoeconômico unitário [US\$/GJ]

cp = calor específico [kJ/kg]

DA = despesas com amortização [US\$/s]

DCF = fluxo de caixa atualizado [US\$]

DSC = despesas com o sistema convencional [US\$]

DCE = despesas com eletricidade do sistema de cogeração [US\$]

DSG = despesas com combustível, operação e manutenção do sistema de cogeração [US\$]

E = custo referente a estoque de peças de reposição [US\$/s]

Ef = efetividade de um trocador de calor

Ex = fluxo de exergia [kJ/s]

ex = exergia específica [kJ/kg]

Ex^* = custo exergético [kJ]

h = entalpia específica [kJ/kg]

Hr = jornada anual de operação [horas]

I = taxa de irreversibilidade [kJ/s]

i = taxa de desconto/juros

IMP = impostos [US\$]

j = condição/ fluxo em estudo

k = custo exergético unitário [kJ/kJ]

m = fluxo de massa [kg/s]

N = numero referente a condição/situação analisada

P = pressão [kPa]

Q = fluxo de calor[kJ/s]

q = transferência de calor por unidade de massa [kJ/kg]

R = constante universal dos gases [kJ/kmol K]

RB = receita bruta obtida com a venda de excedentes [US\$]

RL = receita líquida [US\$]

r_p = relação de compressão

RVE = receita de venda de eletricidade e vapor [US\$]

s = entropia específica [kJ/kg]

S_g = taxa de entropia gerada[kJ/s]

T = temperatura [K e °C]

v = volume específico [m³/Kg]

V^* - vetor de valorização exergética externa

V_z^* - vetor de valorização monetária externa

W = potência [kW]

W - vetor referente a matriz de bifurcações e preposições exergéticas

w = potência específica [kJ/kg]

W_z - vetor referente a matriz de bifurcações e preposições econômicas

X = jornada anual de operação do ciclo STIG [h]

x = fração mássica

Y = jornada anual de operação do ciclo Simples [h]

Y_b^* - vetor de valorização externa

Y^*m - vetor de valorização exergoeconômica externa

Z = custos de capital [US\$/s]

$-Z$ - vetor de custos de capital, manutenção e operação.

0 - vetor correspondente a propriedade conservativa dos balanços dos custos exergéticos

Letras Gregas

α_e - matriz de entradas

α_b - matriz de bifurcações e equações auxiliares(preposições)

β = fator de recuperação de capital

Δ = variação entre dois estados analisados

ε = eficiência exergetica

γ = expoente politrópico

η = eficiência

θ = fator de Carnot

Superescritos

ch = químico

h = associado a entalpia

p = associado a pressão

ph = fisico

q = associado ao calor

s = associado a entropia

T= total

Subscritos

cald = caldeira

cgn = compressor de gás natural

comb = combustível

comp = compressor

e = referente aos fluxos que entram

eco = econômico

eletr =elétrico

f = formação

gc = gases de combustão

gel = gerador elétrico

gn = gás natural

H= fonte de alta temperatura

L = fonte de baixa temperatura

liq =líquido

m= mecânica

0 = estado termodinâmico correspondente a 25 °C e 101,325 KPa

p = politrópica

r = real

rev =reversível

s = referente aos fluxos que saem

t =teórica

tap = turbina de alta pressão

tp = turbina de potência

turb = turbina

vap = vapor

Abreviaturas

BOT - Built -own - operate

BOOT - Built -own -operate-and- transfer

BOL - Built -own -leasing

CCGT- Ciclo combinado - turbina a gás

ECO - economizador

ESI - índice de economia de energia

EUD - diagrama de utilização de energia

FCP - combustível destinado a potência

FSR - taxa de economia de combustível

FUE - fator de utilização de energia

HAT - turbina a gás com ar úmido

HRSG - caldeira de recuperação

IC - resfriador intermediário

IRGT - turbina a gás com recuperador intermediário

MMBTU - milhões de BTU

O&M - operação e manutenção

PCI - poder calorífico inferior

PHR - taxa potência /calor

R&D - pesquisa e desenvolvimento

RGTC - recuperative gas turbine cycle
ROI - taxa de retorno sobre o investimento
RWI - recuperative water injected
SCGT - simple cycle gas turbine
TIR - taxa interna de retorno
VAL - valor atual líquido

Siglas

ABDIB - Associação Brasileira da Indústria de Base
ASME - American Society of Mechanical Engineers
BNDES - Banco Nacional de Desenvolvimento Econômico e Social
CHESF - Companhia Hidroelétrica do Rio São Francisco
CPFL - Companhia Paulista de Força e Luz
CONAMA - Conselho Nacional do Meio Ambiente
COPENE - Companhia Petroquímica do Nordeste
DNAEE - Departamento Nacional de Águas e Energia Elétrica
FIESP/CIESP - Federação das Indústrias do Estado de São Paulo
GCOI - Grupo de Coordenação de Operações Interligadas
ISO - International Standards Organisation
PURPA - Public Utility Regulatory Police Acts
NEPCO - National Energy Production Corporation
RMB - Refinações de Milho, Brasil Ltda.
SINTREL - Sistema Nacional de Transmissão de Energia Elétrica

Capítulo 1

Introdução

1.1 Cogeração e termoeconomia

Perante o atual quadro do setor elétrico brasileiro, que se defronta com a iminência de riscos de blecautes, fato conseqüente da falta de capacidade de investimentos por parte das estatais geradoras e distribuidoras, a cogeração apresenta - se como uma alternativa eficiente para impulsionar o crescimento da oferta e agilizar os investimentos devidos e necessários, com custos competitivos de instalação e produção em relação à hidroeletricidade.

No Brasil esta atividade tem tido expressão somente no setor sucro - alcooleiro, ainda que seja ineficiente. Em vários países a cogeração tem sido valorizada em um contexto que extrapola os objetivos da diversificação das estruturas de produção de energia elétrica, e permite a participação de forma abrangente de todos os agentes envolvidos.

Ainda que pese o ambiente adverso ao setor elétrico, a cogeração passará a ter uma participação significativa e mais contundente a medida que seja viabilizada uma política de diretrizes e uma estrutura tarifária condizente com a realidade internacional.

A relação proposta entre os dois assuntos - cogeração e termoeconomia, resume - se na aplicação dos conceitos de avaliação termodinâmicos agregados à disciplina economia, de tal forma que possibilite realizar uma análise mais profunda e minuciosa dos componentes de um sistema energético.

Estes conceitos serão aplicados no sistema de cogeração analisado neste trabalho, o qual baseia - se essencialmente em um estudo preliminar apresentado pela empresa americana NEPCO - *National Energy Production Corporation*, especializada na concepção de projetos e implantação de plantas de potência, à RMB - Refinações de Milho, Brasil Ltda., grande processadora de milho.

O projeto proposto foi especialmente concebido para a utilização racional do gás natural na cidade de Cabo - PE, na geração de aproximadamente 25 MW_e de energia elétrica e 75 ton./h (57,7 MJ/s) de vapor saturado. Para ambos insumos produzidos, ocorre a geração de excedentes que deverão ser despachados para um pólo industrial situado nos arredores da planta industrial da RMB.

A adoção hipotética de duas configurações de operação, quanto ao nível de geração de eletricidade, as quais representam os perfis médios de demanda segundo o fator de capacidade, permite valorizar através da comparação os conceitos da análise termoeconômica perante os resultados obtidos.

A metodologia utilizada, permite também o domínio adequado e a interpretação dos parâmetros de avaliação dos componentes do sistema. Embora, apesar das incertezas associadas as preposições adotadas relativas às funções de custos, e a integração dos processos que constituem uma estrutura única de produção, a termoeconomia permite identificar os maus funcionamentos, através da quantificação em termos de combustível, e o uso dos recursos consumidos ao longo da instalação e os seus reflexos nos custos dos produtos.

1.2 A abrangência do trabalho

O objetivo final deste trabalho é fazer uma análise exergética e termoeconômica do sistema de cogeração proposto, comparando - se as duas configurações de operação, através da identificação das perdas e irreversibilidades nos vários componentes, bem como a quantificação, em termos de custos unitários exergéticos e exergoeconômicos, dos efeitos das ineficiências sobre os mesmos.

O trabalho também avança em questões mais amplas, relacionadas a atividade de cogeração, e procura apresentar algumas experiências internacionais vividas, estruturas e políticas tarifárias específicas a cada país e assuntos afins.

Em linhas gerais, o trabalho pode ser dividido em três partes. A primeira parte é formada pelos Capítulos 2 e 3 e destina - se a uma discussão sobre a atividade cogeração e o seu nível de importância em diversos países e na forma e modalidade comumente encontrada de acordo com as suas particularidades. É também discutido o seu potencial perante o perfil atual da matriz energética brasileira, e procura - se definir o seu espaço na eminente descentralização e desregulamentação do setor elétrico brasileiro. O atual estado da arte dos ciclos de potência, em especial as turbinas a gás aeroderivativas, é introduzido no Capítulo 3, que também enfoca

questões pertinentes as vantagens obtidas pela flexibilização operacional dos ciclos STIG. Referências de eficiências de Primeira e Segunda Lei são apresentadas por diversos autores, através de comparações entre diversos ciclos baseados em turbinas a gás. Outro ponto abordado, refere - se às relações de interesse ambiental, pois as turbinas a gás tem se destacado como uma tecnologia que possibilita, em comparação com outros ciclos térmicos que empregam combustíveis fósseis, baixas emissões de poluentes por KW gerado. Ainda no Capítulo 3, é feita uma pequena introdução de caldeiras de recuperação e sua aplicabilidade em sistemas de cogeração.

O Capítulo 4 destina - se à apresentação dos critérios adotados na análise exergetica. Também são apresentados alguns critérios baseados na Primeira Lei, comentados utilizados em estudos preliminares para comparar alternativas tecnológicas. Os resultados referentes as eficiências baseadas na Primeira e Segunda Lei são apresentados neste capítulo, e analisado o comportamento das mesmas entre as duas configurações de operação.

O Capítulo 5 está totalmente dirigido a análise termoeconomica e se destina a apresentação da Teoria de Sistemas formulada de acordo com as preposições adotadas para sistemas energéticos. São apresentados os resultados obtidos pela análise termoeconômica: custos exergeticos e exergoeconômicos unitários, bem como os resultados das técnicas de análise de investimentos de capital perante a variação das tarifas de venda dos excedentes.

O Capítulo 6 é destinado as considerações finais, com a apresentação das principais conclusões sobre os resultados obtidos com o trabalho.

A terceira parte é constituída pelos anexos que complementam o trabalho.

O Anexo A apresenta o equacionamento e as considerações adotadas na determinação das propriedades termodinâmicas ao longo da turbina a gás. O Anexo B, é destinado ao equacionamento da caldeira de recuperação e à discussão sobre o seu funcionamento em relação à variação de carga na turbina a gás. No Anexo C, são descritas as premissas econômico - financeiras correntemente adotadas em sistemas de cogeração e empregadas na análise termoeconomica.

E, finalmente no Apêndice, são apresentados as equações dos balanços e as preposições adotadas na forma matricial, as planilhas das propriedades termodinâmicas para as duas configurações de operação e as planilhas de fluxos de caixa para as alternativas de financiamento utilizadas.

Capítulo 2

Cogeração

2.1 Conceitos

Cogeração é a produção simultânea e seqüencial de energia elétrica e térmica útil, a partir de uma única fonte de energia (HU, 1985)¹. Do ponto de vista energético, a atratividade da cogeração resume-se no aproveitamento dos rejeitos térmicos da máquina motriz para um outro propósito útil, elevando consideravelmente as eficiências globais das plantas de potência, a valores relativamente superiores aos dos sistemas convencionais independentes de calor e potência. A utilização dos rejeitos térmicos para outra atividade em qualquer que seja a máquina motriz, possibilita valorizar o combustível, através da redução das perdas para o meio ambiente. O aproveitamento dos rejeitos e a forma como a potência elétrica é gerada pode variar de acordo com a atividade produtiva e o porte do cogrador, bem como as particularidades energéticas de cada país.

Na Europa, o sistema de aquecimento residencial é bastante difundido através da utilização de pequenas usinas termoelétricas (calor distrital), as quais possibilitam atender as necessidades de aquecimento das coletividades próximas com o aproveitamento da entalpia do vapor de escape das turbinas. Este sistema representa uma alternativa que valoriza os insumos energéticos, através da concentração da geração térmica em uma única unidade, ao invés de utilizar sistemas independentes e comparativamente de baixas eficiências nos domicílios.

A forma e quantidade de energia cogorada em relação as necessidades, são bastante variadas e dependem de fatores econômicos e técnicos, que viabilizem a sua implementação. Frequentemente no entanto, exceto em algumas situações, opera-se em conformidade com a

¹ Existem varias outras expressões que definem esta atividade e a mais utilizada no Brasil é auto-produção.

demanda térmica (paridade), porque a rede elétrica atua, para uma instalação de cogeração, como um sistema de armazenamento.

2.2 Histórico

A cogeração foi inicialmente empregada na eletrificação industrial no início do século 20. Com o passar dos anos, até meados da década de 70, a cogeração perdeu importância, devido principalmente à manutenção dos preços dos insumos energéticos, em especial os combustíveis derivados do petróleo. Com o embargo do petróleo em 1973, que elevou substancialmente os preços, houve um redirecionamento das atenções, que passaram a visar a redução dos custos de energia em todas as atividades industriais.

Esta elevação inicialmente, não se refletiu de imediato no comportamento dos grandes usuários, pois, naturalmente as primeiras providências foram relacionadas a políticas de conservação drástica de energia em todas as suas formas. (WALTER, 1994)

O impacto da elevação nos custos de geração de eletricidade, empregando-se combustíveis derivados de petróleo entre 1970 e 1980 é citado por HU(1985), que exemplifica a elevação do custo do US\$/kWh neste período de ¢1 para ¢7. Esta brusca elevação fez coincidir o surgimento de novas políticas e regulamentações do setor de geração elétrica em âmbito mundial, com o objetivo de possibilitar uma maximização do uso de insumos energéticos, com destaque nos países desenvolvidos.

Os EUA implantaram de forma pioneira, um programa específico no final dos anos 70 denominado PURPA ², o qual teve como proposta, tratar da regulamentação desta atividade de forma mais organizada, envolvendo: produtores, concessionárias (distribuidores) e consumidores, de tal forma que eliminasse qualquer tipo de distorção ou favorecimento entre as partes.

2.3 Experiências internacionais e do setor sucroalcooleiro brasileiro

As principais experiências com a desregulamentação do setor elétrico, introduzindo a atividade de cogeração de uma forma mais consistente, foram vividas pelos países desenvolvidos, devido a que suas fontes primárias de energia eram fortemente dependentes de petróleo importado. Este cenário desfavorável, ativou a criação de mecanismos de incentivos

² *Public Utility Regulatory Police Acts*

à atividade, que possibilitaria uma redução no custo referente a eletricidade para os autoprodutores, além de atender, de uma forma mais eficiente, as demandas crescentes.

Dentre os programas adotados que destacou-se no cenário internacional, foi o já comentado, PURPA, introduzido pelo governo americano em 1978. Este programa estabeleceu inicialmente que as concessionárias locais eram obrigadas a comprar qualquer quantidade de excedente, que por ora fosse possível despachar para a rede pública, sem qualquer limite, desde que fossem qualificadas perante as exigências e com fontes renováveis. Este mecanismo assegurou uma remuneração mais justa à eletricidade excedente, além de uma série de vantagens financeiras e fiscais. Na primeira fase, compreendida entre 1978 e o início dos anos 80, precisamente em 1981, aconteceram práticas de abusos por parte das concessionárias, as quais impuseram dificuldades aos cogeneradores, através de cobranças de altas taxas de fornecimento em caráter emergencial (paradas para manutenção, quedas na qualidade de fornecimento devido a oscilações de tensão, etc.) Ainda assim, as concessionárias questionavam a viabilidade do gerenciamento de cargas, na introdução de novas, as quais poderiam desequilibrar o sistema interligado, pois não era possível exercer um controle adequado à elas. Após este período, visto como experimental, o governo americano revogou disposições que tornaram a atividade mais favorável aos cogeneradores, para a venda de excedentes. Ocorreu uma proliferação da atividade, principalmente na Califórnia, Texas e Nova York, através da utilização do gás natural, abundante até então.

No final dos anos 80, o governo americano revogou a obrigatoriedade de compra de excedentes dos cogeneradores e produtores independentes e extinguiu os critérios de qualificação. Também ficou estabelecido que o custo marginal³ passaria a ser apenas um referencial nas negociações.

A proliferação de novas instalações ao longo da década de 80 foi tanta, que excedia-se o aumento da demanda, forçando paralisações temporárias de termelétricas convencionais. No ano de 1992, o governo introduziu o *Energy Policy Acts* (EPA), fazendo assim com que as disposições se aproximassem do perfil europeu, através da diferenciação do porte do cogenerador, entre pequenos e grandes. O principal objetivo era proteger o pequeno produtor de eventuais riscos mercadológicos ou perante a ocorrência de situações desfavoráveis e imprevistas. Para os grandes produtores passou a vigorar o esquema de licitações, de acordo com as necessidades de incremento de geração elétrica.

³ Custo marginal : custo referente aos investimentos previstos para a expansão de uma planta para que a mesma possa despachar para a rede pública.

Passou - se então a criar novas configurações de expansão, através da união de todas as partes envolvidas, as quais possibilitaram um menor nível de investimento próprio e a redução dos riscos inerentes à atividade. A possibilidade de cogeração em que a planta opere em paridade térmica também foi observada, de tal forma que fosse maximizado o aproveitamento do insumo energético. (WALTER,1994).

Após o *boom* vivido na década de 80, que veio a introduzir cerca de 60000 MW no parque gerador americano, presencia-se atualmente uma desaceleração natural no setor.

As causas principais estão relacionadas a excessos produzidos, que conseqüentemente acabam forçando o mercado a reduzir as tarifas de compra de excedentes. (SWANEKANP,1995)

TOUCHTON & RODE (1996) comentam que nos anos recentes, os compradores de eletricidade excedente tem se dado uma política de se isolarem de riscos financeiros, através de termos contratuais que transfiram os mesmos para os proprietários da planta de potência em caso de interrupção de fornecimento. Os proprietários por sua vez, tem transferido ou atribuído estes riscos para os fabricantes dos equipamentos ou para os operadores das plantas na forma de Danos Liquidados.

Opções mais recentes estão sendo adotadas por algumas companhias na modalidade de implantação de um projeto de cogeração: *Built-Own-Transfer* (BOT) e *Built-Own-Operate-and-Transfer* (BOOT)⁴. Estas opções estão se tornando bastante populares e envolvem operações *turn-key*, sob as quais os riscos recaem sobre os fabricantes e/ou incorporadores do empreendimento num determinado período de tempo.

Com as disposições então introduzidas no *EPA* e as novas modalidades de construção e operação, originou - se um movimento de associações entre as empresas envolvidas, de tal forma que houvesse uma repartição do investimento entre cogeradores, concessionárias, instituições financeiras e fabricantes de equipamentos.

Outros países europeus e asiáticos, também introduziram programas semelhantes, porém mais adequados as suas culturas energéticas locais. Estes programas resumem - se no aproveitamento de uma maior diversidade de insumos (carvão, dejetos domésticos e industriais, lixo urbano, etc.) de forma a caracterizar um multi - aproveitamento de recursos.

⁴ No sistema *BOT*, o agente financeiro ou a parte que financia o projeto, não opera o sistema e é remunerado pela receita obtida da produção de energia elétrica. Já no sistema *BOOT*, o denominado agente financeiro, opera a planta durante um certo período, vendendo energia (elétrica e térmica) aos interessados por tarifas previamente definidas. Findo este prazo, a planta de potência é comprada pelo seu valor residual ou é repassada a concessionária ou ao maior beneficiado, sem qualquer indenização.

Na Europa, as legislações acabaram se tornando diversificadas e específicas para cada país. WALTER(1994) comenta que condições mais favoráveis foram encontradas na Itália e Espanha, através de uma melhor remuneração das tarifas de eletricidade cogeraada, que possibilita a amortização dos investimentos em períodos mais curtos. Mesmo assim, a cogeração não tornou-se expressiva nestes países.

A partir de 86, o governo italiano definiu um plano energético para elevar a capacidade de geração de eletricidade através da energia nuclear, mas teve uma enorme rejeição popular. Passou - se então a dar uma conotação ambiental à atividade de cogeração, pois associado a esta idéia, procurava - se valorizar a conservação e um maior e melhor aproveitamento dos recursos energéticos.

O maior incentivo porém, foi introduzido em 1990 através de uma melhor remuneração da tarifa pelas concessionárias, condizente e incentivadora, possibilitando desta forma a viabilização a curto prazo do aumento da oferta de energia elétrica. Parcialmente, os objetivos preliminares foram atingidos, e em 4 anos adicionaram - se 2300 MW nas indústrias através da cogeração e 1520 MW na rede pública.

Já na Espanha, o governo adotou no início da década de 80, um programa semelhante ao PURPA, denominado “ *Lei sobre Conservação de Energia*”, que determinou a obrigatoriedade de compra por parte das concessionárias, dos excedentes de eletricidade gerada pelos cogeradores. Também regulamentava valores mínimos de eficiência e condições técnicas que garantissem um nível de qualidade na cogeração. Ainda assim , a cogeração não se viabilizou conforme as expectativas iniciais e novos mecanismos de incentivos foram criados para acelerar a implantação de novas unidades, principalmente através da assistência técnica e financeira por meio dos órgãos estatais. A parcela de energia cogeraada passou de 2 %, para 3,2 % em 89 e 5 %, em 94.(WALTER,1994)

Na França, a cogeração não tem tradição histórica, visto que o modelo energético é caracterizado pela centralização estatal e fortemente baseado na energia nuclear. A geração elétrica baseada na energia nuclear é uma tecnologia de baixa flexibilidade operacional e apresenta um baixo fator de utilização, configurando um perfil de superdimensionamento ao parque gerador. Com a intenção de minimizar este problema, a estatal francesa, responsável pela regulamentação do setor, estimulou a substituição de combustíveis e tecnologias em todos os setores da sociedade, visando melhorar o fator de utilização do parque gerador.

Atualmente o único setor em que a cogeração representa possibilidades de crescimento sustentado, mas porém pouco expressivo, restringe - se a atividade de tratamento de lixo e

resíduos diversos. Entretanto, o tratamento de lixo não pode ser enquadrado como opção energética, mas estritamente voltado para a questão ambiental, tendo nível de importância energética secundária, pois, cerca de 50 % da energia elétrica total gerada é consumida no próprio processamento do lixo.

A atratividade econômica resume -se na economia de compra de energia elétrica, não sendo, entretanto, viabilizada pela venda de excedentes às concessionárias.

No setor terciário, a cogeração pode encontrar um cenário mais favorável e promissor, através de políticas tarifárias que penalizem consumidores com grandes variações de carga, caso dos hospitais e shopping centers. Sob este princípio tarifário a diversificação da cogeração pode ser concretizada através do emprego de motores de combustão interna.

Na Holanda e Países Baixos, mais de 3000 MW de potência é provido por sistemas de cogeração, também baseados no conceito de calor distrital, onde o governo promove a atividade e oferece subsídios de 17,5 % sobre o custo de capital instalado em plantas de até 20 MW.

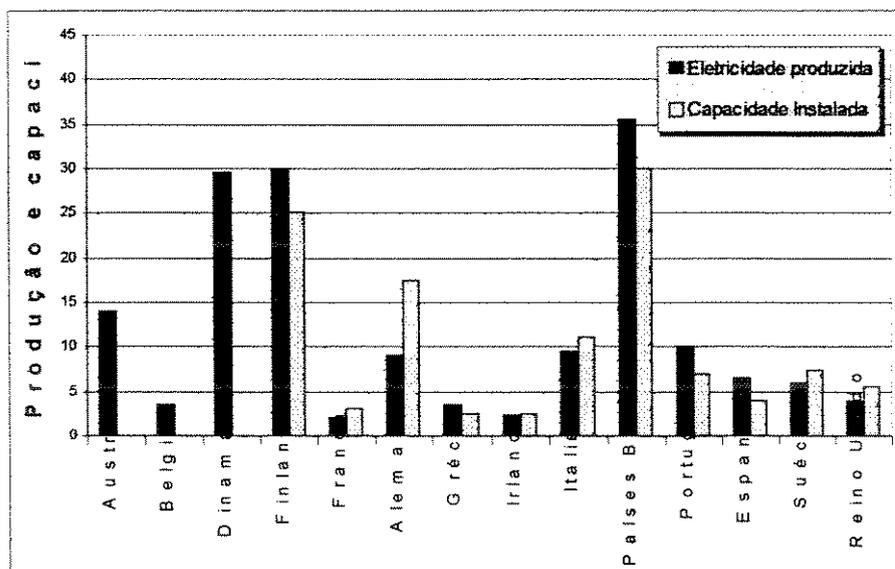


Figura 2.1 Contribuição da cogeração na produção de eletricidade no continente europeu .

Fonte : Adaptado de ELECTRIC POWER INTERNATIONAL, Dez. 1995

Na Alemanha, que deve ser analisada pela sua importância na economia europeia, a participação da cogeração na matriz energética é expressiva, principalmente devido as elevadas tarifas elétricas praticadas pelas concessionárias.

A utilização de usinas termoelétricas e o uso intensivo de carvões minerais mais caros, extraídos no próprio país, são os fatores que tornam as tarifas mais altas, se comparadas com

os demais países europeus. Na Alemanha, a cogeração se destaca na forma de geração de calor distrital e pelo enorme número de empresas pulverizadas, administradas pelos órgãos municipais, responsáveis pelas infra-estruturas locais. Do ponto de vista econômico, mesmo sendo rentáveis, são induzidas a utilizarem os lucros obtidos para cobrir eventuais prejuízos de outros setores municipais, não tornando-as propensas ao desenvolvimento sustentado.

Porém, a grande preocupação do governo alemão é adequar o sistema elétrico, a unificação eminente no Mercado Comum Europeu, perante a fragilidade verificada através dos altos custos operacionais em comparação com os outros países. Desta forma, o governo assumiu um papel mais agressivo, através de incentivos ao setor terciário, para empregar motores de combustão interna na geração própria de eletricidade. São sistemas de capacidade de investimento relativamente pequenos para as empresas e comunidades, e que provocam impactos ambientais menores quando comparados com as tradicionais plantas que empregam carvão mineral.

Além destas medidas de incentivos, alguns governos estaduais da Alemanha tem oferecidos subsídios para sistemas de calor distrital e para redes de distribuição de calor. (SWANEKAMP, 1995)

No sudeste asiático, a cogeração mostra um cenário mais favorável praticamente em todos os segmentos da economia.

No Japão, a cogeração é amplamente difundida no setor terciário e industrial, sendo neste último de maneira bastante diversificada, por meio de associações de empresas com interesses em comum principalmente na forma de redes de calor⁵. No setor terciário, o momento é de franca expansão, onde cerca de 400 MW são acrescidos em média a cada ano.

Os excedentes gerados são tratados com elevado grau de importância no sistema elétrico, pois representam uma alternativa de caráter emergencial.

As concessionárias não são obrigadas a adquirirem os excedentes gerados, e por sua vez, as regulamentações estabelecidas não determinam a implantação de dispositivos de segurança e proteção da rede elétrica na operação em paralelo, acarretando-se então, uma redução nos custos de geração.

⁵ O Ministério da Indústria e Comércio Internacional do Japão, relatou em 1994, que está provendo atenção especial na criação de regulamentações para tais redes de calor devido a sua abrangência e importância econômica no país. Somente entre 1988 e 1995, 115 redes de calor foram construídas e cerca de 50 estão sendo instaladas. (SWANEKAMP, 1995)

Tal como ocorre na Europa, no sudeste asiático também há uma cultura sócio-econômica sacramentada no uso intensivo e racional dos insumos energéticos, provocada pela dependência externa e a preocupação em minimizar os impactos ambientais. (WALTER, 1994).

Na América Latina, a Argentina tem sido pioneira na liberação total do seu sistema elétrico às forças do mercado, que acabou provocando um processo de rápida modernização. Atualmente, para que uma empresa possa despachar a sua eletricidade cogorada dentro do sistema integrado argentino (controlado pela COMESA, o equivalente ao Grupo de Coordenação de Operações Interligadas⁶ brasileiro), seu preço deve ser da ordem de US\$ 21/MWh ou menor, dado o excesso de oferta no mercado *spot*. Uma das causas desta situação de superoferta, é a grande disponibilidade de gás natural, que culminou na adoção de incentivos ao seu uso em usinas termelétricas, aliada a economicidade dos ciclos combinados.

Atualmente, as maiores empresas privadas de geração elétrica que operam no mercado argentino, estão construindo instalações que proverão mais de 2500 MW com sistemas que empregam a tecnologia dos ciclos combinados. Esta nova expansão, juntamente com os outros 11500 MW já instalados (incluindo-se 1018 MW de origem nuclear) perfaz uma capacidade firme no parque gerador. Esta experiência argentina é relatada por BATISTA & HUKAI(1996) em setembro de 96, os quais apontam uma solução técnica e econômica que favoreça tanto a Argentina, no escoamento de seus excedentes em direção ao mercado brasileiro através da exportação, quanto ao Brasil, na redução do risco de falta de eletricidade.

Uma integração dos países constituintes do Mercosul, resultaria numa fusão dos sistemas energéticos, e favoreceria o surgimento de um mercado *spot*, consistente e sólido, e que traria benefícios para todos os envolvidos. Esta integração possibilitaria um aumento da oferta, por meio de permuta entre os países, através de estações conversoras de 60/50 Hz, que são relativamente pouco dispendiosas (5 à 6 US\$/MWh). A Argentina já tem praticado esta permuta com o Uruguai, bem como o Brasil com o Paraguai, através de Itaipu.

A confirmação desta intenção e a programação dos inícios de aquisição de energia elétrica argentina, foi anunciada através de edital de compra emitido pela Eletrobrás em Abril de 97, para adquirir uma capacidade firme de 1000 MW (O ESTADO DE SÃO PAULO, 19/03/97). Já no lado brasileiro, as experiências vividas pelas concessionárias e órgãos estatais, resumem -se basicamente no setor sucroalcooleiro paulista, em especial pela CPFL.

⁶ GCOI - equipe constituída por técnicos de várias concessionárias, para administrar o ajuste entre a oferta e a demanda de energia elétrica no sistema interligado brasileiro.

O “*Programa São Paulo para Cogeração*”⁷ lançado pela concessionária paulista, tem como grande virtude ser pioneiro na elaboração de uma política diferenciada no tratamento da atividade cogeração. Resultados experimentais satisfatórios foram obtidos ao longo do período compreendido entre 87/93, refletindo uma evolução de 244 % na potência de exportação e 1787 % no montante de energia (27.755 MWh. em 1987 para 49.260 MWh em 1993). Um estímulo financeiro tem sido estudado pelo governo paulista, que pretende obter junto ao DNAEE, autorização para elevar a tarifa paga aos usineiros pela energia despachada, de R\$ 35,33 para R\$ 50/MWh. A intenção é elevar a energia firme disponível no período de safra, dos atuais 20 MW para 200 MW em 97 e a 600 MW em 98.(REVISTA DA INDUSTRIA, 09/09/96). Além do mais, estas experiências tem possibilitado criar condições favoráveis para o aprimoramento do corpo técnico de profissionais envolvidos, especialmente do lado do autoprodutor.

Porém, do ponto de vista dos usineiros, este otimismo não tem sido compartilhado e o setor não qualifica as perspectivas como boas, segundo JUNQUEIRA FRANCO (1997) devido principalmente a:

- (i) inexistência de uma política adequada, objetiva e definitiva, que garanta o investimento e rentabilidade ao negócio;
- (ii) ausência de uma legislação específica que ampare o produtor num sistema como o atual, estatizado e fechado;
- (iii) tarifas realistas, de acordo com os custos e preços praticados internacionalmente;
- (iv) desconfiança em relação ao governo pela sua instabilidade de atitudes.

O relatório do “*Programa São Paulo para Cogeração*”, conclui que dentre diversos fatores, os mais contundentes referem-se à definição de regras e políticas mais claras com diretrizes próprias e que garantam ao potencial existente a sua efetiva viabilização (CPFL).

Em 10/09/96 o Presidente da República, regulamentou a produção de energia elétrica para o produtor independente através de disposições, que qualificam a atividade quanto ao potencial (hidráulico e térmico) e do porte a ser instalado.

⁷ Este programa não visa estabelecer mecanismos de incentivos financeiros, mas principalmente propor regras comerciais neste tipo de operação para uma desregulamentação total e possibilitar ao sistema a manutenção de uma elevado índice de qualidade de fornecimento de energia. Estes índices estão sendo obtidos com a a operação em paralelo entre a concessionária e os usineiros.

O quadro da figura 2.2 demonstra graficamente a abrangência das concessões e os respectivos portes quanto ao processo de qualificação.

Lei 9074 - Concessão de Projetos de Cogeração
Lei 2003 - Produtor Independente e Autoprodutor

Destino da energia	Tipo	Até 1 MW	Até 5 MW	Até 10 MW	Acima de 10 MW
Serviço	UHE				
Público	UTE				Licitação
Auto	UHE	Livre			
Produção	UTE				Autorização
Produção	UHE				Licitação
Independente	UTE				Autorização

UHE: hidroelétrica
UTE: termoelétrica

Figura 2.2 Quadro demonstrativo de potencial projetado e o tipo de concessão para instalação e operação de usinas elétricas.

O decreto autoriza a atuação de empresas privadas e até pessoas físicas, como autoprodutores para consumo exclusivo. Produtores independentes poderão destinar a energia ao consumo próprio, à venda ou a permuta por blocos de energia gerados em outros locais. O produtor independente poderá construir usinas de geração de capacidade até 1 MW, já o auto produtor terá um teto maior, 10 MW, sem a necessidade de autorização do DNAEE. Alguns obstáculos estão sendo removidos, entre eles o livre uso das linhas de transmissão⁸, que pertencem as estatais bem como a integração dos produtores independentes e autoprodutores ao SINTREL⁹.

O presidente da ABDIB¹⁰, acredita que as leis regulamentadas pelo governo, poderão atrair investimentos de até US\$ 15 bilhões em 1997, revelando o grau de interesse despertado nos fornecedores de bens de capital. O Ministério das Minas e Energia anunciou que colocará em licitação em 1997, 11 novas usinas hidroelétricas, que adicionarão 2.280 MW aos 55.000 MW atualmente instalados. Em 1996, o DNAEE, aprovou projetos de construção de 61 novas usinas térmicas, com capacidade de 1315 MW (O ESTADO DE SÃO PAULO, 05/10/96).

⁸ O uso de linhas de transmissão de energia elétrica estatal por parte de empresas privadas, deverá ser liberada mediante o pagamento de um pedágio (*wheeling tax*), se as mesmas tiverem intenção de despachar eletricidade para serem consumida por uma outra unidade industrial da empresa. Este pedágio será cobrado segundo a distância entre o ponto de geração e o de consumo final.

⁹ Sistema Nacional de Transmissão de Energia Elétrica.

¹⁰ Associação Brasileira da Indústria de Base.

2.3.1 A cogeração vista como alternativa para elevar a capacidade de oferta de energia elétrica

A possibilidade de gerar energia elétrica pela metade da tarifa cobrada pelas concessionárias, é um dos principais motivadores para que as grandes indústrias consumidoras invistam em cogeração.

Estudos realizados pela FIESP/CIESP, mostram que uma usina privada pode gerar energia a US\$ 25/MWh e dependendo do caso, este número pode baixar ainda mais com as usinas térmicas de autoprodutores, enquanto que as tarifas pagas as concessionárias, situam-se em torno de US\$ 40/MWh.¹¹

Outro ponto a ser estimulado, é a garantia de fornecimento e disponibilidade do produto a qualquer hora, ainda mais diante do quadro assustador de risco de déficit de energia elétrica já para 1997, que segundo a Eletrobrás pode superar os 5 % (REVISTA DA INDUSTRIA 05/08/96).

O quadro atual do equilíbrio entre consumo e produção atualmente no Brasil é preocupante. A margem de segurança atual beira os 4 %, valor este muito abaixo do limite crítico estabelecido por padrões internacionais.

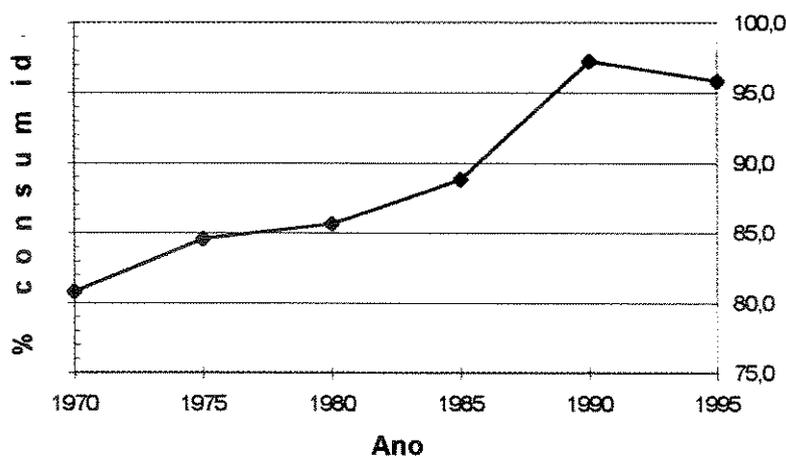


Figura 2.3 Relação consumo/produção de energia elétrica no Brasil.

Fonte: FIPE/USP - REVISTA DA INDUSTRIA 09/09/96

¹¹ Os custos totais R\$/MWh das concessionárias públicas estatais exclusivamente distribuidoras e mistas (geradoras, transmissoras e distribuidoras) são bastante diferenciados : CESP- R\$ 31,09, CEMIG - R\$ 44,64, Eletronorte -R\$ 45,96, COPEL- R\$ 54,58 e CEEE - R\$ 70,21. A participação dos custos de pessoal por MWh vendido, são: CESP- R\$ 4,83, CEMIG - R\$ 11,72, Eletronorte -R\$ 7,11, COPEL- R\$ 17,45 e CEEE - R\$ 19,01. (O ESTADO DE SÃO PAULO-30/12/96)

Ainda que os governos, nas esferas estaduais e federais, estejam se movimentando para ampliar a oferta de eletricidade e evitar um colapso no fornecimento a curto prazo, somente a entrada de agentes da iniciativa privada no sistema gerador poderá proporcionar os investimentos necessários para garantir o fornecimento ajustado a demanda. A capacidade de investimento estatal esta paralisada devido a falta de recursos financeiros disponíveis. Além do mais, a saturação do potencial hidráulico, impossibilita a implantação de usinas com custos de geração economicamente viáveis, pois os grandes centros consumidores estão distantes, vindo a elevar em demasia o investimento, devido a longas linhas de transmissão.

Segundo dados do Programa Decenal de Geração 1996-2005 da Eletrobrás, o custo médio de construção de uma usina hidroelétrica na faixa de 50 a 100 MW situa-se em torno de 1000 a 1200 US\$/KW, podendo chegar a 1500 US\$/KW se houver grandes gastos com linhas de transmissão. (REVISTA DA INDUSTRIA , 05/08/96).

Já o custo de construção de uma usina térmica, depende do tipo de combustível utilizado.

Tabela 2.1 Custos médios de construção de usinas com capacidade entre 50 -100 MW no Brasil (US\$/KW)

Usinas hidroelétricas	Usinas termoeletricas
US\$ 1.000,00 a US\$ 1.500,00	US\$ 1.400,00 (carvão)
	US\$ 900,00 (óleo combustível)
	US\$ 700,00 (gás natural)

Fonte : FIESP/CIESP

Do ponto de vista econômico e tecnológico, a energia térmica só tem vantagens sobre a hidráulica. Tem prazo de amortização mais rápido (maior rentabilidade) e curto tempo de instalação, em média 2 anos, ao passo que as usinas hidroelétricas requerem este prazo somente para projeto, e além do mais, podem ser construídas próximas dos grandes centros consumidores. Mas para realizar investimentos maciços na cogeração, os empresários interessados requerem tarifas realmente condizentes com a realidade internacional e com os custos praticados, além de contratos e regras mais claras, que não sejam alteradas conforme a conjuntura.

Por todas as vantagens citadas, a cogeração deve ser encarada como indispensável perante o atual quadro sombrio que paira sobre o sistema elétrico brasileiro. A ação de regulamentação do Estado deve garantir a participação do capital privado, tanto através de

concessões como na forma de induzir a competição, a eficiência na conversão das energias, a diminuição dos custos e à qualidade de fornecimento.

2.3.2. A estrutura tarifária atual

Atualmente, as tarifas de cogeração são vinculadas, conforme a legislação vigente, ao custo marginal de expansão do setor. Como premissas básicas, a política do governo propõe a existência de modelos comerciais para a aquisição de energia elétrica de autoprodutores de curto e longo prazo, além da inclusão da tarifa de paralelismo. Segundo a portaria 246 do DNAEE, duas modalidades de contratação de energia elétrica de autoprodutor, podem ser atualmente praticadas no Brasil: curto e longo prazo. A mesma possui características especialmente adequadas ao setor sucroalcooleiro e não possui mecanismos de garantia de fornecimento mínimo para o produtor, bem como máximo de energia despachada para a rede, situação oposta àquela verificada no programa americano PURPA¹².

A CPFL tem praticado esta atividade comercial deste 1988, de forma pioneira e experimental conforme comentado anteriormente. A descrição de ambas as modalidades de contratação e remuneração tarifária, são:

- (i) Contratação de curto prazo : contratação de energia de no mínimo 2 MW até o limite máximo de 30 MW. Trata-se de uma modalidade que requer avaliações frequentes de confiabilidade operacional, com tarifa base em 1/3 (um terço) do custo marginal de expansão da geração do sistema interligado. Transitoriamente, o autoprodutor assume os investimentos necessários à adequação do sistema elétrico da concessionária, especialmente aqueles relacionados ao sistema de proteção no lado de baixa tensão da subestação. Caso venha a ser formalizado contrato de longo prazo, o valor correspondente a estes investimentos é restituído ao autoprodutor, pois nesta modalidade, os mesmos são de responsabilidade da concessionária, conforme determina a portaria DNAEE/246. A tarifa

¹² HU (1985), faz uma descrição das tarifas até então praticadas, com vistas a estabelecer a viabilidade de projetos para obtenção de financiamentos, através de um planejamento com aspectos multi-critérios, logicamente envolvendo os riscos inerentes de um projeto deste vulto e as oscilações econômicas, a seguir:

Hell -or-High Water contract, no qual a concessionária é obrigada a comprar uma quantidade mínima especificada de eletricidade; *Take-or-pay contract*, a concessionária é obrigada a pagar para o cogenerador toda a energia elétrica excedente disponível, quer a concessionária precise ou não; *Take-and-pay contract*, a concessionária paga somente por aquilo que necessita para atender a sua demanda. É o tipo de contrato com modalidade de aquisição suficiente para os órgãos financiadores, pois significa uma fonte de repagamento; e por último, *Take-as-required contract*, é o tipo de contrato de maior risco, envolvendo critérios econômicos, tais como nível de poluição para dada época do ano. É considerada insuficiente para obtenção de financiamento.

atualmente praticada é de R\$ 11,87/MWh¹³ e vigora durante no máximo 2 anos. Findo este prazo, o autoprodutor tem de optar pela contratação de longo prazo ou operar de forma isolada.

- (ii) Contratação de longo prazo: compra de energia até o limite máximo determinado pela diferença entre os valores máximo e mínimo de demanda solicitada pelo sistema ao longo do ano, que ocorre em função da sazonalidade natural de consumo. Este limite pode variar, dependendo da área de concessão e da abrangência de fornecimento.

Para este tipo de contratação, a tarifa praticada é melhor remunerada devido ao seu enquadramento como energia firme de longo prazo, sendo R\$ 35,33 /MWh, e vigência dos contratos por 10 anos, com limite mínimo de exportação de 2 MW. (CPFL,1996)¹⁴

As faturas de fornecimento, contabilizam somente a energia despachada para a rede, configurando a modalidade pegue-e-pague (*Take-and-Pay*). Flutuações bruscas ou interrupções no fornecimento são penalizadas através de dispositivos econômicos pré estabelecidos, visando manter elevados os níveis de qualidade da energia¹⁵.

Para contratação de energia elétrica em situações emergenciais, o autoprodutor é obrigado a optar pela operação em paralelo ao sistema interligado, com o objetivo de garantir o fornecimento nestas situações. Esta tarifa é cobrada mediante a demanda requerida prevista e do consumo ocorrido, segundo o nível de tensão do consumidor. Acrescenta - se ainda a taxa de paralelismo da potência colocada em paralelo, independentemente do nível de tensão. Ambas são cobradas mensalmente.

2.3.3 A visão dos empreendedores e os riscos envolvidos

Para uma empresa industrial, os objetivos primários estão voltados ou dirigidos para a linha principal de produtos e os processos de fabricação utilizados. As empresas que fazem a opção pela auto-produção, quer seja parcial ou total, da eletricidade consumida pela sua linha industrial visualiza primeiramente avaliar a relação de custo/benefício que a cogeração pode proporcionar ao seu sistema produtivo.

¹³ Março/97

¹⁴ Conforme comentado anteriormente, o governo paulista pretende, perante aos órgãos competentes federais, obter autorização para elevar esta tarifa à valores próximos de US\$ 50,00/MWh.

¹⁵ A remuneração paga pela concessionária as usinas de açúcar, depende de dispositivos que medem a qualidade da energia colocada na rede, de tal forma que o valor de R\$ 35,33/MWh., é o máximo que um cogrador pode obter sem sofrer nenhuma penalidade de fornecimento.

Os benefícios são relacionados com a redução de custo no processo industrial, devido a economia proporcionada entre a tarifa de eletricidade paga às concessionárias e o custo de auto-produção, pela venda de excedentes a terceiros e/ou às próprias concessionárias, pelo melhor aproveitamento do combustível.

Os custos primários são constituídos de investimentos de capital, custos relacionados às taxas de juros durante a construção, de implantação e modificação dos equipamentos, de espaço físico, custos devidos ao nível de produção reduzida durante a instalação, de combustível, operação e manutenção de novos equipamentos, impostos locais (bombeiros, prefeitura etc.), seguros e de desmontagem de instalações existentes.

Os benefícios secundários para a indústria, são aqueles relacionados à qualidade elevada do vapor e da eletricidade, obtidos com a cogeração, tendo conseqüentemente uma melhoria no nível de processamento, com insumos de menor variabilidade nas suas propriedades. Já os custos secundários seriam aqueles relacionados com pré-engenharia, de planejamento e do risco de falha, quebra ou operação do equipamento, este último podendo comprometer a rentabilidade do empreendimento. (HU, 1985)

Os riscos de operação estão associados aos padrões de desempenho e a durabilidade dos equipamentos bem como ao nível de qualidade de manutenção empregado. TOUCHTON & RODE (1996) relatam experiências de manutenção com turbinas a gás, os quais associam diretamente os riscos técnicos e a rentabilidade do projeto. Uma turbina a gás utilizada em sistemas de cogeração que venha sofrer um dano sério, provoca efeitos colaterais que podem custar alguns milhões de dólares a empresa. A troca não programada do primeiro estágio de palhetas do primeiro rotor de uma turbina classe F (*heavy duty*), pode custar aproximadamente US\$ 3 milhões e despender até 8 semanas de parada. Os impactos financeiros que esta parada pode acarretar à empresa são incalculáveis, podendo vir a interromper os negócios (caso de um produtor independente) ou reduzir a competitividade do autoprodutor. A minimização desses riscos requer a seleção cuidadosa do fornecedor e sua capacidade de mobilização em situações emergenciais, além do requerimento de um tratamento específico e diferenciado à máquina motriz, em relação ao restante do processo produtivo.

Além destes, outros riscos estão associados as incertezas e fatores adversos, dentre eles, os industriais e os econômicos e financeiros. Associados aos riscos industriais, estão relacionados a possível inadequação da instalação perante o perfil das demandas futuras de eletricidade e vapor. (WALTER, 1994)

Já no referente aos riscos econômicos e financeiros, os mesmos estão sujeitos a uma grande variabilidade de parâmetros que venha a ocorrer ao longo do tempo de operação. Estes riscos são analisados através de uma análise de incertezas, onde todas as variáveis mensuráveis são introduzidas: preço do combustível, tarifas de venda de excedentes de eletricidade e os custos relativos ao capital (taxas de desconto e outras, sujeitas ao mercado financeiro e a projeção do crescimento dos custos associados a operação e manutenção). O impacto que o custo do combustível provoca nos preços finais pode ser relativo, pois a sua competitividade deve ser analisada perante a alteração de todos os outros combustíveis, que consequentemente terão seu valor ajustado.

Em relação à energia elétrica, podem ocorrer as seguintes mudanças ao longo da vida útil do projeto:

- alteração de preços pagos pelas concessionárias na compra de excedentes;
- alteração das tarifas correntemente praticadas pelas concessionárias, vindo a aumentar a competitividade do cogrador em relação aos concorrentes que não possuem sistema de cogeração;
- e nas Tarifas de Emergência (*back-up rates*).

De forma que possa ser assegurada a remuneração do investimento, as tarifas e preços dos energéticos devem, se possível, ser pré - fixados mediante compromissos formais, preferencialmente na forma de contratos para minimizar estes riscos econômicos. e garantir a rentabilidade do negócio(HU,1985)

2.4 Relações calor/trabalho - critérios de seleção da máquina motriz

A seleção da máquina motriz, depende diretamente dos perfis térmicos e elétricos requeridos e da relação entre ambos. Idealmente, o calor recuperável é inteiramente utilizado, enquanto que a máquina motriz segue o perfil de carga de potência elétrica.

Para a obtenção da máxima capacidade do equipamento com o mínimo desperdício de energia, faz-se necessário adequar da forma mais próxima possível, a relação calor rejeitado/trabalho produzido pela máquina. Frequentemente, no entanto, exceto algumas situações em que prevalece a lógica econômica, opera-se em paridade térmica com as necessidades do processo, porque a rede elétrica atua, para a instalação de cogeração, como um sistema de armazenamento.

Porém, vender o excedente de eletricidade produzido, ou o calor na forma de vapor, em base a um contrato com um usuário externo, pode passar a ser um fator determinante na seleção de uma máquina motriz, ou propriamente da tecnologia adotada.

PERAL(1996) comenta que o potencial térmico da energia a ser recuperada, é o segundo maior determinante na especificação do tipo e porte da máquina motriz.

Normalmente razões elevadas de calor/trabalho podem ser obtidas com o emprego de turbinas a vapor. A variação dessas relações, de quantidade de calor rejeitado pela potência produzida, está diretamente relacionada com os níveis de pressão praticados pelas caldeiras. De uma maneira geral, estas relações tem - se elevado, acompanhando o desenvolvimento de novos materiais de construção de caldeiras, vindo a possibilitar geração de vapor a níveis de pressão e temperatura mais altos. Com estas novas condições, saltos entálpicos maiores na turbina são verificados de forma a elevar a capacidade de geração da planta. As turbinas a vapor possibilitam boa flexibilidade operacional, permitindo uma adequação entre as demandas térmicas e elétricas, através de extrações intermediárias de vapor. Já razões médias e baixas de calor/trabalho podem ser obtidas através da utilização de turbinas a gás, ou seja, são mais adequadas para a maximização na produção de excedentes de eletricidade em sistemas de cogeração.

HORLOCK(1997), apresenta uma comparação interessante entre os diversos ciclos e a relação calor/ trabalho produzido. Há diversos outros esquemas mais complexos, mas segundo a figura 2.4, os principais são: F (planta baseada em turbina a vapor, de extração e condensação), G (planta baseada em turbina a vapor a contrapressão), H (turbina a gás e motores diesel) e J (ciclo combinado com utilização da energia contida no vapor por um processo de fabricação).

			W	Q_u
A	Caldeira doméstica		0	0,5
B	Calor distrital (caldeira industrial)		0	0,9
C	Planta de potência com turbina a gás		0,3	0
D	Planta de potência com turbina a vapor		0,4	0
E	Planta de potência com ciclo combinado		0,44	0
F	Planta de potência com turbina a vapor com extração		0,38	0,10
G	Planta de potência com turbina vapor a contrapressão		0,25	0,60
H	Planta de potência com turbina a gás e cald. de recuperação		0,30	0,55
J	Planta de potência com ciclo combinado -turbina a vapor de contra-pressão/turbina a gás		0,40	0,42
K	Bomba de calor acionada por turbina vapor (somente esquema de calor)		0	1,74

Figura 2.4 - Sistemas de potência mais usuais para geração de calor e eletricidade
Fonte : Adaptado de HORLOCK (1997).

Onde, F é o combustível introduzido; W , o trabalho mecânico/elétrico gerado e Q_u , o calor útil produzido para posterior uso em processos produtivos.

As caldeiras (A e B) produzem somente calor, mas a segunda consegue operar com eficiência relativamente maior devido a uma concepção construtiva que aproveita melhor o combustível. Plantas de potência convencionais baseadas em turbinas a gás e a vapor podem obter eficiências na faixa de 30 e 40 %. Em operação conjunta, formam o ciclo combinado (E e J), possibilitando obter eficiências consideravelmente maiores em relação às demais tecnologias isoladas.

Comparativamente, tecnologias baseadas em turbinas a gás tem eficiências de conversão próximas daquelas que empregam exclusivamente turbinas a vapor, porém, os tempos de instalação são menores, bem como o custo relativo $\$/kW$ instalado, que torna a turbina a gás mais adequada para produção de excedentes de potência. Outro ponto favorável à turbina a gás é a possibilidade de colocá-la em regime de operação, em curtos períodos de tempo, em alguns casos até 10 minutos.

Para pequenas relações de calor /trabalho requeridas, utilizam - se motores de combustão interna, devido à alta eficiência de conversão na ponta do eixo, em torno de 30 - 45 % sobre o combustível fornecido.

2.5 O projeto preliminar básico: descrição dos subsistemas considerados para análise termoeconômica

O sistema de cogeração em análise possui capacidade nominal de geração de 20 MW de potência elétrica e 53,93 ton./h de vapor¹⁶. Consiste de uma turbina LM 2500 PH da *General Electric*, aeroderivativa, com compressor axial multiestágio e turbina de alta pressão, um gerador de gases quentes que aciona uma turbina de potência, diretamente acoplada num gerador elétrico.

Queimadores de baixa emissão de NO_x ($DLNO_x$) estão previstos na câmara de combustão somente para adequar os níveis de poluentes às exigências padronizadas pelo Banco Mundial para projetos de cogeração. Porém, estes níveis de poluição excedem as especificações da legislação brasileira. (CPC/RMB COGENERATION PROJECT, 1995).

O ar aspirado pelo compressor é filtrado e umidificado. A umidificação possibilita uma redução de temperatura e conseqüente redução do volume específico do ar, de tal forma que eleve a vazão mássica ao longo do processo de compressão.

Gás natural é fornecido à planta a uma pressão de 870 kPa, sendo necessária a sua compressão para permitir a injeção na câmara de combustão e o controle de vazão na válvula reguladora de fluxo.

O gás de escape da turbina possui elevada qualidade de energia térmica, sendo recuperado em uma caldeira de recuperação (HRSG) de 2 níveis de pressão. A caldeira é constituída de 2 economizadores, de baixa pressão para aquecimento da água à montante do desaerador, e outro de alta pressão, após a saída da bomba de alimentação. O vapor reevaporado pelo tanque de descarga de fundo da caldeira, é posteriormente injetado no desaerador. Um sistema de queima auxiliar de gás natural é utilizado para elevar a capacidade de geração de vapor, pois o gás de escape da turbina estando nas condições ISO¹⁷, é suficiente para gerar somente 37,8 ton./h na pressão de 2,25 MPa e 320 °C. Este sistema de recuperação com queima auxiliar, aproveitá o oxigênio disponível no gás de escape, bem abaixo do limite, para viabilizar a combustão do combustível ao máximo¹⁸. O vapor gerado é utilizado para injeção na turbina para maximizar a geração de eletricidade e para uso no processo, tanto por parte da RMB, como pelos potenciais compradores do pólo. As altas energias de pressão e cinética dos gases oriundos da turbina, dispensam a utilização de ventiladores de insuflamento e exaustão.

O comportamento de uma caldeira de recuperação acoplada a uma turbina LM 2500 PE, pode ser visualizada na figura 2.5 a seguir, quanto a sua capacidade de geração de vapor.

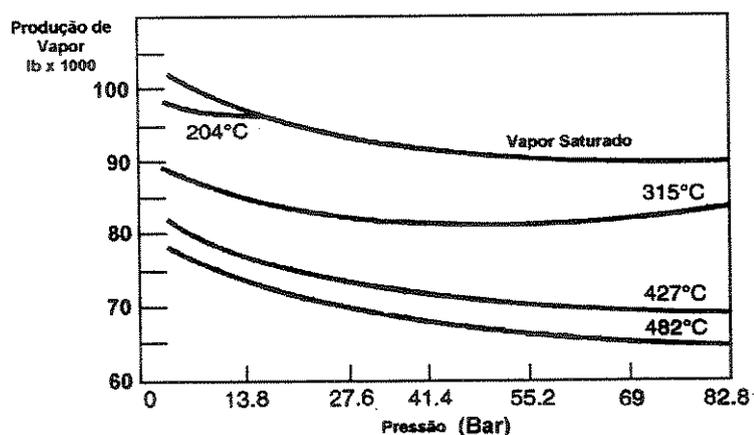


Figura 2.5 Capacidade de geração de vapor da turbina a gás LM 2500 em função da pressão e temperatura do vapor.

Fonte: LM 2500 GAS TURBINE CATALOG (1996).

¹⁶ P= 1140 kPa saturado para processo e P= 2250 kPa , T= 317 ° C para injeção na turbina a gás.

¹⁷ Pressão atmosférica de 101,325 kPa e temperatura de 15 °C.

¹⁸ A vazão de oxigênio excedente, é devido ao sistema de resfriamento das palhetas da turbina de alta pressão e do processo de combustão empregado pela tecnologia DLNOx, que requer elevada diluição combustível/ar (*lean premix*). Os teores de oxigênio situam-se na faixa de 13 a 16 % em volume.

A água suprida para o sistema provém do retorno de condensado do processo e do sistema de reposição (*make-up*), sendo de qualidade desmineralizada. O processo de desmineralização de água requerida, por imposição técnica da turbina, aproveita as instalações já existentes, as quais são utilizadas na fabricação de xaropes de glucose.

A necessidade de reposição é acarretada pela perda de água para a atmosfera através da descarga de gases da caldeira, e também devido aos sistemas de produção de alto vácuo no processo, por meio de ejetores a vapor. A água que adentra no sistema (retorno de condensado e água de reposição), recupera por meio de troca térmica uma pequena parcela de energia contida na descarga de fundo da caldeira, após sofrer reevaporação no tanque *blowdown*. As temperaturas de entrada no trocador *blowdown* são diferentes quando ocorrem modos de operação distintos quanto à capacidade de geração elétrica, determinados pela injeção ou não de vapor na turbina conforme descrição no item 2.5.2.

Qualquer que seja o modo de operação da turbina, admite-se que a demanda de vapor para processo é constante, e portanto, o fluxo correspondente ao retorno de condensado possuirá também temperatura constante.

Em relação ao sistema elétrico, o gerador deverá despachar energia em tensão de 13,8 KV, trifásico, 60 Hz, para distribuição interna. No despacho de energia para consumidores externos e concessionária local a tensão é elevada para 138 KV.

Outros equipamentos auxiliares, sistemas de lubrificação, torre de resfriamento da água de refrigeração do óleo de lubrificação, transformadores auxiliares, etc., não estão representados no fluxograma e não são incorporados na análise.

A planta também incorpora um sistema de armazenamento de óleo destilado leve para eventual queda de fornecimento de gás natural, com capacidade para 75 m³, conforme visualizado na figura 2.6.

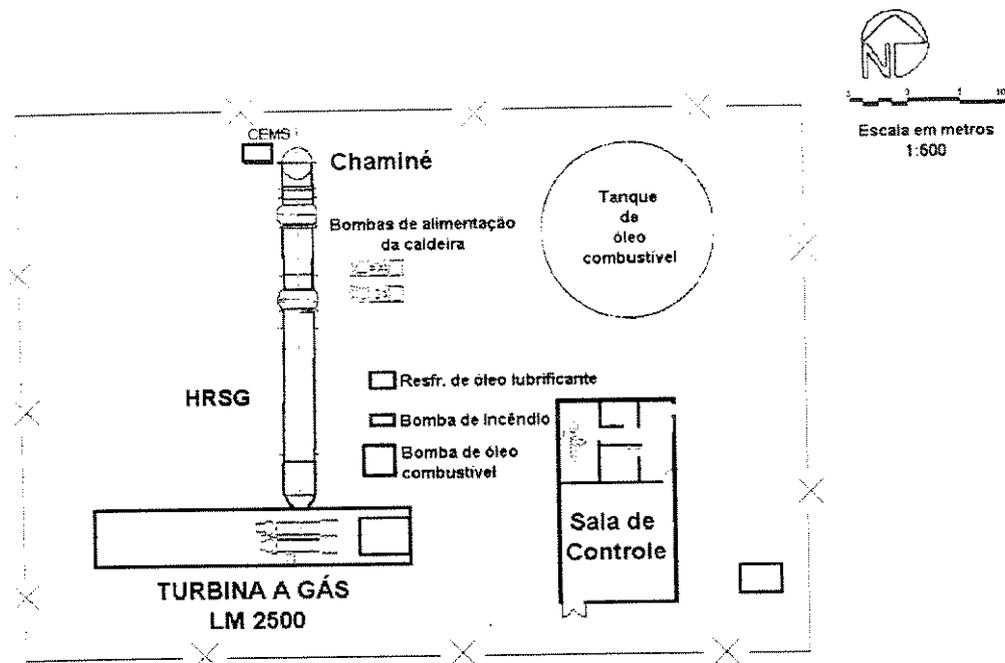


Figura 2.6 Disposição física da turbina a gás, caldeira de recuperação e equipamentos auxiliares.

Fonte : CPC/RMB COGENERATION PROJECT(1995)

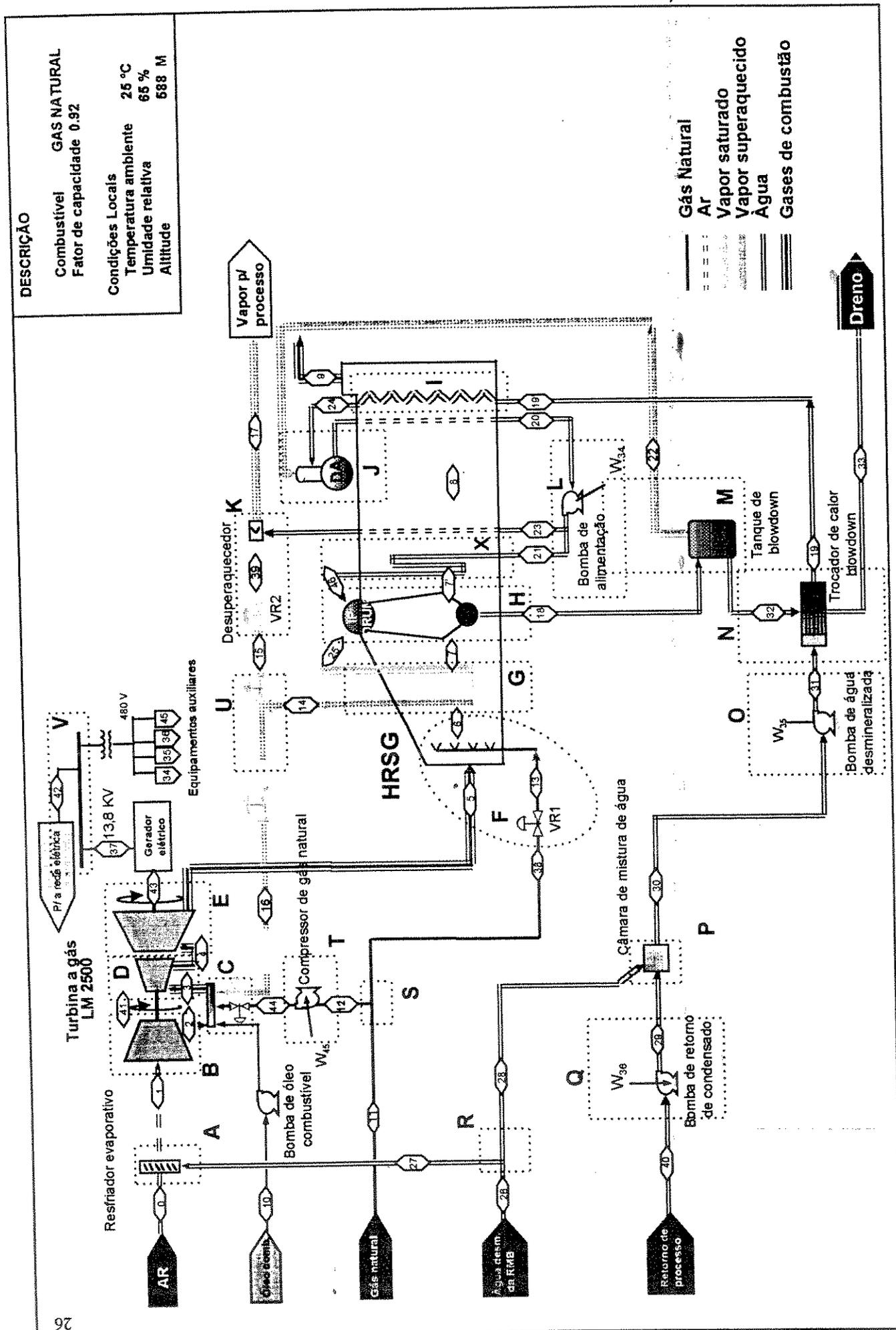


Figura 2.7 Fluxograma básico e identificação adotada para os fluxos e subsistemas (volumes de controle)

2.5.1 Modos de operação adotados para análise e comparação

A turbina a gás que possibilita a injeção de vapor para incrementos de potência é uma máquina que permite elevada flexibilidade operacional, e devido a sua natureza regenerativa, possibilita manter as eficiências térmicas do sistema de potência em níveis relativamente elevados em amplas faixas de carga. Esta flexibilidade possibilita o atendimento pleno dos perfis de carga térmica e elétrica, qualquer que sejam estes.

Os possíveis desbalanceamentos entre as cargas requeridas, podem ser sustentados pela rede, desde que a mesma admita o despacho de energia elétrica, através de absorção dos excessos. A modulação da geração de vapor na caldeira de recuperação pode ser perfeitamente adequada entre o fluxo de energia dos gases de escape e a queima suplementar na caldeira.

Uma combinação da análise de perfil de carga com uma avaliação econômica é indispensável, para determinar as influências das eficiências de conversão de energia nos custos de geração de potência térmica e elétrica.

A ferramenta básica para dimensionar e avaliar o desempenho de um sistema de potência é a determinação das curvas de duração de cargas térmica e elétrica. Essas curvas geralmente são obtidas através do registro de dados ao longo de um determinado período de tempo, onde os valores médios encontrados representam os perfis mais recorrentes.

Entretanto, o ideal seria levantar valores horários, com 8760 dados que representariam o perfil anual do sistema de potência. Normalmente, aparecem múltiplas cargas diferentes de eletricidade e vapor, as quais nunca estão balanceadas em qualquer que seja o instante. PERAL(1996) comenta que no caso em que seja possível a determinação da carga de base e a carga de pico, ambas podem ser consideradas como representativas para um perfil hipotético.

Através de informação apresentada no fluxograma do estudo preliminar (CPC/RMB COGENERATION PROJECT, 1995), o fator de carga (FC)¹⁹ igual a 92%, é a premissa básica para a determinação e dimensionamento do sistema, e representa a jornada equivalente em horas de operação a plena carga. Este referencial é apresentado por HU(1985) para medir o fator de utilização de uma instalação, e é dado pela relação entre a capacidade anual verificada de cogeração (kWh), comparada à capacidade máxima teórica (kWh. x 365 dias x 24 horas /1000).

¹⁹ Em uma tabela comparativa HU, (1985), apresenta alguns valores de fator de carga com enorme desvio padrão. Indústria de alimentos: 0.40; 0.30; 0.24 e 0.83; - química: 0.76; 0.63; 0.55. A projeção da demanda de vapor ao longo da semana deve ser a mais alta e estável possível, tendo como objetivo manter a turbina em operação a plena carga. Desta forma, mantém-se um fator de carga elevado e o investimento será assimilado mais rapidamente.

Da jornada anual disponível, 8760 horas, a turbina a gás LM 2500 requer aproximadamente 40 horas anuais para manutenção preventiva e corretiva, segundo valores médios apresentados pelo fabricante, acrescidos de uma jornada referente a interrupção de operação programada anual de 120 horas. LARSON & WILLIANS (1987) relatam que devido à construção modular da turbina LM 2500, a mesma permite paradas para manutenção relativamente curtas.

Portanto, a jornada real efetiva passa a 8600 horas, e deste montante, 7912 horas equívalem a operação a plena carga. Para representar este período equivalente de plena carga, duas situações hipotéticas e distintas, com valor representativo médio, são propostas para análise e comparação.

As duas situações são descritas a seguir e configuram respectivamente ciclo STIG e Simples, expressões que designam ambas ao longo deste trabalho:

(i) Ciclo STIG²⁰

Neste caso há injeção de vapor na câmara de combustão da turbina a gás, configurando um ciclo STIG, aumentando assim a geração de potência elétrica líquida. A caldeira supre as necessidades de vapor para processo e para injeção na própria turbina, através de uma queima suplementar. A finalidade deste recurso é possibilitar o aumento da capacidade de geração de excedentes e conseqüentemente elevar a receita com venda de eletricidade sem prejuízo da eficiência da turbina a gás, atendendo - se a eventuais picos de consumo.

(ii) Ciclo Simples

Esta situação utiliza a turbina a gás para gerar potência líquida sem recorrer aos artificios de injeção de vapor na câmara de combustão. A capacidade de geração visa atender basicamente as necessidades térmicas do processo da RMB e suprir o pólo²¹.

Admite - se para ambas as situações que o perfil de demanda térmica para processo não se altera. Entretanto, na situação Ciclo Simples a vazão de gás natural necessária para prover a queima auxiliar é reduzida, pois a recuperação dos gases de escape é destinada exclusivamente à geração de vapor para o processo. Na avaliação do sistema é considerado

²⁰ *Steam Injection Gas Turbine*

²¹ O fator de carga relativo a demanda térmica do sistema de cogeração, está diretamente associado ao tipo de atividade fabril. Industrias químicas e alimentícias, devido a suas particularidades de processo, possuem pequenas variações da demanda térmica em relação a elétrica ao longo do tempo

que a turbina a gás funciona predominantemente na maior parte da jornada, no ciclo Simples (carga de base), e no ciclo STIG no restante do tempo.

Os períodos de operação de cada situação dependem da relação de potência elétrica entre ambas e da jornada equivalente a plena carga, podendo ser representados pelo sistema abaixo:

$$\begin{aligned} X(\text{horas}) \times 0,866 &= A (\text{horas}) \\ Y(\text{horas}) \times 1 &= B (\text{horas}) \end{aligned}$$

Foram levadas em conta as seguintes restrições: $X+Y = 8600$ e $A+B = (X+Y).0,92$. onde: o valor 0,866 é a relação de potências entre o ciclo Simples e STIG.

Portanto, a jornada anual do ciclo Simples é igual a 5134 horas, e a correspondente ao ciclo STIG, 3466 horas. A soma de ambas equivale a jornada anual de operação a plena carga da turbina a gás, de 7912 horas ($8600 \times 0,92$).

Tabela 2.2 Comparação das situações de operação, distribuição das potências e consumos relativos de combustível

	STIG	Simples
Potência cogera líquida KWe	24712	21412
% do tempo em operação	40,3	59,7
Jornada anual (horas)	3466	5134
Demanda elétrica RMB (KWe)	5000	5000
Demanda elétrica Pólo (KWe)	19712	16770
Consumo de gás natural do ciclo(kg/s)	1,826	1,47
Consumo de gás natural turbina (kg/s)	1,301	1,26
Consumo de gás natural caldeira (kg/s)	0,525	0,21
Demanda de vapor p/ a turbina Ton./h (kg/s) superaquecido	19,9(5,53)	-
Demanda de vapor p/ processo Ton./h (kg/s) saturado	25(6,94)	25(6,94)
Demanda de vapor p/ o pólo Ton./h (kg/s) saturado	28,9(8,02)	28,9(8,02)

Capítulo 3

Turbinas a gás e caldeiras de recuperação (HRSG)

3.1 Turbinas a gás

3.1.1 Histórico e Generalidades

A história do desenvolvimento da turbina a gás é similar aos outros tipos de motores. O princípio de ação e reação do jato (vapor ou gás) escoando através de um orifício, é conhecido a longo tempo. O que comumente denomina-se turbina a gás é uma combinação (construção compacta) composta de um compressor, uma câmara de combustão e a própria turbina, onde acontece a expansão dos gases; e por vezes, mais unidades que agregam complexidade ao sistema, tais como resfriadores intermediários e trocadores de calor regenerativos.

Na câmara de combustão muitas vezes queimam-se combustíveis líquidos e o termo a “gás”, refere-se aos gases quentes gerados, que escoam através das palhetas da turbina vindo a impulsioná-las e produzindo energia mecânica.

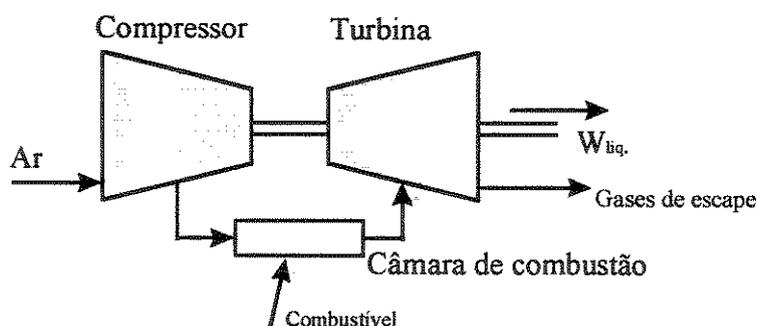


Figura 3.1 Esquema simplificado de uma turbina a gás.

Tal como em qualquer motor de combustão, a geração de potência depende de que os gases aquecidos gerem mais trabalho em sua expansão, do que exige a compressão de uma quantidade correspondente de ar de combustão.

Desde 1950 as turbinas a gás tem sido utilizadas em campos de prospecção de petróleo e gás remotos, plataformas marítimas de prospecção e estações de bombeamento de gás natural. Nestes locais onde água fresca é frequentemente escassa, combustíveis nobres com suprimento barato ou espaços disponíveis limitados, fazem com que as turbinas a gás modulares sejam consideradas a melhor solução. Além do mais, apresentam a vantagem de possuir partidas extremamente rápidas para o potencial de geração, algumas vezes em torno de 10 minutos para colocá-las em regime de operação a plena carga.

As turbinas a gás podem ser classificadas em primeira aproximação, como máquinas de ciclo aberto ou fechado. A primeira, figura 3.1, objeto deste trabalho, descarrega os gases expandidos na atmosfera ou eles são reaproveitados posteriormente em caldeiras recuperativas para geração de vapor. Na segunda, a câmara de combustão é substituída por um trocador de calor, onde calor é cedido por uma fonte quente ao fluido de trabalho. As turbinas a gás de ciclo fechado são as mais caras, porém tem custo de manutenção menor.

Com o advento dos reatores nucleares, as diferentes turbinas à gás passaram a ser utilizadas incluindo um segundo fluido, que transfere calor do reator para o fluido de trabalho por meio de um trocador de calor. Após a expansão na turbina, o fluido de trabalho rejeita calor para o meio ambiente por meio de um trocador de calor e retorna novamente para o compressor.

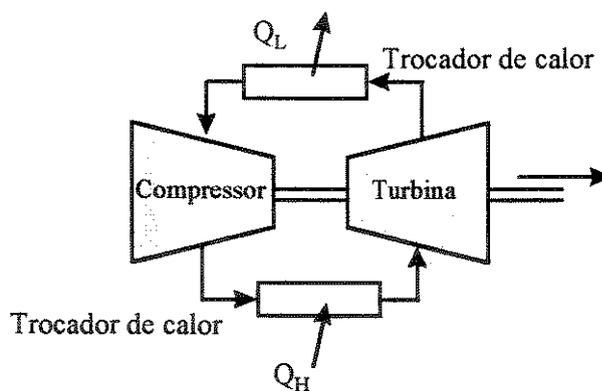


Figura 3.2 - Arranjo esquemático de uma turbina a gás que opera segundo o ciclo Brayton fechado

3.1.2 Ciclo Padrão de Ar Brayton (Ideal)

O ciclo padrão de ar Brayton é o ciclo ideal para turbinas a gás simples.

Ar é comprimido por um compressor, daí fluindo para uma câmara de combustão onde combustível é injetado no mesmo nível de pressão do ar. A combustão, autoportante, gera gases quentes que se expandirão através de bocais, impulsionando as palhetas do rotor e produzindo-se assim energia mecânica.

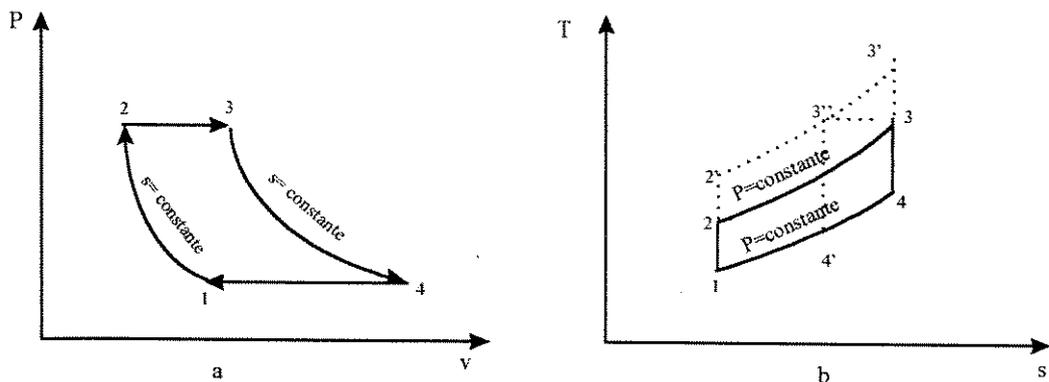


Figura 3.3- Ciclo padrão de ar Brayton - diagramas P-v (a) e T-s (b) .

Os estados correspondentes aos estágios do ciclo esquematizado na figura 3.2, podem ser visualizados na figura 3.3, que corresponde a um ciclo Brayton, ideal .

Observa-se que $P_2=P_3$ e $P_1=P_4$

$$\text{então : } \frac{P_3}{P_4} \equiv \frac{P_2}{P_1} \quad (1)$$

Sendo um processo isoentrópico , é:

$$\left(\frac{P_2}{P_1}\right) = \left(\frac{T_2}{T_1}\right)^{\frac{k}{k-1}} \quad \text{ou} \quad \left(\frac{P_3}{P_4}\right) = \left(\frac{T_3}{T_4}\right)^{\frac{k}{k-1}} \quad (2)$$

O rendimento do ciclo padrão Brayton é determinado por :

$$\eta_{turb} = 1 - \frac{Q_L}{Q_H} = 1 - \frac{cp(T_4 - T_1)}{cp(T_3 - T_2)} = 1 - \frac{T_1\left(\frac{T_4}{T_1} - 1\right)}{T_2\left(\frac{T_3}{T_2} - 1\right)} \quad (3)$$

De (3) , :

$$\eta_{turb} = 1 - \frac{T_1}{T_2} \quad \text{como} \quad \frac{T_1}{T_2} = \left(\frac{P_2}{P_1} \right)^{\frac{k-1}{k}} \quad \text{então pode se escrever também que :}$$

$$\eta_{turb} = 1 - \frac{1}{\left(\frac{P_2}{P_1} \right)^{\frac{k-1}{k}}} \quad (4)$$

Conclui-se portanto, que o rendimento do ciclo padrão a ar Brayton é uma função da relação de pressões entre a entrada e a saída do compressor definida como relação de pressões politrópica. Aumentando-se a temperatura, fica evidente que a pressão também deve aumentar (linhas tracejadas da figura 3.3b). O ciclo 1-2'-3''-4 tem um fornecimento de calor maior, tendo o mesmo fluxo de calor rejeitado do ciclo original, e apresentado portanto um rendimento térmico maior em razão da elevação da temperatura T_3 para T_3'' .

A temperatura T_3 (saída da câmara de combustão) possui um valor máximo, limitado pela resistência metalúrgica dos materiais compostos das palhetas do rotor da turbina.

Porém, fixando-se a temperatura T_3 e aumentando-se a relação de pressão (r_p), o ciclo resultante é 1-2''-3''-4''-1. Este ciclo possui efetivamente um rendimento maior do que o ciclo original 1-2-3-4-1.

O compressor pode absorver de 40 a 80 por cento da potência desenvolvida pela turbina para a compressão de ar. As limitações das relações de pressão entre a entrada e saída do compressor são discutidas no item seguinte (3.1.3.1), com a introdução de complexidades no ciclo básico Brayton para elevar a potência específica (KJ/Kg), com conseqüente redução da potência consumida pelo compressor.

3.1.3.1 Ciclos Reais de Turbinas a Gás e tendências de desenvolvimento de novos ciclos

As turbinas a gás reais diferem do ciclo ideal de Brayton¹, devido principalmente as irreversibilidades intrínsecas associadas ao processo de conversão de energia cinética e térmica em mecânica, através do escoamento do fluido de trabalho ao longo da turbina (perdas de carga) e ao processo de combustão. Graficamente, os deslocamentos dos pontos representativos da figura 3.3b, 1-2-3-4, são mostrados a seguir.

¹ ciclo básico e de referência para comparação entre os ciclos de turbinas a gás.

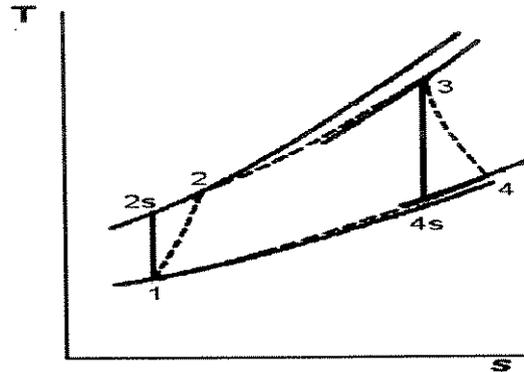


Figura 3.4 - Efeito das irreversibilidades sobre o aumento de entropia, no ciclo Brayton

As eficiências de primeira lei do compressor e da turbina são definidas em relação aos processos isoentrópicos :

$$\eta_{comp} = \frac{h_{2s} - h_1}{h_2 - h_1} \quad (5)$$

$$\eta_{turb} = \frac{h_3 - h_4}{h_3 - h_{4s}} \quad (6)$$

A possibilidade de elevação dessas eficiências com a elevação das temperaturas de entrada na turbina e as relações de compressão, são entretanto o enfoque principal do desenvolvimento de novas tecnologias. O estado da arte, no referente a temperaturas de entrada no 1º rotor da turbina (T_3)², situa-se em valores próximos de 1260 °C³. Os efeitos da elevação da temperatura de entrada no primeiro rotor da turbina, é apresentada pela expressão 7, definida como a relação do trabalho líquido produzido pela turbina ($W_{liq} = W_{turb} - W_{comp}$) e o calor fornecido pela câmara de combustão

$$\eta_{turb} = \frac{W_{liq}}{q_H} = \frac{cp(T_3 - T_4) - cp(T_2 - T_1)}{cp(T_3 - T_2)} \quad (7)$$

onde os trabalhos desenvolvidos e consumidos por cada componente é dado por:

² A parte da turbina onde ocorre a geração dos gases, pode ser dividida em turbina de alta pressão, onde a potência gerada é utilizada pelo compressor e em turbina de baixa ou de potência, na qual é produzida a parcela líquida de potência. Portanto é no primeiro rotor da turbina de potência que as temperaturas são limitadas e determinadas pela resistência mecânica do material componente das palhetas, pois após o primeiro rotor, ocorre o declínio da mesma.

³ Temperatura bastante variada entre os diversos fabricantes de turbinas a gás devido a que os sistemas de resfriamento internos e tecnologias de materiais são diferentes proporcionando assim valores diversos de T_3 .

turbina $W_{turb} = h_3 - h_4 = cp(T_3 - T_4)$ (8)

compressor $W_{comp} = h_2 - h_1 = cp(T_2 - T_1)$ (9)

câmara de combustão $q_H = h_3 - h_2 = cp(T_3 - T_2)$ (10)

A queda de eficiência de segunda lei para uma turbina a gás está associada aos processos de compressão, de combustão e de expansão dos gases. Para o processo de compressão, o aquecimento devido ao atrito fluidodinâmico entre o ar e as palhetas do compressor constitui a maior fonte de geração de irreversibilidade, visto graficamente no deslocamento 2-2' da figura 3.4. Na câmara de combustão, a perda de eficiência de segunda lei, é causada pela degradação de energia associada as reações descontroladas no processo de combustão e pela diferença de temperatura entre os reagentes e produtos. Maiores discussões a respeito estão inseridas no item 4.2.4.

Na zona de expansão, a queda de eficiência também é associada ao processo de reaquecimento devido ao atrito fluidodinâmico entre os gases quentes e as palhetas (deslocamento entre os pontos 4-4'), além é claro, das perdas para o meio ambiente através dos gases de escape.

3.1.3.1 Elevação das Temperaturas de Entrada na Turbina

A evolução da temperatura de entrada dos gases no primeiro rotor da turbina ao longo dos anos, é mostrada por BRISCH *et alii*. (1995).

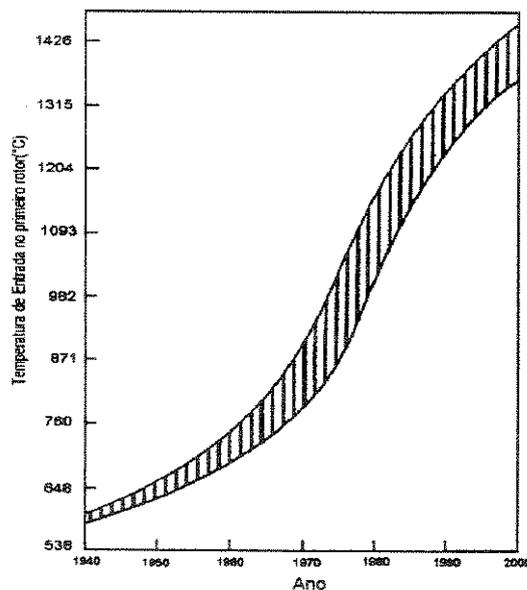


Figura 3.5 Evolução da temperatura de entrada na turbina
Fonte: BRISCH *et alii* (1995), p.735

É notado, através da relação termodinâmica representada pela equação 7, que a elevação de T_3 contribui de fato para a elevação da eficiência do ciclo Brayton. SWANEKAMP (1994), relata que o aumento de 35 % na temperatura de entrada dos gases no primeiro rotor de uma turbina modelo LM 2500 da GE, proporciona acréscimos de 10 a 13 % na potência de saída e um ganho de 2 a 4 % na eficiência térmica.

Estes avanços são devidos principalmente ao desenvolvimento de novas composições metalúrgicas dos componentes da turbina em conjunto com os sistemas de resfriamento interno, onde o ar comprimido advindo do compressor é desviado para canais apropriados escoando superficialmente pelas palhetas de tal forma que configura uma película protetora entre os gases quentes e a superfície das mesmas.

MACCHI *et alii.*(1995) relatam que o sistema de resfriamento das palhetas proporciona aumento da potência específica, mas prejudica a eficiência do ciclo devido a presença de correntes frias que provocam perdas fluido-mecânicas.

Mesmo assim, ainda que os fluxos de resfriamento constituem fontes de penalidade da eficiência térmica (transferência de calor, processo de mistura, estrangulamento pelo resfriamento e outros fenômenos), a sua inclusão é definitivamente benéfica. BRISCH *et alii.*(1995), técnicos da empresa Westinghouse Electric Corporation, citam configurações de sistemas avançados que combinam elevação da temperatura de entrada na turbina, com o emprego de materiais metálicos apropriados e técnicas de resfriamento e revestimento de bocais e palhetas, que permitem alcançar níveis de temperatura na entrada da turbina da ordem de 1427 °C. Comparativamente, em 1970 o modelo 301 da Westinghouse operava com temperaturas de entrada na turbina em torno de 788 °C. Os valores e possibilidades de avanço apresentadas pelo autores, referem-se a um relatório de projeto de oito anos de duração, enfocando principalmente desenvolvimento de técnicas de resfriamento⁴ e materiais metálicos avançados.

Uma joint-venture entre a Westinghouse e Allison/GM, estuda extensivamente a possibilidade de atingir níveis elevados de confiabilidade na operação de turbinas a gás, com temperaturas de chama entre 1454 e 1650 °C. As turbinas a gás são de porte industrial, e o estudo é patrocinado por um programa de Pesquisa & Desenvolvimento(R&D) do Departamento de Energia dos E.U.A.(BANNISTER *et alii.*,1995)

⁴ As necessidades de ar, fornecido pelo compressor e desviado para o sistema de resfriamento das palhetas, era citado por FRAISE & KINNEY (1979) em 5 por cento do fluxo mássico total. BEJAN (1985) revela que sistemas utilizados pela GE em sistemas aeronáuticos, utilizam em torno de 3,5 por cento da vazão total em temperaturas de entrada na ordem de 1700 K (1427°C).

Várias técnicas de resfriamento foram selecionadas e a configuração que mereceu maior destaque e tem sido objeto de estudo, emprega técnicas de transpiração de ar através de duas camadas de material de difusão em formato côncavo, segundo a figura 3.6.

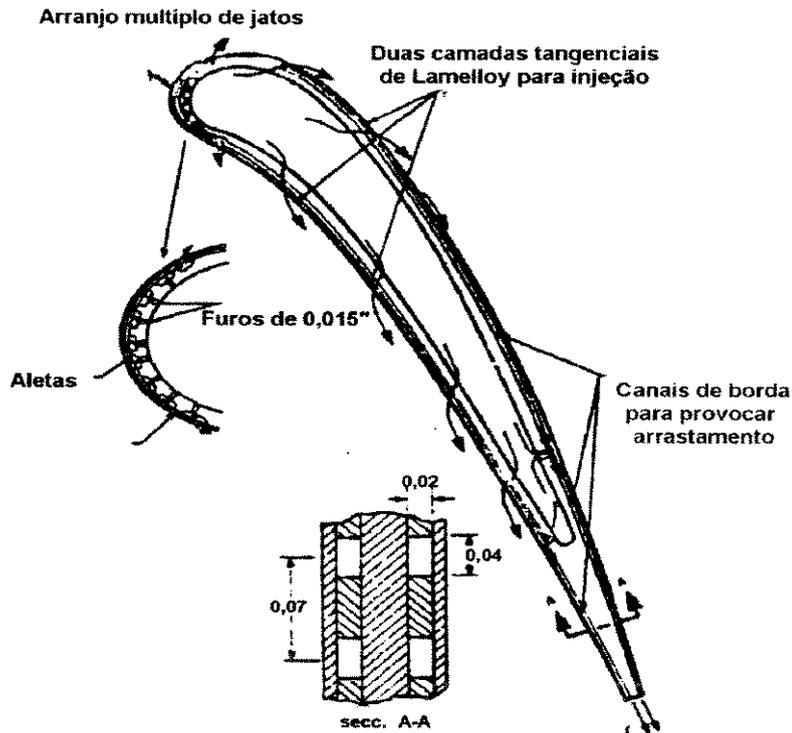


Figura 3.6 Geometria de resfriamento proposta pela Westinghouse/General Motors Allison Division

Fonte: BANNISTER *et alii* (1995), p. 729.

Nas pontas arredondadas, o ar passa por múltiplos difusores e nas demais partes, as camadas externas do material constituinte são resfriadas por meio de transpiração, material este, poroso. Foi patenteado pela Allison Division com o nome comercial de Lamelloy®. (Figura 3.7)

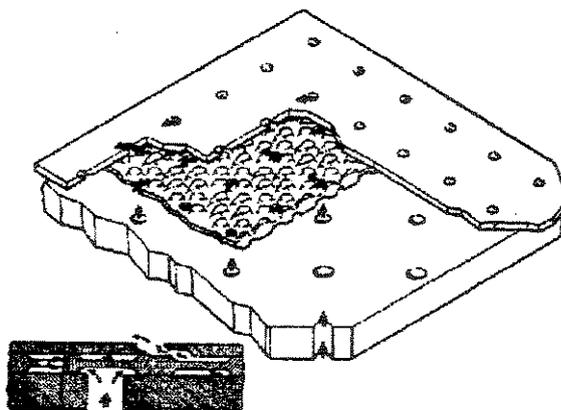


Figura 3.7 Esquema de uma geometria típica Lamelloy®.

Fonte : BANNISTER *et alii* (1995) p. 729

Em agosto de 1995, iniciou-se a operação de duas turbinas a gás MS9001FA da General Electric com 228 MW de potência cada, em uma usina termoeletrica⁵ a 70 km de Londres, onde a empresa de engenharia responsável e o fabricante, noticiavam o uso de sistemas de resfriamento das palhetas com temperatura na ordem de 1288°C. As duas unidades ate então, eram as turbinas a gás mais potentes em operação, conhecidas. (LEIS, BOSS & MELSER 1995)

As seções transversais destas palhetas com os circuitos de ar, são vistas na figura 3.8.

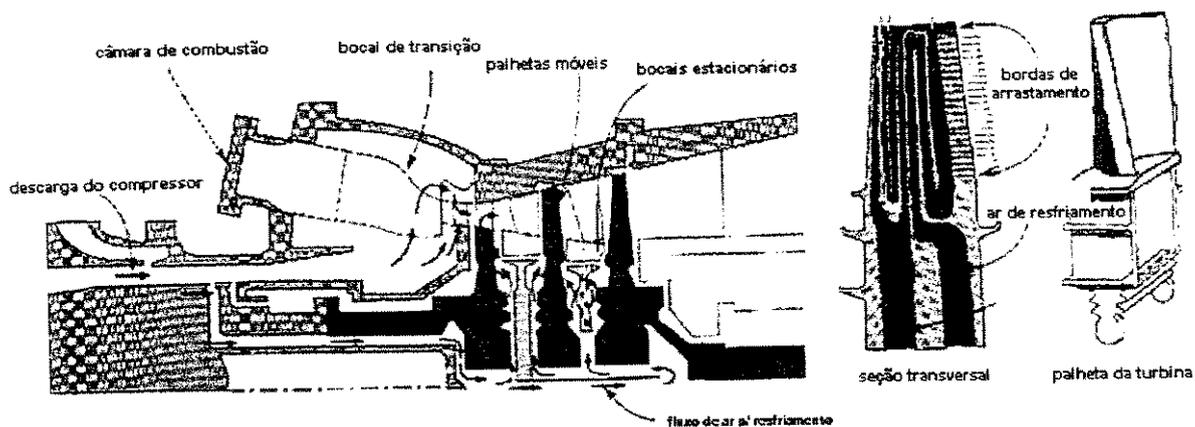


Figura 3.8 Circuitos e passagens do sistema de resfriamento das palhetas da turbina MS9001FA

Fontes: POWER (JUNHO,1991)

LEIS, BOSS & MELSER (1995), p. 715

Entretanto, BRIESCH *et alii*(1995) comentam que os benefícios obtidos em termos de rendimento com a elevação de temperatura de entrada no rotor, devem ser confrontados com a eminente perda de eficiência devido ao aumento de fluxo mássico de ar proveniente do compressor. O autor ainda destaca que caso as tecnologias de resfriamento permitam maiores elevações das temperaturas de entrada na turbina, níveis estes muito mais elevados que os atuais, a formação de óxidos de nitrogênio em níveis inaceitáveis passará a ser fator determinante. A formação de óxidos de nitrogênio e outros poluentes é discutida no item 3.1.6.

⁵ Medway Power Station, usina termoeletrica de 600 MW de potência, com ciclo combinado é a primeira do gênero a ser instalada no Reino Unido

3.1.3.2 Elevação da Potência Específica da Turbina

Para o ciclo Brayton, a eficiência do mesmo é uma função apenas e somente da relação de pressão politrópica, conforme definido pela equação (4). A máxima potência específica do ciclo Brayton ocorre em uma relação de pressão significativamente abaixo da eficiência de pico, devido à elevação demasiada de consumo de potência pelo compressor para realizar o processo de compressão em níveis elevados de temperatura, acarretado pelo aumento do volume específico do ar, que dificulta a operação.

HORLOCK (1995), (figura 3.9) salienta que existe certamente uma ampla evidência que é possível alcançar as eficiências máximas, pela otimização em taxas de compressão relativamente baixas (10-14), as quais são mais interessantes do que os valores de compressão maiores, requeridos para eficiências mais elevadas. Porém, o objetivo principal dos fabricantes é elevar a potência específica das turbinas a gás, que implica em potências líquidas maiores.

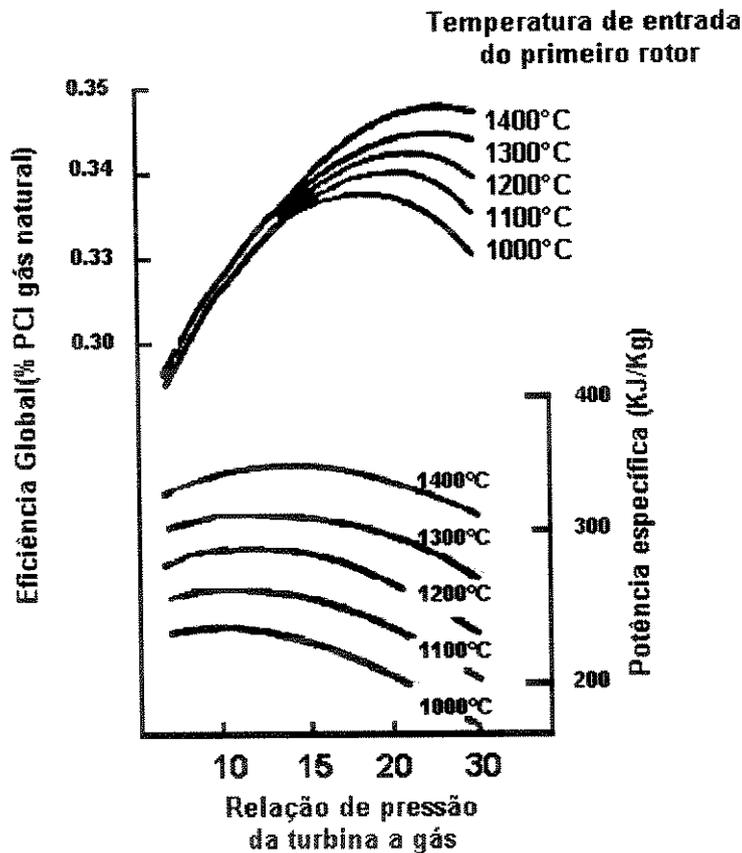


Figura 3.9 Eficiência global em função da relação de pressão e temperatura de entrada na turbina

Fonte: HORLOCK (1995) .p.612

MACCHI (1995), relata a necessidade de elevar-se as eficiências do ciclo Brayton, de “qualidade termodinâmica muito baixa”⁶, como forma de competir com os ciclos combinados, utilizando-se do desenvolvimento de novas concepções que agreguem complexidade e melhor aproveitamento térmico.

Uma das maneiras de aumentar a eficiência da turbina a gás e elevar a sua potência específica, é a redução da potência consumida pelo compressor pela introdução de resfriamentos intermediários entre os vários estágios de compressão. O resfriamento intermediário reduz o trabalho do compressor porque o mesmo comprime o ar a temperaturas médias mais baixas. Ao ser resfriado, o ar diminui seu volume específico e conseqüentemente, o compressor se depara com uma menor resistência ao processo de compressão, elevando a vazão mássica, a qual contribui para elevar a potência específica.

Resultados apresentados em estudos, prevêem diversos melhoramentos, como relações de pressão em patamares extremamente elevados na ordem de 60^7 , aumento de temperatura de entrada na turbina para “tetos” em torno de 1500°C , porém, são valores teoricamente analisados, face a dificuldade de conseguir-se tais relações de pressão para estudos de bancada. A possibilidade de elevação das relações de pressão, sem que haja aumento da potência consumida pelo compressor, deve-se ao resfriamento entre os vários estágios de compressão. A figura 3.10 ilustra o processo de compressão com resfriamento intermediário de um compressor de dois estágios, com os diagramas P-v e T-s respectivos, os quais demonstram os estados para os processos internamente reversíveis. A área hachurada do diagrama P-v, representa a redução do trabalho do compressor devido ao resfriamento intermediário.

⁶ na faixa de 35 a 40 por cento, contra eficiências dos ciclos combinados de 50 por cento e acima .

⁷ relações de pressão de algumas turbinas a gás atuais : LM 2500 $r_p= 18,8$; LM 2500+ $r_p= 23,3$; Allison 501 KB $r_p= 9,3$, LM 5000 $r_p=27,6$

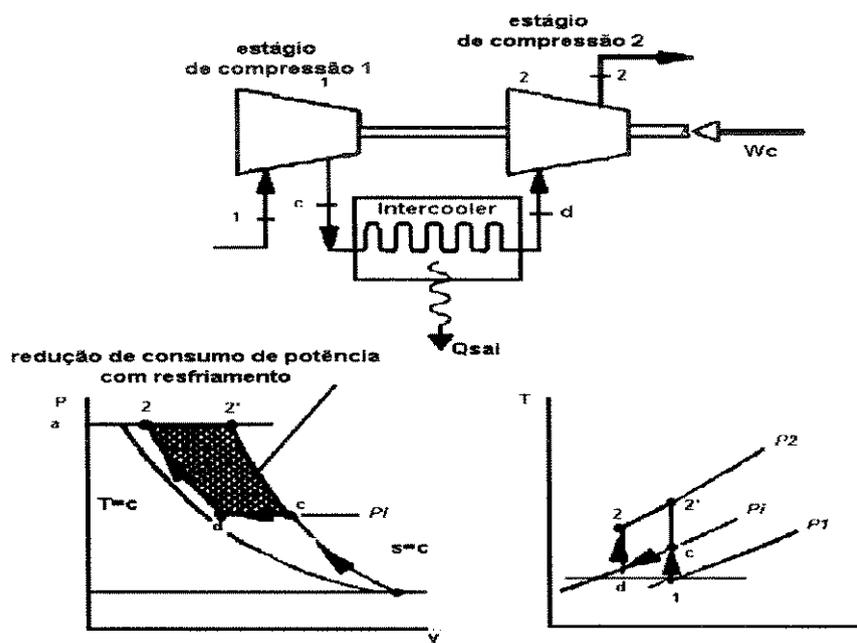


Figura 3.10 Diagramas P-v e T-s, para uma turbina a gás de dois estágios de compressão com resfriamento intermediário

O processo de resfriamento do ar entre os estágios de compressão, tem sido proposto por diversos pesquisadores nas seguintes configurações :

(i) troca de calor por contato indireto entre o ar comprimido e água ou ar, através de trocadores de calor de placas, sem aproveitamento posterior da energia. BRISCH *et alii*(1995) relatam que para relações de pressão consideradas baixas, a “qualidade térmica” do ar comprimido ao longo do compressor é muito baixa para ser reaproveitada.

(ii) resfriador(es) intermediário(s) com reaproveitamento da água utilizada no resfriamento, com injeção da mesma em uma câmara evaporativa em contato direto com o ar que advém do último estágio do compressor. Este fluxo é novamente aquecido com os gases de escape da turbina antes de entrarem na câmara de combustão. O processo tem sido denominado de RWI (ciclo de injeção de água recuperada).

CHIESA *et alii*(1995) apresentam duas variações deste ciclo, conforme mostrado na figura 3.11, nos quais a água pode ser injetada em um resfriador intermediário de contato direto(resfriamento pela evaporação da água) reduzindo-se assim a temperatura do fluxo de ar e recebendo calor através da regeneração dos gases de escape; ou reaproveitada e injetada na câmara de combustão, após receber calor do ar pelo trocador IC1, ser aquecida pelo economizador ECO e no regenerador R.

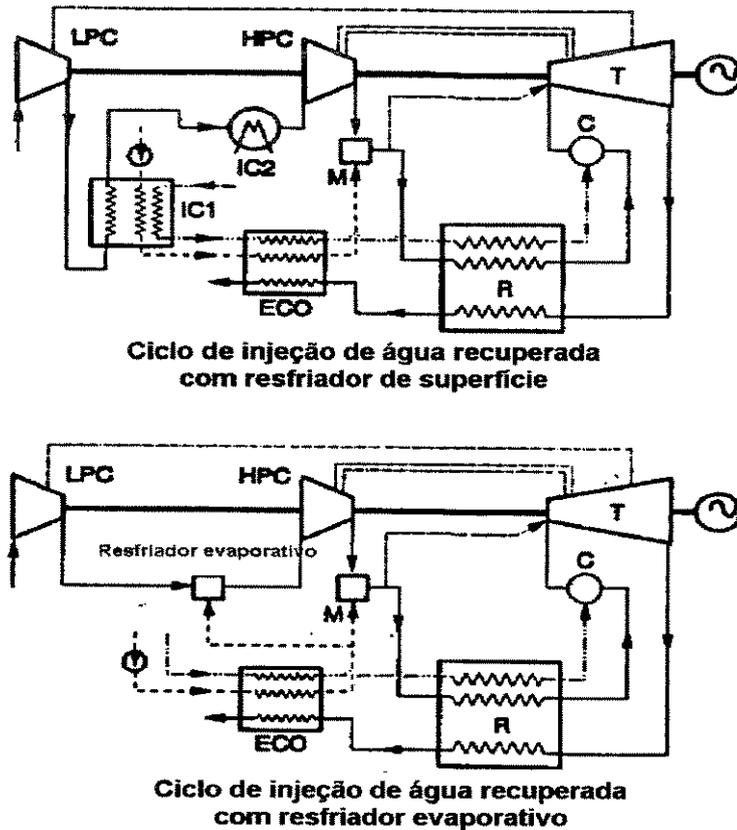


Figura 3.11 Plantas com esquemas conceituais para o ciclo RWI
Fonte : CHIESA et alii (1995),p.500.

Outras configurações do aproveitamento do calor contido no ar, nos vários estágios do compressor, tem sido propostas e analisadas por diversos pesquisadores. De acordo com MACCHI *et alii*(1995), estas “complicações” dos ciclos, onde diversos equipamentos de troca térmica têm sido acoplados, contribuem de forma consistente para elevar a eficiência do ciclo básico Brayton. Injeção de água e/ou vapor em vários pontos da turbina, recuperadores de calor, resfriadores intermediários, saturadores de ar e outros tipos de recuperadores estão sendo analisados e introduzidos recentemente.

GALLO (1996) fez uma análise comparativa considerando o seu potencial de desenvolvimento, entre o ciclo HAT (turbina a gás com ar úmido) e vários ciclos derivativos do ciclo simples de turbinas a gás dentre os quais: ciclo simples (SCGT), recuperativo (RGTC), recuperativo com resfriador intermediário(IRGT), com injeção de vapor (STIG) e ciclo combinado (CCGT). A idéia básica do ciclo HAT consiste em promover melhorias no ciclo RWI, com vistas a reduzir as irreversibilidades do processo de mistura de ar quente, a uma temperatura relativamente elevada, com água recuperada.

O ciclo HAT promove o resfriamento do ar no processo de compressão e posteriormente o aquecimento com umidificação, em etapas graduais, processos que proporcionam trocas térmicas em ΔT menores com conseqüente redução das irreversibilidades. No ciclo RWI, a água quente injetada no ar de saída do compressor que está a uma temperatura relativamente alta, provoca irreversibilidades associadas ao processo de mistura a altas temperaturas, ao passo que no ciclo HAT, o ar quente a jusante do compressor de alta pressão é resfriado por trocadores de calor de superfície, onde a água quente produzida nestas várias etapas de resfriamento, é injetada no próprio ar através de uma coluna de transferência de calor e massa (saturador) que gradualmente aquece e umidifica a corrente, resultando num processo com menor irreversibilidade gerada.

Outro ponto favorável do ciclo HAT, é devido a elevada regeneração dos gases de escape, conseqüência da melhoria das trocas térmicas. (CHIESA,1995)

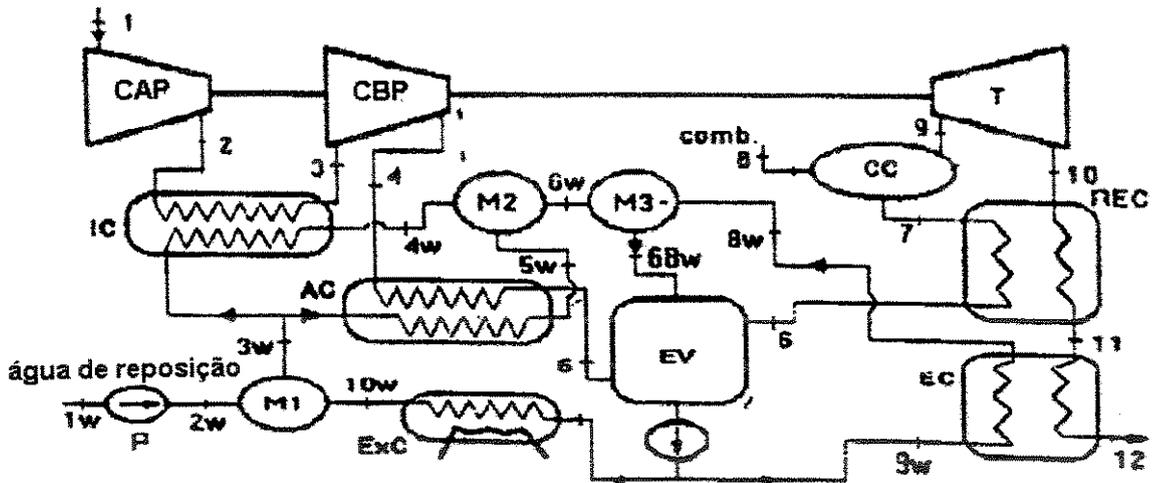


Figura 3.12 Fluxograma do ciclo HAT
Fonte: GALLO (1996)

A comparação apresentada por GALLO (1996), é baseada em simulações para baixas e médias taxas de compressão (rp), variando entre 12 e 30. No caso da relação de pressão 30, a eficiência não foi obtida no estudo em razão de ser termodinamicamente impossível para relação de pressão tão elevada.

Tabela 3.1 Comparação dos ciclos analisados para duas condições operacionais

Ciclo	Eficiência		Potência específica	
	%	D BASE	KJ/Kg ar	D BASE
Relação de pressão : 12				
SCGT	33,5	-	412	-
RGTC	44,2	+31,9	370	-10,2
IRGT	50,9	+51	433,2	+5,1
STIG	42,8	+27,8	628,1	+52,4
CCGT	53,1	+58,5	520,2	+26,3
HAT	54,8	+63,6	558,5	+35,6
Relação de pressão : 30				
SCGT	39,4	-	393,1	-
IRGT	48	+21,8	500,9	+27,5
STIG	47,3	+21,4	482	+22,6
HAT	54,7	+38,8	724,6	+84,4

Fonte: Adaptado de GALLO (1996)

Do ponto de vista da potência específica, o ciclo STIG é o melhor para pequenas relações de pressão. Porém, para relações de pressão maiores, o ciclo HAT apresenta valores de eficiência mais elevados, visto na figura 2.11. Estes valores permanecem em patamares elevados quando há grandes variações da relação de pressão se comparados com os outros ciclos.

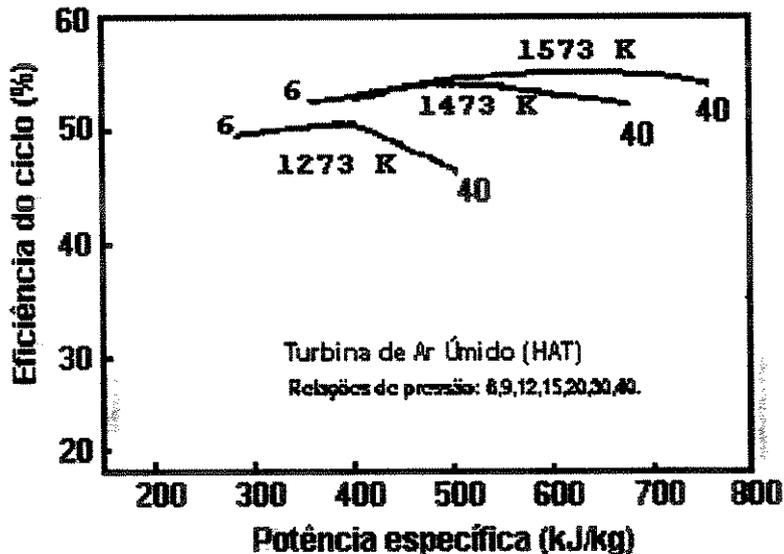


Figura 3.13 Eficiências para o ciclo HAT para várias relações de pressão e temperaturas de entrada na turbina

Fonte: GALLO(1996)

As maiores eficiências estão sempre relacionadas com o ciclo HAT, para as relações de pressão consideradas.

São considerados também outros parâmetros de análise, entre eles a qualidade da água, que deve ser elevada para circular ao longo do ciclo, de forma a evitar a corrosão a quente nos componentes internos da turbina.

O autor ainda apresenta os valores específicos de consumo de água tratada (desmineralizada), que após fluir pelo ciclo, é descartada na atmosfera junto com os gases de escape, aumentando os custos de geração, devido a que o consumo kg/s/ kWh, é relativamente elevado em relação aos ciclos de circulação fechada, que somente consomem água quando há vazamentos e descartes para atmosfera através do processo (aquecedores de contato direto, ejetores para produção de vácuo etc.)

Nas conclusões apresentadas por GALLO(1996), o autor descreve as tendências de utilização das tecnologias emergentes e suas restrições. O ciclo simples (SCGT) é a escolha mais usual quando a planta opera no pico de demanda e requer investimento mínimo. Já os ciclos combinados (CCGT), são escolhidos quando a demanda de potência, é flexível e não interfere demasiadamente na eficiência (elevada até então), mas possuem custo de implantação elevado. O ciclo RGTC deverá desaparecer para turbinas a gás com taxas de compressão elevadas, sendo aplicável somente em níveis relativamente baixos. O IRGT deverá ser usado num futuro próximo, devido a sua eficiência ser alta tanto quanto a potência específica. Este ciclo pode competir diretamente com o ciclo STIG, no tocante a eficiência, porém este último produz uma potência específica maior. O ciclo IRGT tem sido objeto de estudo e análise, e merecido destaque nos meios acadêmicos internacionais. Devido ao seu enorme potencial, há interesse de um grande fabricante de turbinas a gás em oferecer comercialmente uma versão modificada deste ciclo, baseado em tecnologia comprovada (GALLO,1996).

3.1.3.3 Fatores adversos que afetam os rendimentos das turbinas a gás

Fatores externos podem interferir nos rendimentos das turbinas a gás. Elas podem operar com uma certa variedade de combustíveis, sendo no entanto mais adequadas para o emprego de combustíveis gasosos e líquidos de baixa viscosidade. A capacidade(potência) e o desempenho(eficiência térmica) das mesmas, são diretamente afetados pela densidade do ar ambiente ou em outras palavras, pelas condições ambiente.

Neste sentido, a temperatura ambiente é mais crítica do que a pressão, afetando de maneira drástica o desempenho da máquina.

Turbinas a gás operando em regiões onde as diferenças de temperatura são significativas entre o dia e a noite, ou entre o verão e o inverno, apresentam, variações brutais de desempenho⁸.

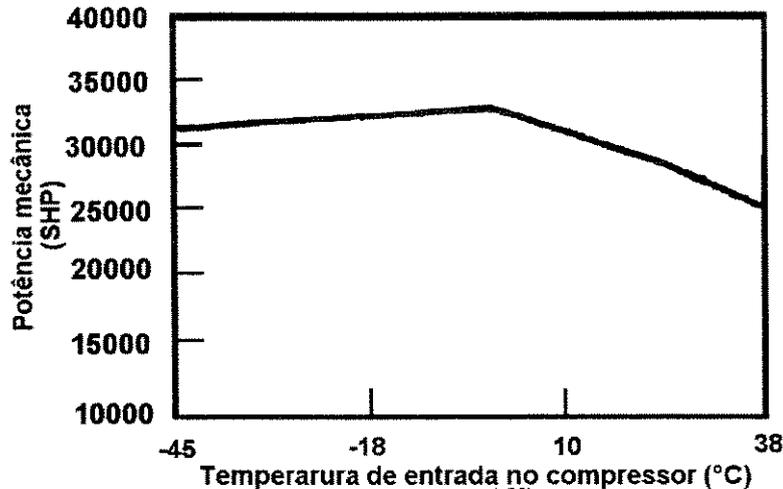


Figura 3.14 Influência da temperatura ambiente sobre a potência em uma turbina LM 2500 da General Electric
 Fonte : LM 2500 GAS TURBINE CATALOG (1996)

Além da devida correção, relativa as diferenças nas condições ambientais, é preciso ter em mente que uma turbina a gás perde muito em desempenho quando passa a operar em cargas parciais de potência. Isto é devido à operação fora das condições ótimas propostas em projeto, tais como : turbulência não adequada na câmara de combustão com vazões mássicas de ar alteradas, desfavorecendo uma combustão completa, expansões longe das condições ideais na bocais e passagens entre as palhetas da turbina, são fatores que contribuem para reduzir o desempenho térmico da mesma.

⁸ A capacidade e a eficiência de uma turbina são especificados pelo fabricante sob as condições ISO e ainda com um dado combustível. Esses são valores de referência, uma vez que os parâmetros de operação podem divergir em até 5 por cento.

3.1.4 Turbinas a gás comerciais

As turbinas a gás ofertadas comercialmente são basicamente de dois tipos distintos, relacionadas com a robustez : industriais ou aeroderivativas.

As industriais são máquinas de grande capacidade de geração de potência e possuem resistências mecânicas maiores e eficiência ligeiramente inferior. São máquinas caras, porém com custos de manutenção menores, pois os períodos de funcionamento contínuo são mais longos (25000 ~100000 horas).

As aeroderivativas, são máquinas que se originaram de modelos especialmente desenvolvidos para aviação, com modificações de projeto para que possam operar em regime estacionário. São mais rápidas em termos de partida em relação à industrial, possuem nível de ruído mais elevado e são encontradas em faixas de potência até 50 MW ou ligeiramente acima (LM 5000 STIG). São mais baratas, porém com custos de manutenção mais elevados, devido a períodos mais curtos de funcionamento contínuo (10000~25000 horas).

De outro ponto de vista, as turbinas podem ser classificadas, quanto à disposição física em : eixo único ou eixo livre.

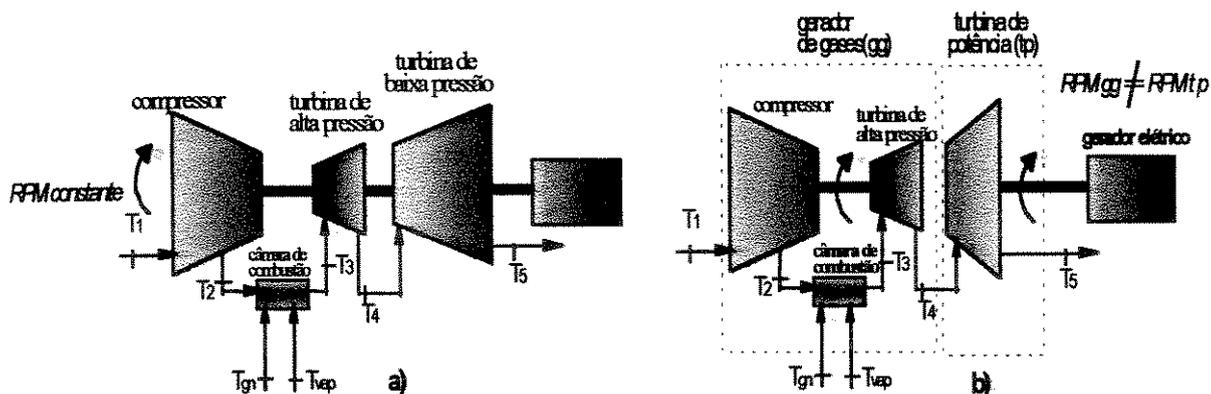


Figura 3.15 Configurações físicas quanto a disposição do eixo .
a) eixo único , b) eixo livre

A turbina de eixo único possui o compressor e a turbina de potência acoplados por um eixo em comum. Segundo LIZAGARRA(1994), esta configuração não permite flexibilidade operacional, pois variações de fluxos de gases ao longo da zona de expansão afetam diretamente o comportamento do compressor.

Esta configuração não apresenta problemas de embalamento acarretados por redução ou quedas eventuais da carga elétrica, pois a turbina precisa 'arrastar' o compressor de maneira que mantenha a rotação constante. Isto resulta do fato de que a carga externa, representa

somente uma pequena porção da potência total produzida, com o compressor absorvendo de 3 a 4 vezes a potência de saída. Assim, a turbina trabalha de 65 a 75 % da sua capacidade plena, independentemente da carga externa. O controle do combustível para uma turbina de eixo único tende a ser mais simples e menos oneroso que o correspondente a um modelo de eixo livre. (PERAL, 1996)

As turbinas a gás de eixo livre, figura 3.15.b, possuem uma turbina de alta pressão que aciona exclusivamente o compressor, formando assim um gerador de gases, que então impulsiona uma turbina de potência, totalmente livre. Esta configuração, geralmente não requer redutores de velocidade para transmissão e acionamento do gerador, mesmo que o gerador de gases gire em alta rotação. Permite uma maior flexibilidade operacional em razão da independência entre os componentes, mas requer um controle preciso da velocidade da turbina de potência para que a mesma não “embale”.

3.1.4.1 Turbina empregada no projeto RMB/NEPCO

A turbina a gás a ser empregada neste estudo, utiliza a concepção de eixo livre devido a flexibilidade operacional proporcionada, em vista às possibilidades de variação da demanda elétrica interna e para produção de excedentes quando a rede elétrica pública requerer. A máquina em questão, é um turbina aeroderivativa LM 2500 PE, sendo fornecida em ‘pacotes’⁹: gerador de gases e turbina de potência separados¹⁰. Utiliza um gerador de gases modelo CF6-1, máquina aeronáutica concebida originalmente para equipar os aviões DC-10 da McDonald Douglas, desenvolvida pela Divisão de Motores Marítimos e Industriais da General Electric. (SAAD & CHENG, 1994)

A turbina de potência, é constituída de um modelo *low speed*, apropriada para sistemas de geração elétrica, ao passo que a *high speed*, é adequada para sistemas de bombeamento de gás. Possui um compressor multiestágio de fluxo axial, sistema de injeção para dois tipos de combustível¹¹, queimador DLN¹² (*dry low NOx*), e no eixo do compressor, acopla-se uma turbina de alta rotação de 2 estágios, que produz a potência necessária para a compressão do

⁹ Expressão utilizada devido a forma como pode ser fornecida uma turbina a gás, sendo o gerador de gases fornecido por um fabricante e a turbina de potência, por outro.

¹⁰ Os fornecedores dos geradores de gases são denominados de “empacotadores”. Existem atualmente três “empacotadores”, que suprem e dominam o mercado mundial de geradores de gases: General Electric, Rolls Royce e Pratt & Whitney (PERAL, 1996). Porém, há uma quantidade razoável de fabricantes de turbinas potência para sistema aeroderivativos: Stewart & Stevenson, Siemens, Dresser Rand, MTU, FIAT, Mitsubishi, GT, Westinghouse, General Motors entre outras, e os próprios empacotadores.

¹¹ Gás natural e óleos combustíveis leves.

¹² Baixa emissão de óxidos de nitrogênio sem a necessidade de injeção de vapor

ar. A produção de potência líquida é realizada por uma turbina de baixa pressão ou de potência, de 6 estágios (*low speed*). A série LM 2500 foi introduzida no início da década de 70 e possui cerca de 1300 unidades em operação, sendo mais de 450 na área de geração de eletricidade.

A eficiência original situava-se em torno de 35,8 % com 24.000 SHP e atualmente com o modelo mais avançado, LM 2500 *plus*¹³, atinge 38 % com 39.000 SHP. (HAASER, 1994)

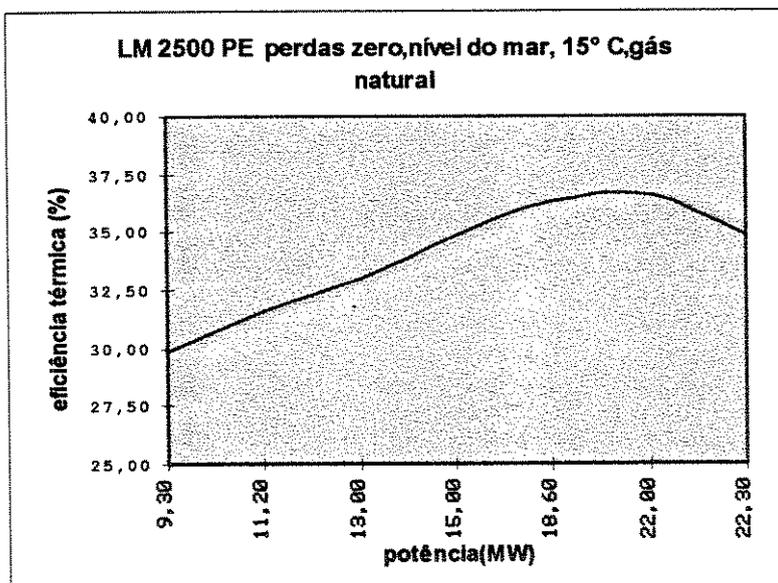


Figura 3.16 Curva característica de eficiência térmica de acordo com a carga de potência, sem injeção de vapor ou água.

Fonte: Adaptado do catalogo LM 2500 Gas Turbine.

Tabela 3.2 Características construtivas e operacionais - LM 2500 PE (ISO)

Descrição	
N.º de estágios de compressão	16
N.º de estágios da turbina de alta pressão	2
N.º de estágios da turbina de potência	6
Relação de pressão	18,8
Vazão mássica de ar	68kg/s
Rotação do compressor/turbina alta pressão(RPM)	9.418
Rotação da turbina de potência(RPM) 50/60 Hz	3000/3600
Temperatura de escape do compressor	450 °C
Eficiência politrópica do compressor	0,91
Temp. de entrada 1º rotor da turbina de alta pressão	1210°C
relação kg vapor /kg ar nominal admissível	0,0926

Fonte : HAASER (1994) e SAAD & CHENG (1996)

O modelo recente LM 2500 *plus* (*up-grade* da LM 2500 PE), já incorpora avanços metalúrgicos que permitem operar com temperaturas de entrada no 1º rotor mais elevadas que o modelo PE, representando um acréscimo de 18°C. Adicionalmente com a elevação da

¹³ Prevista para operar no primeiro semestre de 1996, adquirida pela empresa Stewart & Stevenson Services.(Electric Power International, Setembro 1994, p. 5)

taxa de compressão para 23,3 , proporcionou um aumento de 25% na potência, atingindo 27,6 MW com eficiência de 37 %. O sistema de combustão da LM 2500 PE permite o uso de queimadores convencionais e avançados (DLN), este último estando disponível a partir de 1995. Com ambos os sistemas, pode-se operar com ou sem injeção de água/vapor como forma de aumentar a potência específica e reduzir ainda mais a emissão de poluentes. A turbina do projeto da RMB/NEPCO, incorpora o queimador DLN com injeção de vapor na razão de 0,09 kg vapor/kg ar.

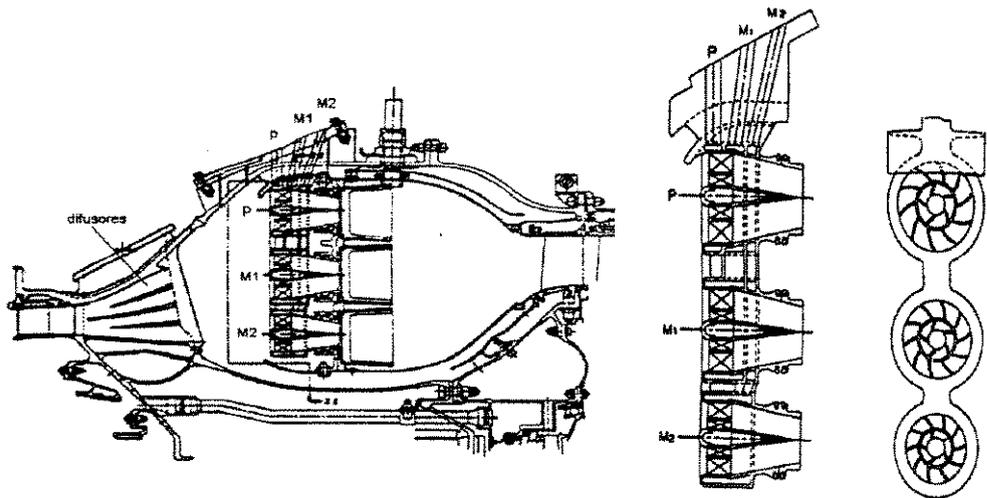


Figura 3.17 Perfil esquemático do queimador DLN- DARCS¹⁴ utilizado pela turbina a gás LM 2500 PE
Fonte : HAASER(1994), p. 748.

3.1.5 Turbinas a gás com injeção de vapor ou água

O ciclo STIG¹⁵ (figura 3.18) era denominado inicialmente de *Cheng Dual Fluid* (ciclo bi-fluído de Cheng), em homenagem ao pesquisador pioneiro de mesmo nome. O autor permanece fazendo estudos relacionados à injeção de vapor em turbinas a gás, agregando uma maior complexidade no reaproveitamento dos gases de escape, que permitiriam atingir eficiências térmicas em uma turbina LM 2500, em torno de 44 - 45 %.(SAAD & CHENG,1996a)

A prática de injeção de vapor ou água em turbinas a gás não é recente nem idéia nova (LARSON & WILLIAMS,1987). A injeção de vapor ou água como forma de aumentar a potência por curtos períodos de tempo, sempre foi prática comum em aviões a jato no momento da decolagem em altitudes elevadas, para compensar a queda do rendimento da

¹⁴ Double Annular Counter Rotating Swirler

turbina, devido a redução da densidade do ar¹⁶. O aumento da potência específica é devido a adição de uma massa extra na turbina, sem o aumento da potência consumida pelo compressor e pela elevação do calor específico da mistura dos gases¹⁷.

No início dos anos 80, a injeção de vapor em turbinas a gás passou a ser amplamente estudada com a finalidade de redução da emissão de óxidos de nitrogênio, através da redução da temperatura na câmara de combustão, minimizando a formação do NOx térmico (*thermal* NOx) e adicionalmente aumentando a potência líquida da turbina.

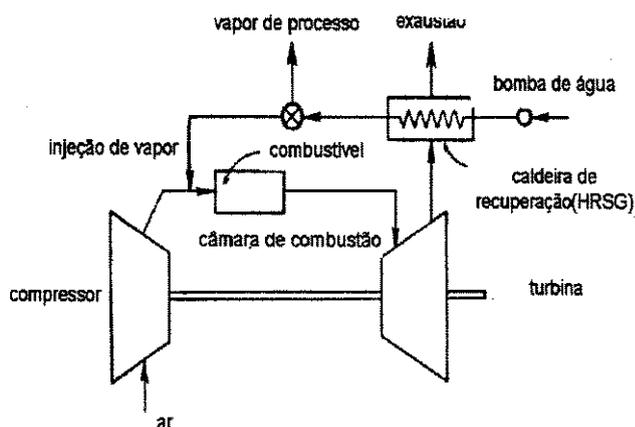


Figura 3.18 Fluxograma básico de uma turbina a gás com injeção de vapor

LARSON & WILLIAMS(1987), reportam e demonstram as vantagens do ciclo STIG, na instalação de turbinas a gás na Universidade da Califórnia - San José e numa planta agro-industrial, ambas com o objetivo de elevar a potência específica e melhorar a atratividade econômica. O método de cálculo demonstrativo dos “ganhos” que a injeção de vapor proporciona, é denominado pelos autores como *back-of-the-envelope*¹⁸. Os autores baseiam-se em uma turbina Allison 501- KB da GM, para simular as variações de potência e eficiência, de acordo com os fluxos de ar e vapor. Para um único fluido(ar) escoando ao longo da turbina, a mesma produz 3,4 MW com eficiência de 24% e uma taxa de compressão de 9,3. Supondo-se uma adição de massa extra sem que haja trabalho adicional pelo compressor, eleva-se em 22% a taxa de compressão (rp). O efeito líquido da elevação da taxa de compressão, é o aumento da potência e o rendimento, para 4,6 MW e 34 % respectivamente. A elevação de eficiência para este caso, é devido a não contabilização do trabalho necessário para realizar a

¹⁵ A diferença básica entre a injeção de vapor e água, é a quantidade de combustível necessária para adequar este fluido as condições ideais de entrada no primeiro rotor da turbina.

¹⁶ A cada 300 m. de elevação em relação ao nível do mar, a eficiência de uma turbina a gás é reduzida entre 3 e 5%.

¹⁷ O calor específico do vapor é aproximadamente o dobro do ar.

¹⁸ Expressão utilizada devido à simplicidade de demonstração dos cálculos em um pequeno pedaço de papel.

compressão desta massa adicional de ar. Adicionando-se vapor abaixo das condições ideais de temperatura de entrada na turbina, combustível extra deve ser suprido para adequar o fluxo de gases e vapor a condições requeridas de temperatura.

Como o calor específico do vapor é o dobro do ar, a mistura composta de gases quentes e vapor, será aproximadamente 25 % maior do que somente ar. O efeito do calor específico maior desta mistura, possibilita elevar a potência para 5,4 MW e a eficiência para 35 %. Enfim, o método *back-of-the envelope*, demonstra o efeito do calor específico do vapor na elevação da produção de potência específica sem a elevação da potência consumida pelo compressor.

Para cálculos mais formais e para condições reais de operação, o gráfico da figura 3.19 a seguir, demonstra o comportamento de operação e as variáveis afetadas em um ciclo STIG.

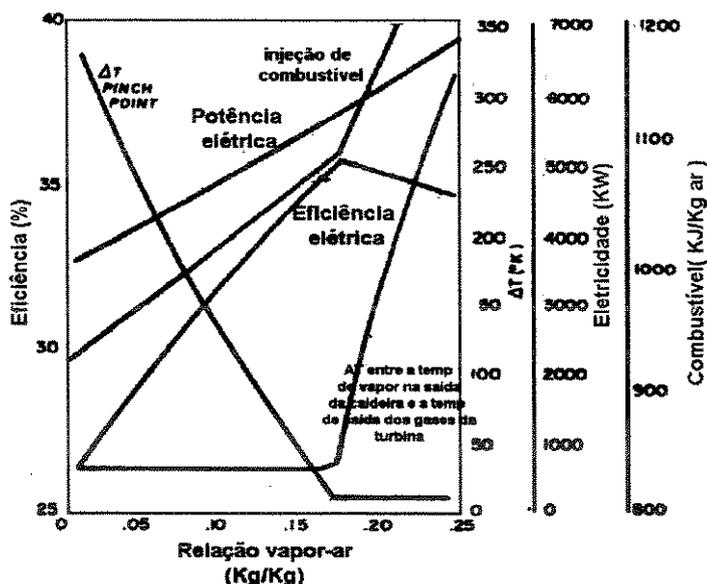


Figura 3.19 Características operacionais de um sistema composto por uma turbina a gás Allison 501- KH com injeção de vapor . Combustível : gás natural.
Fonte : LARSON & WILLIANS (1987), p. 56.

A relação de kg de vapor/kg de ar é limitada pela diferença das temperaturas (*Pinch-point*) entre a os gases de escape da turbina e da saída do vapor superaquecido da caldeira.

Desta forma, para a turbina Allison 501- KH, quando a taxa atinge 0,17, há uma diferença de entalpia nos gases insuficiente para gerar vapor e elevar a taxa de injeção de vapor, requerendo-se assim queima suplementar de combustível na caldeira de recuperação. Nota-se também que entre 0 e 0,17 kg vapor/kg ar, a eficiência elétrica eleva-se rapidamente,

devido a uma maior regeneração de calor dos gases da turbina. Após esta relação crítica e com a necessidade de queima suplementar para geração de vapor, a eficiência tende a decrescer em razão da necessidade de queima suplementar na caldeira.

Da mesma forma que as taxas de compressão elevam a potência específica do ciclo simples Brayton, no ciclo STIG, a injeção de vapor influencia e muito no comportamento da turbina a gás onde as curvas de eficiência e potência específica passam a ter um comportamento que assegura uma maior atratividade econômica ao ciclo.

BROWN & COHN(1981), segundo a figura 3.20, analisaram o comportamento de uma turbina a gás industrial de eixo único, com variações de taxa de injeção de vapor/ar entre 0 e 40 %, taxas teóricas de compressão entre 8 e 30. Porém, até então a taxa de 16 era a candidata com atratividade econômica melhor, visto pela interseção entre as curvas de eficiência e potência específica. Entretanto a taxa de compressão igual a 20, apresentava a melhor eficiência.

HORLOCK (1995), confirma que há uma ampla evidência de que o objetivo atual dos fabricantes de turbinas a gás, é maximizar a potência específica com a redução do custo do KW instalado, ao invés de prover subsídios para elevação da eficiência térmica.

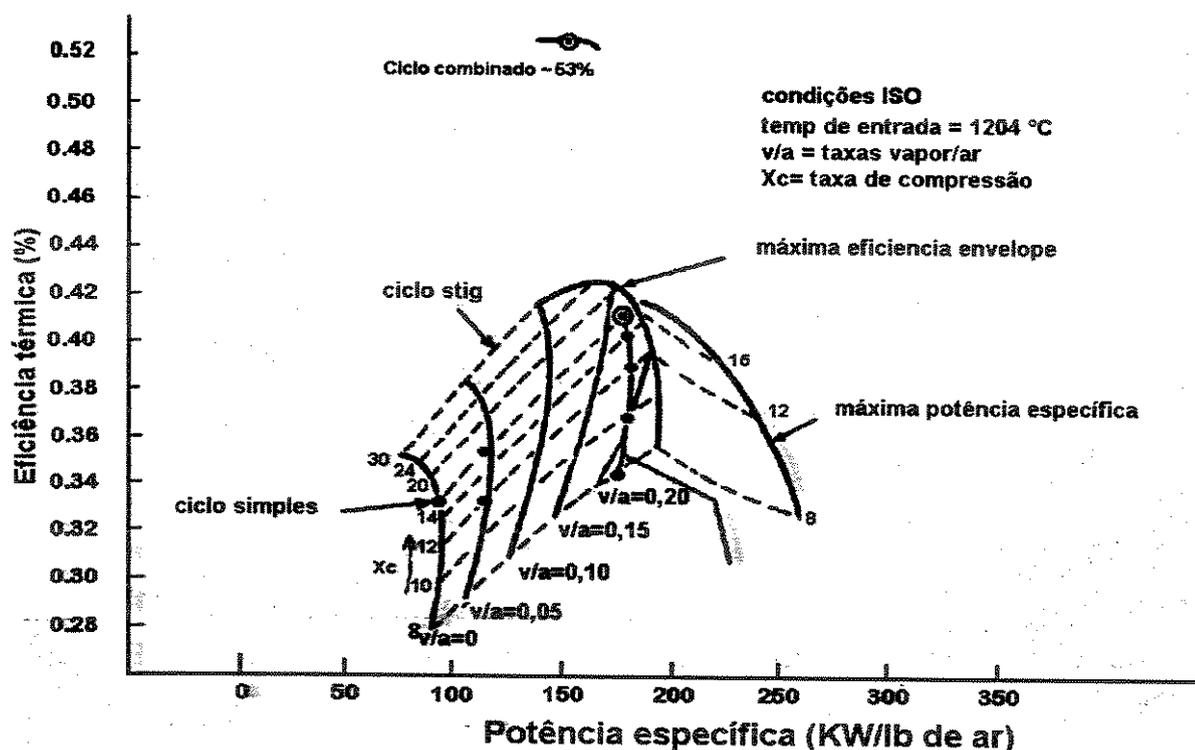


Figura 3.20 Rendimento de um ciclo STIG de acordo com as variações das taxas vapor/ar e compressão

Fonte : BROWN & COHN (1981), p. 14.

Na extremidade direita encontra-se a máxima potência específica limitada pela capacidade de recuperação de calor pela caldeira funcionando com uma diferença mínima de temperatura de $16,7^{\circ}\text{C}$ (*Pinch Point*).

A curva de máxima eficiência “*envelope*”, demonstra graficamente que há um enorme sacrifício da eficiência em prol do aumento da potência específica, base para seleção do ponto ótimo de projeto (BROWN & COHN, 1981). A linha ascendente, que encontra-se com o símbolo \odot , é a taxa máxima de injeção para as condições de operação (ISO), para que seja evitada a formação da pluma visível, fenômeno que ocorre em manhãs frias de inverno e que pode ser confundida com fumaça espessa.

3.1.5.1 Comportamento da turbina a gás com injeção de vapor ou água em cargas de potências variáveis (efeitos colaterais)

Os limites máximos de injeção de vapor são definidos pelo tipo de configuração construtiva (eixo único ou livre), ou pela ‘folga’ entre a capacidade nominal e a capacidade máxima projetada pelo fabricante.

Normalmente as turbinas a gás operam com fluxos mássicos bem inferiores ao da capacidade limite, que provoca o estrangulamento das passagens entre as palhetas (móveis e fixas), de tal forma que seja permitida uma certa flexibilidade operacional (LIZARRAGA, 1994). As turbinas a gás de eixo único e livre possuem comportamento diferenciado quanto ao compressor, quando operando em diversos níveis de potência e quando injeta-se vapor.

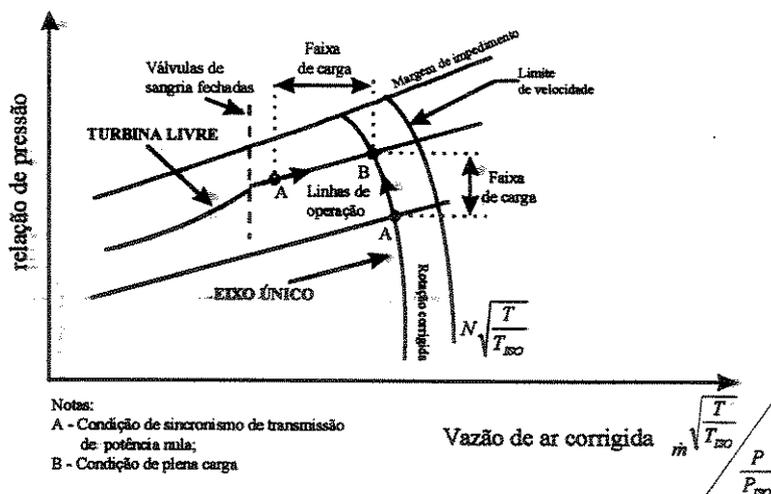


Figura 3.21 Linhas de operação de turbinas a gás de eixo livre e único
 Fonte : CHENG & SAAD (1996) p. 251

A linha de impedimento (*stall margin*) e de limite de velocidade (*speed limit*), representam os pontos operacionais críticos, respectivamente para as turbinas de eixo único e livre, estando relacionados com o torque desenvolvido pela máquina.

A linha de impedimento indica o limite máximo de pressão que a descarga do compressor pode atingir a uma dada rotação.

Esta elevação da pressão de descarga¹⁹, passa a funcionar como uma restrição ao fluxo. Se esta restrição for removida, o fluxo e a pressão voltam ao normal. Se o fluxo for restrito adicionalmente, a pressão de descarga que o compressor é capaz de produzir naquela rotação decresce e o compressor não está apto a recalcar devido a contrapressão existente a jusante. O fluxo pára ou pode eventualmente revertre-se. O compressor tentará recalcar ar novamente e a pressão de descarga e a vazão tendem a elevação. Esta elevação ocorrerá até o ponto em que o compressor não conseguirá recalcar contra a pressão a jusante, e novamente o fluxo pára ou é revertido. Este fenômeno repetido a alta frequência é denominado de *surging*.

Quando injeta-se vapor em uma turbina de eixo único, a pressão de descarga do compressor aumenta. A elevação da taxa de compressão passa a criar uma restrição ao fluxo de ar, o qual tem sua vazão mássica reduzida. Desta forma o compressor tem sua eficiência e rotação ligeiramente reduzidas. Este tipo de configuração de turbina não pode ser utilizada em situações que seja requerida flexibilidade operacional, pois a mesma não consegue absorver variações de demanda de vapor para o processo. Um excesso de carga (*overload*) na máquina de eixo único, pode fazer com que ela perca potência completamente (*stall*).

Neste caso deverá dar-se partida novamente.

A eficiência térmica em cargas parciais de todos os tipos de turbinas a gás sofre reduções, pois a necessidade de um estrangulamento da injeção de combustível implica numa redução da temperatura de entrada no primeiro rotor, mesmo que também ocorra uma diminuição da vazão mássica de ar.

As limitações operacionais deste tipo de turbina é exemplificado por RICE (1995), baseando-se numa turbina LM 6000 da GE, de eixo único, não adaptada para operar com taxas relativamente altas de $\text{kg}_{\text{vapor}}/\text{kg}_{\text{ar}}$. Quando injeta-se vapor em taxas moderadas, de 2 a 4%, não há necessidade de redimensionamento dos bocais e passagens entre as palhetas.

Na medida em que estas taxas elevam-se, a pressão de descarga do compressor aumenta e a eficiência e o fluxo de ar são reduzidos.

¹⁹ Devido a um aumento da vazão de combustível ou da injeção de vapor fora das relações máximas de projeto

Um mapa paramétrico termodinâmico (figura 3.22) é apresentado por, RICE (1995), que demonstra diversos pontos de operação para várias turbinas a gás.

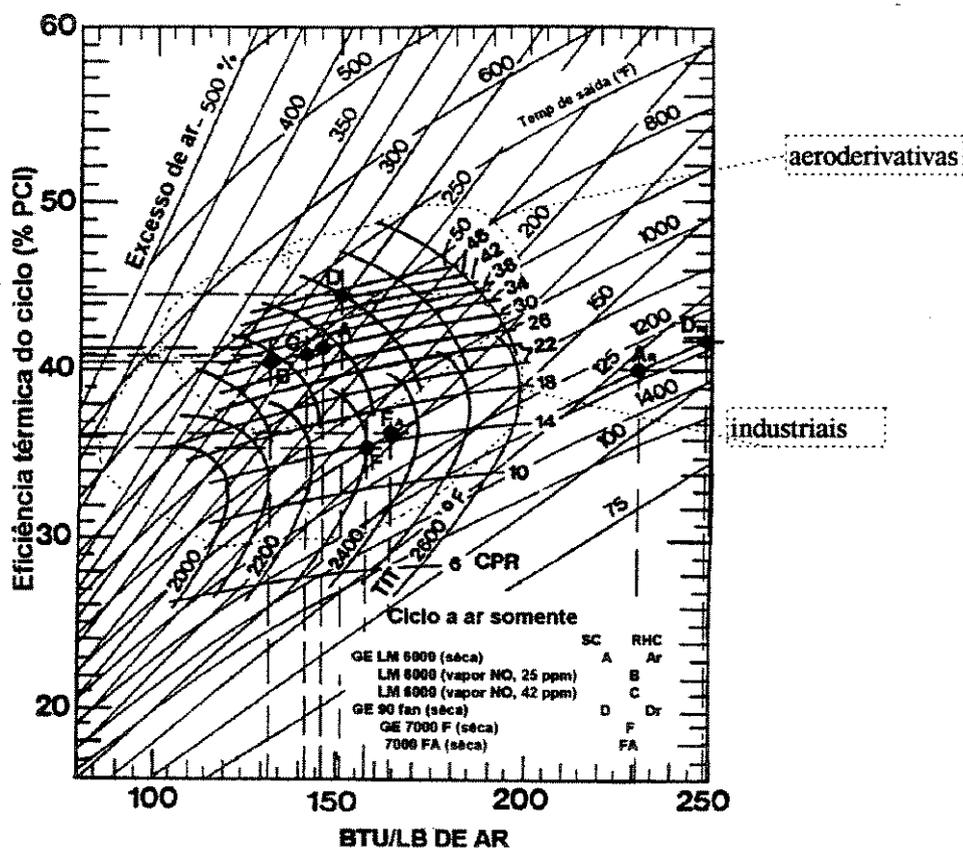


Figura 3.22 Mapa paramétrico termodinâmico demonstrando-se os pontos de operação de várias turbinas a gás

Fonte: RICE, (1995) p. 352

Os pontos A, B e C plotados, referem-se a dados reportados por autores que analisaram o comportamento de uma mesma turbina a gás (LM 6000). Estes pontos representam o comportamento da mesma, na medida que injeta-se vapor em taxas moderadas (pontos B e C), em relação a operação sem injeção de vapor, ponto A (*dry*).

No ponto B, injeta-se vapor de tal forma que, a temperatura de entrada dos gases no primeiro rotor da turbina seja reduzida de 1246 para 1193°C. Neste caso reduz-se a injeção de combustível para acompanhar a redução da vazão de ar, mantendo-se elevadas as taxas de excesso de ar. No ponto C, com injeção de vapor, mas com uma taxa menor que B, a temperatura cai de 1246 para 1227°C.

Em ambos os casos, houve um aumento do excesso de ar, em relação ao ciclo sem injeção de vapor (265 % para o caso A), para aproximadamente 290% no caso C e 270 % no caso B. Caso a turbina a gás seja projetada especificamente para possibilitar a injeção de vapor e com sistema de resfriamento das palhetas, então todas as considerações apresentadas

no gráfico da figura 3.24, podem ser levadas em conta de maneira que seja possível obter o máximo potencial, em termos de menor taxa de injeção de vapor.

Já para as turbinas a gás de eixo livre, tanto aeroderivativas como industriais (*heavy duties*), a independência física entre o compressor e a turbina de potência torna-a apropriada para operar com variações de fluxo mássico, pois o comportamento da turbina de potência não afeta diretamente o compressor. São mais flexíveis e, portanto, adequadas para operarem em ciclos STIG, que permitem a absorção de excedentes de vapor gerados pela caldeira de recuperação, desde que haja a possibilidade de despacho de excedentes de eletricidade.

Quando injeta-se vapor em turbina a gás de eixo livre na faixa de carga compreendida entre a máxima capacidade a seco (sem injeção de vapor) e a máxima capacidade úmida (com injeção de vapor), ocorre uma pequena elevação da rotação do compressor, bem como da pressão de descarga e da vazão mássica de ar. Ao passo que nas turbinas de eixo único, a vazão tende a decrescer e a pressão de descarga do compressor aumentar.

Aumentando-se a descarga de ar pelo compressor na turbina de eixo livre, a mesma permite a injeção de massa extra de combustível para adequar o fluxo de gases (ar + vapor + gases de combustão) às condições ideais de entrada no primeiro rotor da turbina melhorando-se a sua eficiência térmica. O aumento da rotação do compressor não afeta o funcionamento da turbina de potência (livre), daí a possibilidade de operar em condições bastante flexíveis.

Nas turbinas a gás de eixo único, quando cai ou reduz-se eventualmente a carga elétrica, não ocorre o problema de “embalamento”, pois a turbina de potência precisa ‘arrastar’ o compressor.

Na turbina de eixo livre, o governador tem uma função de importância primordial, pois a rotação da mesma deve ser rigorosamente monitorada para que não oscile a frequência da tensão produzida. Nesta configuração o governador também emite sinais para controle da vazão de vapor e combustível e dispositivos limitadores de aceleração são acionados.

3.1.5.2 Flexibilidade operacional de sistemas de potência, baseados em turbinas a gás com injeção de vapor

As turbinas a gás em sistemas de geração e cogeração de eletricidade são geralmente acopladas a caldeiras de recuperação para geração de vapor a ser utilizado em processos de aquecimento e/ou injeção na própria turbina.

Sistemas de cogeração geralmente são dimensionados para atender basicamente toda a demanda de vapor requerido pelo processo, vapor este gerado pelo aproveitamento dos gases

de escape da turbina com ou sem queima suplementar na caldeira. Já a parcela de eletricidade cogenerada, depende do porte da turbina a gás ou da máquina de topo, e de análises econômico - financeiras para determinação do porte da mesma. Historicamente, a predominância de tecnologias de cogeração é a de utilização de turbinas a vapor, as quais produzem pequenas quantidades de eletricidade por unidade de calor de processo. Em contrapartida, as turbinas a gás produzem na base de uma relação eletricidade/calor de processo, 4 à 5 vezes maior que as turbinas a vapor .

Para um ciclo STIG, no caso em que o processo não esteja requerendo vapor, a injeção de vapor na turbina a gás permite ao sistema manter uma alta geração de potência elétrica, ao invés de ter que reduzir a mesma para acompanhar a queda na demanda de vapor; como no sistema convencional. Esta flexibilidade é possível, desde que haja a possibilidade de despacho de eletricidade. Além do mais o ciclo simples de turbina a gás é mais adequado a sistemas de cogeração que atentem para o uso intensivo do capital e da energia, caracterizados por demandas constantes de vapor.

Um enfoque visando a flexibilização operacional do ciclo STIG, foi apresentada por KOSLA *et alii.* (1983), na fase pós-implantação do PURPA.

Até então, a injeção de vapor era utilizada como alternativa economicamente viável, para reduzir a emissão de NO_x na atmosfera, pois meios de controle utilizados na redução destes poluentes (*back-end controls*), representam investimentos elevados e de longo prazo de instalação.

KOSLA *et alii.* (1983), baseiam-se em curvas de demanda de vapor e eletricidade para demonstração da flexibilidade operacional em um período semanal, onde as demandas são relativamente baixas em finais de semana e crescem com a produção durante a semana.

Este perfil é típico para a maioria dos processos de fabricação que possuem sistemas de aquecimento e resfriamento, pois conforme comentado no item 2.4, geralmente os projetos de cogeração são elaborados de tal forma que a prioridade, de acordo com a lógica econômica, é operar o sistema de potência em conformidade com a demanda térmica do processo, porque a rede elétrica atua como um sistema de armazenamento.

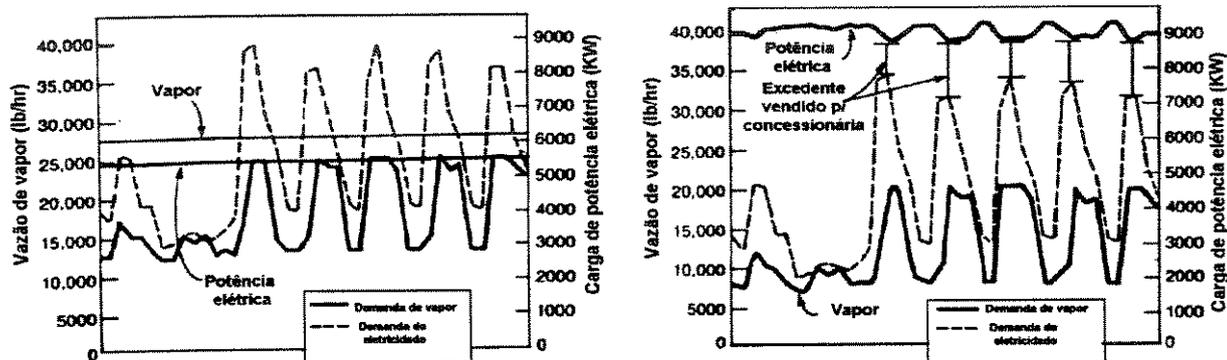


Figura 3.23 Curvas de demanda e potência para turbina a gás com caldeira de recuperação (HRSG) para um consumidor típico de potência elétrica e térmica : a) sem injeção de vapor b) com injeção de vapor.

Fonte : KOSLA et alii(1983), p.62.

Casos em que a demanda de eletricidade exceda ou caia abaixo da saída do sistema, o déficit pode ser adquirido da concessionária pública ou o excesso pode ser vendido à mesma. No gráfico esquerdo da figura 3.23, a turbina a gás não atende a demanda de eletricidade.

Já no gráfico direito, com a injeção de vapor na turbina a gás, a potência elétrica produzida passa a ser maior que a demanda interna e os excedentes possíveis gerados são despachados para concessionárias, podendo representar um atrativo econômico a mais para a planta. Esta atratividade econômica pode ser bastante variável, dependendo do tipo de contrato estabelecido entre o cogenerador e a concessionária pública, ou seja, a modalidade de venda de excedentes e nível de produção, são, conforme já comentado, fatores determinantes no dimensionamento do porte da instalação.

A injeção de vapor, acompanhada da redução de injeção de combustível na câmara de combustão para manter o fluxo de gases constantes, minimiza as perdas térmicas decorrentes do não aproveitamento do calor dos gases de escape na caldeira de recuperação além de absorver a redução de demanda de vapor pelo processo.

LARSON & WILLIAMS (1987) aplicam este raciocínio, quando o processo possui demandas de vapor, com mínimos e máximos bem definidos. As turbinas a gás, conforme figura 3.24, tem seu rendimento substancialmente reduzido quando operam em cargas parciais, o qual pode reduzir a atratividade econômica da tecnologia quando aplica-se em sistemas de potência com demandas de vapor variáveis. Para três modos de operação e com demandas variáveis de vapor, os gráficos abaixo representam o comportamento das eficiências e taxas de conversão combustível/potência (*fuel chargeable to power*) e combustível economizado (*fuel saving rate*).

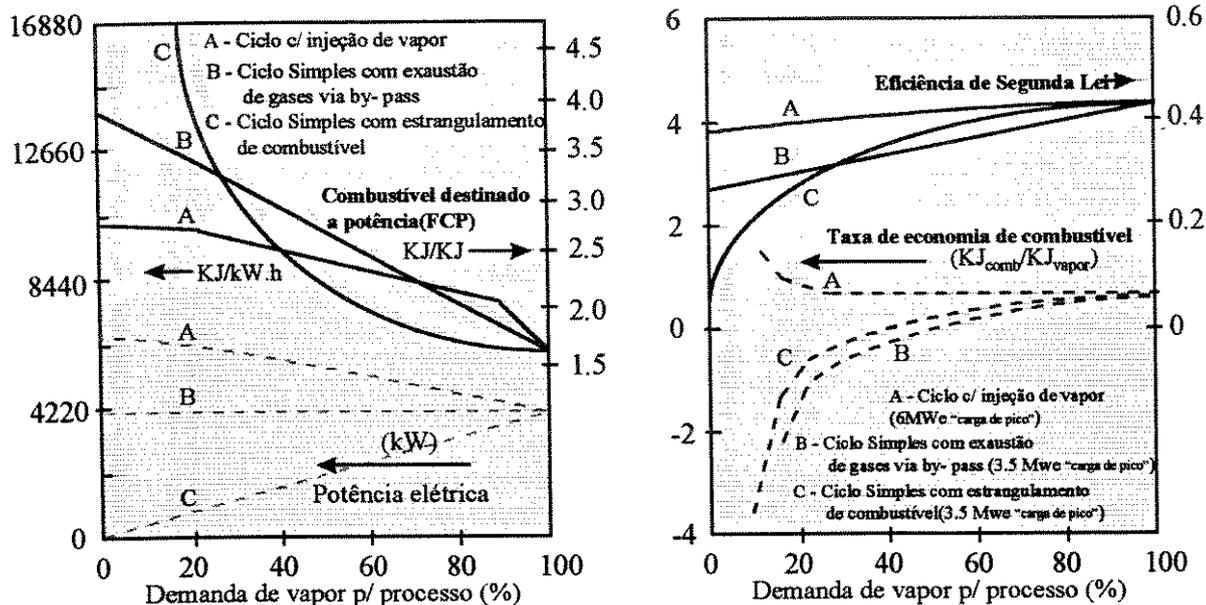


Figura 3.24 Rendimentos estimados para um sistema de cogeração com turbina a gás modelo Allison 501 -K da GM, com demandas parciais de vapor.

Fonte : LARSON & WILLIAMS (1987) p. 57.

Verifica-se que na medida em que a demanda de vapor para processo é reduzida, o ciclo STIG aumenta a potência elétrica, ao passo que as demais configurações, a mantêm (caso B) ou a diminuem (caso C).

No caso C, a entrada de combustível para a turbina é estrangulada conforme cai a demanda de vapor, ainda assim, a taxa de combustível economizado é reduzida acentuadamente, devido à baixa eficiência térmica para cargas parciais de potência. Para este caso a eficiência de 2ª lei também cai de forma acentuada quando a demanda de vapor tende a zero.

O caso A, evidencia o ciclo STIG, e dentre os três analisados, demonstra ser realmente o mais adequado para plantas de potência com demandas variáveis de vapor. A potência elétrica aumenta significativamente, o combustível convertido em potência também aumenta, e o mais importante termodinamicamente é a permanência da eficiência de 2ª lei em níveis relativamente elevados, devido ao aumento da taxa de combustível economizado (*fuel saving rate*).

No projeto RMB/NEPCO, a queima suplementar permite (em qualquer perfil de demanda de vapor para processo) a disponibilidade para injeção de vapor na turbina na taxa máxima permitida. (LM 2500 GAS TURBINE CATALOG, 1996) Quando a demanda de vapor total (turbina e processo) estiver abaixo da capacidade de geração por meio de

recuperação dos gases de escape, logicamente a queima suplementar será reduzida ou até suspensão e parte do mesmo será desviado por *by-pass* para a atmosfera, mantendo-se um fluxo entálpico suficiente para que atenda o balanço de energia.

3.1.5.3 Qualidade mínima da água utilizada em turbinas a gás aeroderivativas.

O vapor injetado na turbina a gás deve possuir uma qualidade elevada em termos de quantidades mínimas de sais dissolvidos na água, tanto se injetado na fase vapor como na fase líquida.

A menção sobre turbinas a gás aeroderivativas no título deste item, é devido as diferenças de qualidade da água necessária para as turbinas a gás industriais pois, estas, são mais robustas e podem aceitar sais contaminantes impregnados em suas palhetas e bocais, até mais do que cinco vezes do que as aeroderivativas. GALLO (1996)

Em quantidades moderadas ou pequenas de injeção de vapor, FRAIZE & KINNEY(1979), comentam que deve ser feita uma análise de viabilidade, devido ao alto custo de tratamento da água bruta. Os ciclos STIG, em termos de consumo de água, possuem a vantagem de consumirem uma quantidade menor por KW gerado, quando comparado com os outros ciclos que façam uso de água ao longo do sistema, porém é um fluido de trabalho altamente tratado que é descartado na atmosfera. Pelo fato de ser descartado, o custo relativo \$/KW é maior do que os ciclos convencionais, incluindo-se as turbinas a vapor e ciclos combinados (CC). Quanto à forma de utilização, a água utilizada, pode ser classificada em: (GALLO,1996)

(i) água de circulação, onde a mesma retorna ao ponto de origem (bomba da caldeira) após fluir pelos sistemas de potência (turbina a vapor) e aquecimento no processo (evaporadores, trocadores de calor). Há uma pequena reposição(*make -up water*) devido aos vazamentos inerentes aos circuitos longos e complexos.

(ii) água de consumo, quando a mesma é utilizada em ciclos STIG é então descartada na atmosfera. Requer uma qualidade elevada (polida) para evitar a formação de corrosão a quente, provocada pelos sais depositados nos componentes da turbina.

Estes sais contaminantes, possuem os seguintes mecanismos de corrosão: íons de sódio e cloretos, que formam depósitos na paredes das câmaras de combustão e nos dutos de

resfriamento, causando fratura por corrosão a quente, e os aditivos utilizados no tratamento da água de caldeira (compostos a base de soda e enxofre) não são apropriados para as turbinas a gás devido à corrosão causada principalmente nas palhetas, pelo processo de expansão brusca do vapor.

Tabela 3.3 Valores máximos de contaminantes para vapor utilizado em turbinas a gás e água de alimentação de caldeiras de recuperação(HRSG)

Especificações	HRSG(água de alimentação) (ppm)	Vapor injetado (ppb)	Gases de combustão na turbina a gás (ppb)
Li +Na+K	0.4 - 0.7	18 -30	4
Pb	0.2 -0.6	10 -24	3
V	0.1 -0.4	2 -16	2
Ca	1.0 -1.4	41 -55	7
SiO ₂	0.1	20	20
Cu	0.05	5	5
Fe	0.1	20	20
S	—	73 -87	11
O ₂	0.02	—	—
Sólidos Totais	1.5 -3.0	128 -141	18
Dureza	0	—	—
Alcalinidade	4	—	—
pH	7	—	—

Fonte : Adaptado de GALLO (1996). p.6

O nível de contaminação no vapor a ser injetado é fortemente dependente do grau de diluição nos gases quentes, gerados dentro da câmara de combustão. Quanto maior a vazão mássica de vapor injetado maior deve ser a sua qualidade, a fim de que não sejam ultrapassados as diluições máximas permitidas.

3.1.6 Emissão de poluentes - relações de interesse ambiental

Neste item, estão inseridos algumas informações atribuídas à turbina a gás, no que se refere a sua viabilidade futura, para atender as demandas crescentes de energia elétrica no mundo e suas vantagens e desvantagens no contexto ambiental.

3.1.6.1 Utilização de gás natural e potencial das turbinas a gás na geração de eletricidade

Ao longo dos anos 70 e 80, o papel do gás natural na geração de energia térmica e elétrica no mundo era considerado secundário, ficando atrás do carvão e do óleo combustível. As principais razões disto foram atribuídas as reservas projetadas, em alguns países para menos de 10 anos, aos problemas de distribuição que inviabilizam plantas de geração, aos custos elevados para pesquisa e prospeção e também aos governos que subsidiavam o uso continuado de carvão para manter as economias domésticas e atingir os objetivos de segurança nacional.

Atualmente, o mais importante fator que tem contribuído para acelerar os contratos de plantas de potência baseados em turbinas a gás, é a melhoria das previsões de suprimento de gás natural. Mesmo assim, questões detalhadas sobre o suprimento, demanda e confiabilidade, ainda são debatidas pelos setores envolvidos. Segundo projeções realizadas pelo *World Directory of New Electric Powerplants*, as plantas de potência que utilizam turbinas a gás representarão 18 % da capacidade adicional no cenário mundial entre 1994 e 2003. (SWANEKANP, 1994)

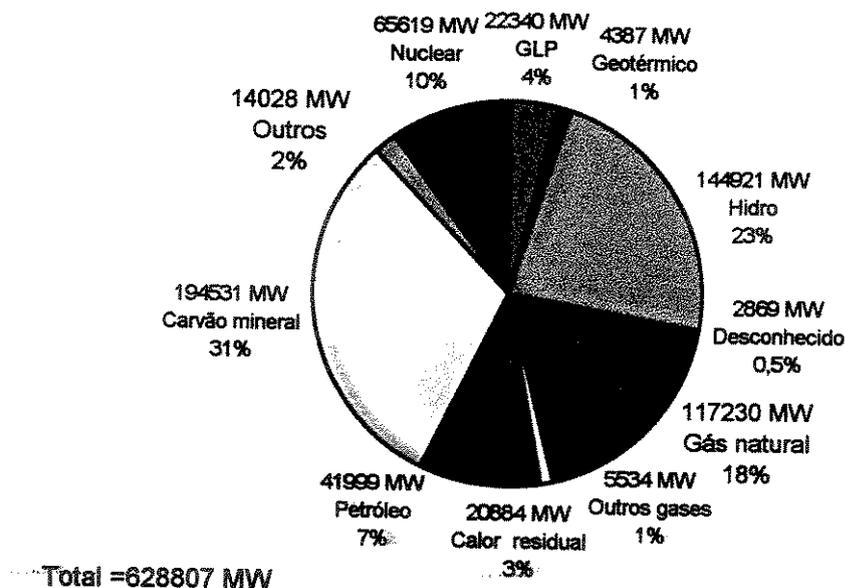


Figura 3.25 Acréscimos na capacidade de geração mundial por tipo de combustível
 Fonte : ELECTRIC POWER INTERNATIONAL ,Setembro 1995. p. 5.

O Conselho Mundial de Energia (*World Energy Council*) reportou em 1992 que as previsões mundiais de reservas de gás natural, proverão fornecimento no mínimo para mais 50 anos. Adicionalmente, novas descobertas tem sido noticiadas e exploradas e elevado o potencial de utilização. A China recentemente descobriu um campo gigante de gás natural e alterou profundamente a sua matriz energética com diversas plantas de potência passando de carvão mineral para gás natural (ELECTRIC POWER INTERNATIONAL, JUNHO 1994).

Estas tendências devem ser verificadas no Brasil e América Latina²⁰, pois a necessidade de diversificação da matriz energética se faz necessário, devido ao esgotamento do potencial hidrológico.

Noventa por cento da fonte de geração no Brasil provem da hidrogeração, e na América Latina somente 12 % da eletricidade é gerada por plantas térmicas (ELECTRIC POWER INTERNATIONAL, MARÇO 1994). Órgãos financeiros internacionais que oferecem recursos financeiros para projetos de infra estrutura básica, sugerem para os países latino americanos, a diversificação do mix de combustíveis através da inclusão de fontes alternativas e renováveis, a exemplo da biomassa. A SHELL, em conjunto com a Secretaria de Estado da República e outros órgãos privados nacionais e internacionais, está envolvida em um projeto de grande porte de geração de eletricidade através da gaseificação de biomassa, em especial a madeira, utilizando - se turbinas a gás. Outro ponto favorável à implantação de plantas de potência baseados em turbinas a gás no Brasil, é a construção do gasoduto Bolívia - São Paulo, que certamente deverá impulsionar esta tecnologia em âmbito nacional²¹.

O projeto de cogeração da RMB, planeja utilizar gás natural explorado em campos de prospeção marítimos, situados na costa nordestina, bombeado até a planta industrial na cidade do Cabo - PE, a pressões em torno de 8 bar. Atualmente, já existe estrutura de distribuição na região, onde o gás natural é largamente empregado em sistemas de aquecimento e geração de vapor.

3.1.6.2 Ascendência do ambientalismo

O segundo fator importante no cenário de expansão das turbinas a gás é a consciência ambiental que se alastrou nos países desenvolvidos. Regulamentações voltadas para limitar as

²⁰ O Brasil deve ser enquadrado no contexto da América Latina, por ter características muito semelhantes de geração, baseadas em hidroelétricas.

²¹ O presidente Fernando Henrique Cardoso assinou o protocolo que dará início à construção do gasoduto Bolívia - São Paulo em 04/09/96 com conclusão prevista para 27 meses, segundo a Petrobrás(OESP 05/09/96).

emissões de poluentes, retroativas a níveis de anos passados, tem sido amplamente introduzidas principalmente na Comunidade Européia, e começam a ganhar força nos países em desenvolvimento. O gás natural, mais “limpo” em termos de poluentes emitidos pela combustão, é visto como o combustível que atende as questões relacionadas ao meio ambiente e as necessidades requeridas para a expansão da capacidade de geração de eletricidade.

A sua condição “limpa” é devida a pouca ou nenhuma presença de enxofre e nitrogênio, além é claro, de possuir menos carbono e mais hidrogênio, do que o carvão e óleo combustível.

SWANEKAMP(1994), comenta que as tecnologias de geração baseadas em turbinas a gás, estão sendo rapidamente vendidas para os países em desenvolvimento, pois os fabricantes oferecem sistemas que possibilitam atingir níveis baixos de emissão de poluentes, em especial o NO_x e o CO, sem a necessidade de equipamentos de controle

Exemplarmente, 25 países, a maioria no território europeu, assinaram um protocolo em 1988 para avaliar a melhor tecnologia para conseguir os níveis de emissão de poluentes praticados em 1987, principalmente em relação a NO_x. Para que os objetivos fossem alcançados, foram propostos turbinas a gás de pequenas potências com aproximadamente 20 MW, pois, é o equipamento com um porte padrão adotado por muitos países. (ELECTRIC POWER INTERNATIONAL, SETEMBRO 1994). Baseados neste porte de turbina, a tabela 3.4 a seguir, apresenta os níveis propostos dos valores de emissão diferenciados, segundo a característica do equipamento e o tipo de combustível.

A exemplo desta metodologia, Japão e Alemanha consideram diferenças de combustíveis para definir os níveis limites, entre gás natural e combustíveis líquidos.

Um consenso entre os signatários do protocolo, foi permitir limites de emissão maiores, quanto maiores fossem as eficiências das turbinas a gás, o que se reflete em taxas menores de emissão por kW gerado.

Tabela 3.4 Regulamentação de emissões proposta para turbinas a gás de baixa potência (<20 MW) segundo os signatários do protocolo de 1988.

País	NOx(ppmv)	Requerimentos de controle de NOx
Alemanha	75*	Queimadores DLNOx ou injeção de água
Holanda	38*	idem
Japão	27-70	idem
Vitória, Austrália	42	idem
Canadá	42	idem
Média EUA	42*	idem
Califórnia EUA	5-25	Queimadores DLNOx ou injeção de água com SCRs

* irá considerar retroativo

FONTE- Adaptado de ELECTRIC POWER INTERNATIONAL, SET. 1994. p.5.

BEÉR(1995) relata que o governo americano tem permitido a instalação de novas plantas de potência baseadas em turbinas a gás, em níveis que não ultrapassem 9 ppm para NOx, e 10 ppm para CO, a plena carga e com 15 % de excesso de ar.

No Brasil, a legislação referente a fontes estacionárias de combustão é recente (1990) e se restringe somente às fontes novas. Não há qualquer menção quanto ao uso de gás natural e limites de emissão de poluentes, devido principalmente ao seu uso incipiente no cenário industrial. Segundo a resolução CONAMA n.º 008 de 06/12/90, os padrões de emissão são aplicáveis de formas distintas para as fontes estacionárias com potência nominal até 70 MW e acima. Observa-se entretanto, a inexistência de padrões de emissão nacionais para o CO e NOx. No caso do CO, nota-se que a maioria dos países não estabelece limites de emissão para fontes estacionárias de combustão, pois consideram que em padrões normais de operação, os equipamentos emitem CO a taxas muito pequenas. (VERGNHANINI,1996)

Tabela 3.5 Padrões brasileiros de emissão, referentes à queima de combustíveis líquidos derivados de petróleo em fonte estacionárias.

	g/10 ⁶ Kcal ₍₁₎	mg/J ₍₂₎	mg/Nm ³ (3%O ₂) ₍₃₎	mg/Nm ³ (1%O ₂) ₍₄₎	Potência Nominal(MW)
material	120	29	107		>70
particulado	350	84	312		<70
óxidos de	2000	478	1782		>70
enxofre	5000	1194	4455		<70
NOx	-	-	-	-	-

Notas: (1) - em vigor desde 06/12/90

(2) - g/106 kcal e mg/J: referidos a potência fornecida à unidade, base PCS

(3) - mg/Nm³: 0 °C e 760 mmHG; gás seco com 3 %O₂ em volume

(4) - mg/Nm³: 0 °C e 760 mmHG; gás seco com 1 % O₂ em volume

FONTE: Adaptado de VERGNHANINI (1996) p. 9

Ainda ambientalmente favorável, a utilização de turbinas a gás é vista como uma alternativa para estabilizar a taxa de crescimento de emissão de CO₂. Os países desenvolvidos (CEE, EUA e Japão), através de seus órgãos de policiamento ambiental, elaboraram em 1992 acordos para que fossem atingidos níveis estabelecidos de emissão, com a diversificação de tecnologias de geração de eletricidade. Para grandes incrementos de potência e possibilidades de redução específica ou eliminação de CO₂, MAKANSI (1992) relata que as tecnologias promissoras são: energia nuclear, hidroelétricas e ciclos combinados. Das três citadas, o ciclo combinado oferece a maior flexibilidade operacional e aceitação pública, em razão dos menores danos e riscos causados ao meio ambiente. Em relação aos ciclos combinados e afins, as plantas novas deverão certamente atender esta política de redução ou conservação dos níveis atuais propostos, em razão da elevação das eficiências e das taxas menores de emissão por potência produzida. Os modelos avançados de turbinas a gás possibilitam reduzir em até 50 % as emissões por KW produzido quando comparadas com ciclos de potência que utilizam carvão mineral. Esta porcentagem menor de CO₂ por kWh gerado, é devido a contribuição do aumento de eficiência térmica e de relações menores de carbono/hidrogênio contidos na composição dos gases naturais.

3.1.6.3 Mecanismos de formação de poluentes

Os gases de exaustão de turbinas a gás são compostos basicamente de CO, CO₂, água, hidrocarbonetos não queimados, particulados (principalmente carbono), NO_x, N₂, O₂ atmosférico não reagido e óxidos de enxofre (SO₂ e SO₃). CO₂ e água, não são enquadrados como poluentes maléficos ao meio ambiente, porque ambos são consequência da combustão completa do combustível. Entretanto, ambos contribuem para o efeito estufa e somente podem ser reduzidos com a redução da queima de combustíveis fósseis. A tabela 3.6, apresenta os principais poluentes emitidos por turbinas a gás e seus efeitos ao homem e meio ambiente.

Os níveis de concentração de poluentes nos gases de exaustão de turbinas a gás, podem ser relacionados diretamente com a temperatura e tempo do processo de combustão e a composição do gás. Estes níveis podem variar muito entre os diversos tipos de queimadores (câmara de combustão) e pelas condições operacionais

Tabela 3.6 Principais poluentes emitidos por turbinas a gás

Poluente	Efeitos
Monóxido de carbono(CO)	Tóxico
Hidrocarbonetos não queimados Particulados(C)	Contribui para a névoa de fumaça urbana Visível. Ligações com asma e outros problemas respiratórios
Óxidos de Nitrogênio(NOx)	Tóxico. precursor da névoa química(<i>smog</i>). Deflexão do ozônio na estratosfera
Óxidos de enxofre(SOx)	Tóxico e corrosivo
Dióxido de carbono(CO ₂)	contribui para o efeito estufa (<i>green house effect</i>)

Fonte - Adaptado de LEFEBVRE(1995), p. 623.

A natureza da formação de poluentes, em particular CO₂ e hidrocarbonetos não queimados, é maior quanto menor for a carga de potência da turbina e vice-versa. Em contraste a estas verificações, NOx e fumaça são insignificantes em baixas cargas e alcançam valores máximos na condição de plena carga de potência, quando não há mecanismos de redução e controle de poluentes.

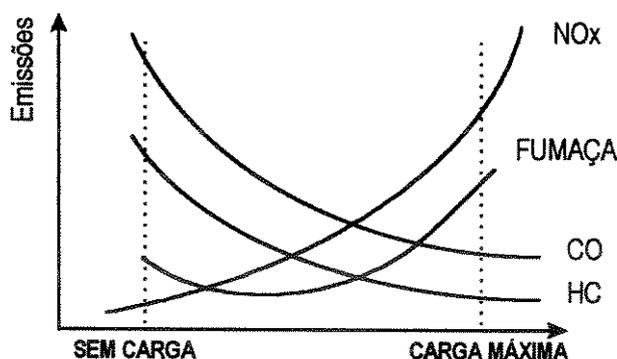


Figura 3.26 Comportamento de emissões de poluentes para turbinas a gás, sem mecanismos de redução e controle.

Fonte: LEFEBVRE (1995) p.625.

3.1.6.4 Monóxido de carbono (CO)

O monóxido de carbono(CO) é um composto intermediário em reações de oxidação de hidrocarbonetos. Em zonas de combustão projetadas para operar com mistura rica (relações altas de combustível/ar), grandes quantidades de CO são formadas devido à falta de oxigênio suficiente para completar a reação de combustão. Entretanto, se a mistura da zona de combustão é estequiométrica ou moderadamente inferior em termos de relação combustível/ar, quantidades significantes de CO são formadas e estará presente, devido à

dissociação de CO₂ nas altas temperaturas de chama. A princípio, só é possível reduzir este poluente para níveis aceitáveis através de entradas de ar em diferentes estágios ao longo da zona de combustão, com o objetivo de reduzir gradualmente a temperatura dos gases formados e reagir o CO remanescente.

3.1.6.5 Hidrocarbonetos não queimados

Estão associados à atomização pobre do combustível, a taxas de equivalência combustível/ar “ricas” e aos efeitos do sistema de resfriamento a ar (*film cooling*) das palhetas. Os fatores que influenciam a não combustão completa do combustível, são semelhantes aos mecanismos de formação do CO, segundo LEFEBVRE(1995).

3.1.6.6 Fumaça

A formação de fumaça é causada por regiões de misturas ricas na chama. O queimador, do ponto de vista de formação de fumaça, é dividido em duas zonas: primária, que determina a taxa de formação de partículas, devido a pontos de temperatura elevada, causados por mistura rica (deficiência de oxigênio), e zona intermediária (também denominada de zona de diluição), a qual determina a taxa de destruição de particulados. A concentração de fuligem observada nos gases de combustão é a evidente indicação do domínio de uma zona sobre a outra. Estas observações são verificadas quando utiliza-se gás natural ou combustível líquido de baixo teor de coque ou cinzas. O óleo combustível a ser utilizado em caráter *stand-by* no projeto da RMB/NEPCO, deve receber um tratamento prévio adequando-o para a utilização em turbinas a gás, de maneira que seja reduzida a formação de particulados inerentes aos óleos combustíveis comuns brasileiros, com teores relativamente elevados de material orgânico, coque, fuligem, inorgânicos e cinzas. Estes materiais particulados podem provocar a erosão prematura das palhetas da turbina.

3.1.6.7 Interferência da pressão no processo de combustão

Visto que as taxas de compressão tem-se elevado constantemente, com o objetivo de reduzir o consumo específico de combustível, as mesmas possuem a capacidade de influenciar diretamente na formação de poluentes. LEFEBVRE(1995), comenta que testes com câmaras de combustão são extremamente caros e o desenvolvimento de pesquisas sobre a influência da pressão na formação de NO_x é realizada em baixas pressões, e os resultados são então

extrapolados para os níveis de pressão mais elevados desde que as relações entre os poluentes formados e a pressão sejam precisamente conhecidas.

A principal interferência da pressão no processo de combustão em turbinas a gás é a formação de partículas de fumaça. A alteração da aceleração das reações químicas em proporções em que as taxas de diluição combustível/ar ainda não tenham atingido níveis adequados, prolonga os limites de inflamabilidade em regiões em que não deveria ocorrer.

3.1.6.8 Tipo de combustível

Combustíveis com elevadas taxas de carbono/hidrogênio são mais suscetíveis à formação de fumaça e fuligem, e as propriedades físico-químicas dos mesmos, e a forma como os mesmos são introduzidos na zona de combustão, interferem diretamente na formação de poluentes, principalmente devido ao tamanho das partículas vaporizadas, relacionadas com a viscosidade e volatilidade, e a taxa de evaporação do combustível vaporizado.

3.1.6.9 Óxidos de Nitrogênio (NO_x)

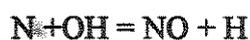
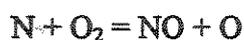
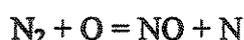
Dentre os poluentes citados, os óxidos de nitrogênio apresentam mecanismos de formação mais complexos e que certamente merecem maior destaque, devido principalmente ao desafio de poder controlá-los nos processos de combustão.

Os níveis de emissão estão sendo constantemente reduzidos nos países desenvolvidos.

BEÉR(1995) relata que nos EUA novas plantas de potência que utilizem turbinas a gás, não podem exceder 9 ppm de NO_x e 10 ppm de CO, com 15 % de O₂ a plena carga, para obterem licenças de operação segundo restrições impostas pela *Energy Protection Agency* - EPA. São valores comparativamente baixos para os padrões atualmente adotados.

A formação dos óxidos de nitrogênio é um processo endotérmico, e procede em taxas significantes somente em temperaturas acima de 1850 K (1577 °C). Podem ser produzidos por quatro diferentes mecanismos, segundo BEÉR(1995) :

(i) NO térmico - em chamas de gás natural, óxidos de nitrogênio podem formar - se principalmente pela fixação do N₂ atmosférico, através do mecanismo Zeldovich:



A formação de NO é encontrada no lado da mistura pobre da reação estequiométrica e é consequência da competição entre o combustível e o nitrogênio pelo oxigênio disponível. Quando a mistura é rica, a temperatura de combustão é maior e o oxigênio é consumido preferencialmente pelo combustível. Para ambos tipos de misturas (pobre/rica), uma redução de NO pode ocorrer se estão disponíveis suficientes hidrocarbonetos radicais e tempo de residência na câmara de combustão for adequado. Queimadores do tipo baixa emissão de NO_x, comentados a seguir no item 3.1.10.1, são adequados para minimizar a formação destes poluentes, com zonas de pré - mistura que possibilitam controlar de maneira satisfatória os perfis de temperatura de chama.

(ii) Óxido nitroso (N₂O) - este composto é instável a temperaturas acima de 1300 K e acaba formando N₂ pela decomposição ou reação com o hidrogênio, $N_2O + H \rightarrow N_2 + OH$. N₂O também pode formar NO pela reação com o oxigênio atômico : $N_2O + O \rightarrow 2NO$.

(iii) NO ocasional - sob certas condições, NO é encontrado muito prematuramente na região de chama, fato conflitante com a idéia de processo controlado cineticamente (LEFEBVRE,1995). De acordo com BEÉR(1995), a reação de iniciação é dada por: $N_2 + CH \rightarrow HCN + N$, onde o nitrogênio atmosférico reage com fragmentos de hidrocarbonetos. Pode ocorrer uma reação adicional em baixa temperatura, da fonte de nitrogênio atômico :

$N + OH \rightarrow NO + H$. O HCN participa com OH e H em reações de abstração de hidrogênio formando aminas e daí, NO.

(iv) NO combustível - se o combustível contém nitrogênio dissolvido, este será denominado NO combustível. Destilados leves contêm menos que 0,06 %, mas, os pesados podem conter até 1,8 %. Portanto, dependendo do teor encontrado, a formação de NO_x, pode ser responsabilizada ao nitrogênio contido no combustível.

3.16.10 Dispositivos utilizados na redução de poluentes

Apesar dos queimadores convencionais constituírem atualmente maioria nas turbinas a gás estacionárias em operação e possibilitarem níveis indesejados de emissão, os mesmos constituem fonte de conhecimento para o projeto e desenvolvimento de queimadores avançados de ultra baixa emissão de NO_x (*ultralow NO_x combustors*).

Os programas de redução de emissão de poluentes internacionais, concentram-se basicamente no NO_x, pois o CO e hidrocarbonetos não queimados, são encontrados em valores relativamente baixos, e a redução na formação destes compostos está fortemente ligada às eficiências de combustão, o que também é economicamente favorável.

A turbina LM 2500 da GE, máquina de topo do sistema analisado possui diversas configurações, tendo como modelo básico a versão PE (*standard*) onde a própria GE, de acordo com a sua divisão *Maritime & Industrial Engine*, define o nível de emissão entre 180 e 200 ppm de NO_x sem injeção de água ou vapor, para queimadores convencionais, valores estes que excedem em demasia os níveis tolerados pelos principais órgãos de controle ambiental. Com modificações no sistema de combustão, transformando-se os queimadores convencionais para DLN, as emissões podem atingir 20 ppm de NO_x, 10 ppm de CO e teores próximos de zero de hidrocarbonetos não queimados. A possibilidade de realização de *up-grade* e modificação do modelo *standard* (PE) envolve custos em torno de US\$ 1,5 a 2 milhões (FARMER 1996).

A formação dos óxidos de nitrogênio(NO_x) é fortemente dependente da temperatura da chama e uma técnica óbvia na redução deste poluente é possibilitar a homogeneidade térmica da chama, na câmara de combustão. A redução da temperatura de chama através de adição de maior quantidade de ar contraria as tendências atuais a elevação das temperaturas, e favorece a alteração das velocidades do fluxo na zona de mistura da câmara de combustão, provocando fatores adversos na ignição e estabilidade de chama.

Uma alternativa proposta e adotada na década de 80, foi a injeção de vapor ou água na zona de combustão ou a sua montante, variando de acordo com o fabricante.

HILT & WASLO (1984), relatam os resultados obtidos com a injeção de vapor em uma turbina a gás MS5001, os quais deveriam atender as novas exigências e intenções formuladas pelo Condado de Los Angeles, exigências estas aplicáveis as turbinas a gás e ciclos combinados de potência. Estas exigências, até então pioneiras, obrigavam as companhias de eletricidade a adequar as emissões de NO_x para os novos limites²². Este trabalho foi citado também por LEFEBVRE(1995), devido às pesquisas realizadas com diversos tipos de queimadores, abrangendo variações geométricas e taxas de injeção de vapor.

²² Rule 68 - efetiva a partir de 01/07/71 - óleo combustível 225 ppm a 3 % de O₂
gás natural 125 ppm a 3 % de O₂

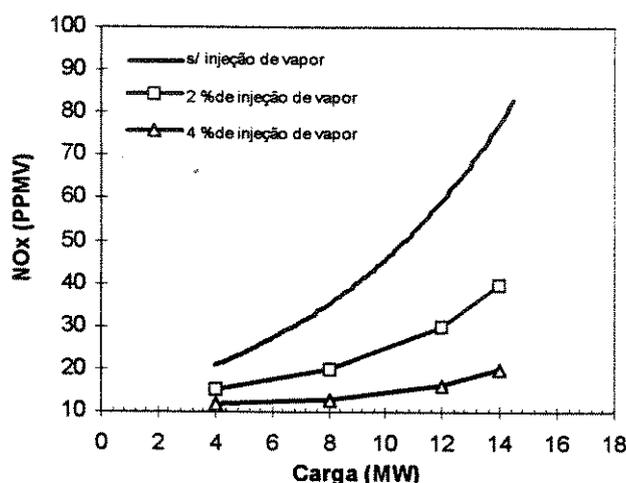


Figura 3.27 Efeito da injeção de vapor na descarga do compressor na redução de emissões de NOx em uma turbina MS 5001 da GE com queimador convencional.

Fonte : HILT & WASLO (1984) p.828.

Há entretanto, limites práticos para a porcentagem de água ou vapor que pode ser injetado no queimador. A deterioração do rendimento da combustão em razão da injeção de água ou vapor é manifestada com o aumento dos níveis de CO, hidrocarbonetos não queimados e pelas oscilações de pressão na câmara de combustão, vindo a danificar as partes mecânicas da mesma (HILT & WASLO,1984). Os inconvenientes associados à injeção de água ou vapor e seus efeitos colaterais, encorajaram as pesquisas de queimadores. Outros métodos de controle de emissão também são aplicáveis na forma de pós - queima, denominados controle final de processo. Consiste basicamente em converter o NOx do fluxo de gases de escape em nitrogênio molecular ou gasoso (N₂). Os gases passam primeiro por um catalisador oxidante, e depois são misturados com amônia e finalmente passam por um catalisador de redução catalítica (SCR). O catalisador oxidante também remove eventuais traços de CO e hidrocarbonetos não queimados através da oxidação em CO₂.

As principais reações nos catalisadores de redução seletiva (SCR) são:



É um processo que requer grandes quantidades de amônia e equipamentos de grandes dimensões²³, podendo elevar os custos de operação da planta e conseqüentemente reduzir a competitividade da mesma.

²³ Para uma turbina MS 7000 da GE com potência de 83 MW, um catalisador seletivo de redução (SCR) pode remover 90 % do NOx. Tem um volume de 175 m³ e pesa aproximadamente 111 toneladas.

3.1.6.10.1 Queimadores de baixa emissão de poluentes tipo *Dry Low NOx* (DLNOx)

A mais recente e importante inovação tecnológica das turbinas a gás, é atribuída ao desenvolvimento de queimadores (câmaras de combustão) que não necessitam de injeção de vapor ou água como recurso na redução da formação de NOx. É neste importante componente, que os gases quentes são gerados para impelir as palhetas da turbina a gás, e o seu funcionamento adequado possui influência primordial na eficiência da mesma e na geração de poluentes indesejáveis.

O termo *dry* (sêco) é usado para indicar que o queimador é capaz de atingir baixas emissões de poluentes, em particular o NOx, sem recorrer a injeção de água ou vapor.

Perante a imposição de limites de emissão de NOx, os fabricantes de turbinas aeroderivativas estacionárias viram-se obrigados a desenvolver queimadores que atingissem níveis relativamente baixos e em condições aceitáveis, sem recorrer a utilização de meios de controle, como os SCR e injeção de água ou vapor

Os primeiros modelos apareceram no início da década de 80, e o seu aperfeiçoamento é contínuo e constante, e atualmente já se anuncia os modelos de baixíssima emissão de NOx.

Os queimadores convencionais ainda são largamente empregados nas turbinas a gás instaladas na década de 80 e anteriormente em pontos geográficos remotos (plataformas de petróleo, campos de gás natural), que não possuem legislações de controle de emissões.

O estudo destes queimadores devem ser introduzidas neste contexto de análise, pois são, conforme comentado, fontes de conhecimento para o desenvolvimento dos queimadores DLNOx e largamente utilizados em turbinas a gás industriais. São divididos fisicamente quanto a concepção construtiva, em anulares e tubulares. O tubular consiste em um cilindro montado concentricamente dentro de um outro invólucro cilíndrico. Na maioria das turbinas a gás antigas, câmaras tubulares eram muito utilizadas em número de 7 a 16 por unidade, sendo atualmente restritas exclusivamente em uso industrial e nas faixas de potência acima de 80 MW, em razão de sua boa acessibilidade e fácil manutenção. O modelo MS7001 da GE possui este tipo de queimador composto de um (01) *manifold* de dez (10) unidades.

A maioria das turbinas a gás modernas empregam queimadores no formato anular, montados concentricamente dentro de um estojo também anular.

De fato, este tipo representa a forma ideal de câmara, por que o seu *lay-out* aerodinâmico resulta em uma unidade compacta de baixa perda de pressão, em comparação com outros tipos de queimadores.

A forma de operação típica dos queimadores convencionais, onde não há qualquer zona de pré - mistura ar/combustível antecedendo a combustão em si, caracteriza a principal causa de formação de NOx, devido a zonas com temperaturas extremamente elevadas. Estas zonas de temperaturas elevadas, devido à falta de homogeneização, são determinantes na formação de NOx, mesmo após a zona de combustão principal.

Já nos queimadores DLNOx ou híbridos, estas características são eliminadas pela criação de fases de preparação da mistura, antes de atingir a zona de combustão, com sistemas de pré - mistura (*lean premix*²⁴).

COLLINS(1991), define e explica o mecanismo de funcionamento dos queimadores DLN em diversas faixas de carga, onde a estabilidade de chama e baixas emissões de NOx são mantidas pelos seguintes artificios mecânicos :

- (i) - manutenção da chama piloto em todos os queimadores, em faixas de carga entre 90 e 100%;
- (ii)- uso de venezianas de guias variáveis, nos estágios iniciais;
- (iii)- uso de venezianas (*air shutters*) mecânicas secundárias nas câmaras de combustão, para redução de fluxo de ar , com a finalidade de manter-se a relação ar/combustível.

Estes artificios mecânicos possibilitam, realizar a combustão em três regiões distintas:

- (i) a primeira, injeta combustível por meio de vaporização para misturar-se com o ar, sendo este o suficiente para que ocorra a combustão. Suprimindo a região de combustão com mistura homogênea, temperaturas relativamente menores são atingidas e conseqüentemente pequenas porções de Nox são formadas;
- (ii) a segunda, proporciona estabilização de chama, com a criação de zonas de recirculação evitando - se a formação de NOx térmico;
- (iii) e na terceira região, a combustão é completada de forma semelhante às câmaras convencionais, onde ar é adicionado para total diluição dos produtos de combustão.

Vários dos maiores fabricantes de turbinas a gás já oferecem sistemas de queimadores que utilizam a técnica de pré - mistura (*lean premix*) ou estão em fase de desenvolvimento.(ELECTRIC POWER INTERNATIONAL, DEZEMBRO 1995)

²⁴ denominação técnica usualmente encontrada nas literaturas especializadas, sobre sistemas que utilizam esta tecnologia

Em 1992, a Siemens KWU anunciava em revistas especializadas, que desde 1986 empregava tecnologias DLNOx com sistemas *premix*, que garantiam teores de NOx abaixo de 25 ppmv e valores quase nulos de CO, quando operando em cargas de potência acima de 40 %.(ELECTRIC POWER,MARÇO 1992). Atualmente, a Siemens KWU defende a liderança no sistema de controle de emissões de NOx, com 75 ppmv quando queimando óleo combustível e 9 ppmv²⁵ para gás natural(a plena carga). (ELECTRIC POWER - DEZEMBRO 1995)

Os queimadores DLN, se comportam de forma variável dependendo da amplitude de carga da turbina. Com cargas de potência na faixa de 0 - 40%, os mesmos operam como difusores. Este fato é devido a instabilidade da chama provocada pela baixa carga, a qual não consegue suportar a combustão. Este fenômeno reflete diretamente na produção de NOx e CO.

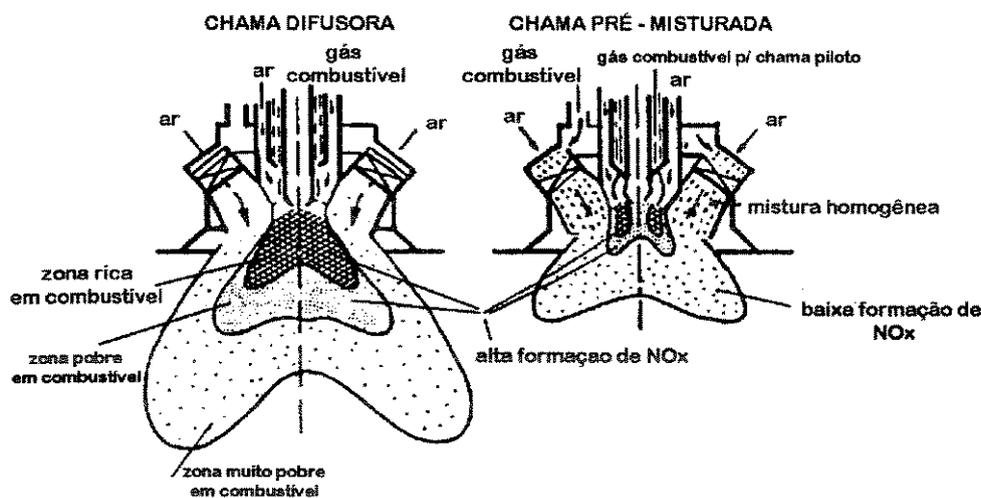


Figura 3.28 Zonas de reação com diferentes taxas combustível/ar
Fonte: BEÉR(1995),p.5

O gráfico da figura 3.29, demonstra o comportamento na formação dos teores de poluentes NOx e CO, para os dois modos de operação de um queimador em função da carga de potência da turbina a gás. Na faixa de carga de 40 %, nota-se a variação brusca na formação de NOx e CO devido a alteração no modo de operação do queimador. Nesta faixa, o queimador passa de combustão pré mistura para combustão de difusão, através de ajustes nas entradas de ar. O processo de mistura passa a ser fator preponderante na redução de formação de NOx, refletindo - se também no baixíssimo teor de CO. A formação de SO₂ depende do tipo de combustível. Em combustíveis gasosos, o teor de CO é menor quando comparado com óleos combustíveis.

²⁵ ppmv -partes por milhão em volume

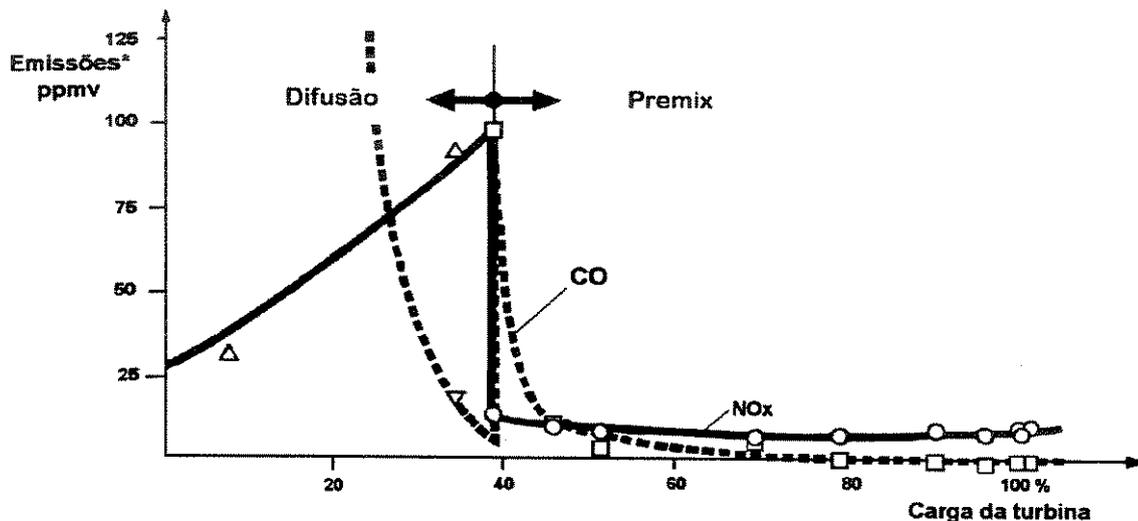


Figura 3.29 Teores médios²⁶ de emissão de NOx e CO, para os queimadores DLNOx de uma turbina a gás Siemens KWU, para diversas faixas de carga. Referência para gás de exaustão seco com 15 % de oxigênio não reagido. Combustível: gás natural

Fonte : ELECTRIC POWER, Março 1992, p. 15

Outros modelos foram propostos por diversos fabricantes, entre eles, a combustão por estágios da GE. COLLINS(1991) refere-se ao mesmo tipo de queimador que utiliza técnicas de combustão por estágio, que possibilita operar em amplas faixas de carga, mantendo-se a estabilidade da chama.

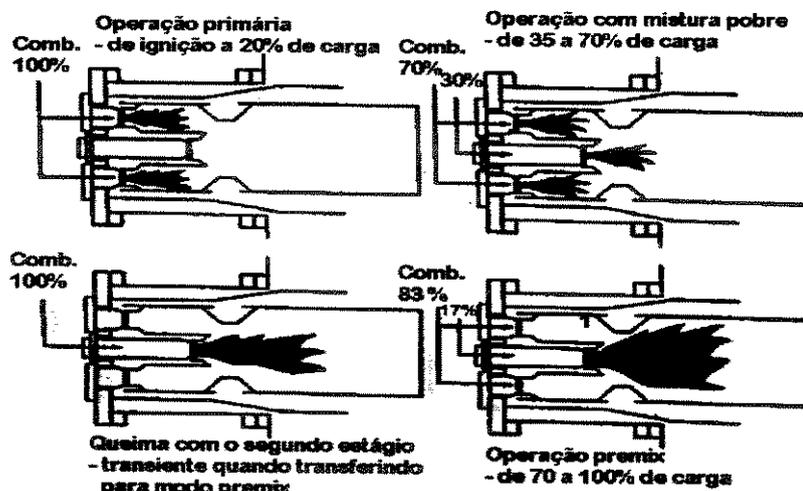


Figura 3.30 Queimador por etapas de injeção (*staging*) de combustível, com baixa emissão de NOx

Fontes: COLLINS (1991), p. 24.

HILT & WASLO (1984), p.829.

BEÉR (1995), p.6

²⁶ Condições ISO

Durante a partida e em baixas cargas de potência, o combustível é fornecido somente para o primeiro estágio, que opera como difusor. Neste modo de operação, a temperatura do metal do queimador limita a quantidade de calor liberado, pela regulação de entrada de combustível. Como consequência, há uma redução da temperatura de combustão e evidentemente menor formação de NOx.

A 75 % de carga, todo o combustível é transferido para o segundo estágio e a chama do primeiro se extingue. Acima deste nível de carga, 80 % do combustível é lentamente injetado de volta no primeiro estágio e com a chama pré - misturada residindo somente no segundo estágio.

SWANEKAMP(1995) comenta que a distribuição da mistura comburente e a combustão, ocorrem em múltiplos locais e requerem seqüência precisa e medição sensível da taxa de ar/combustível ao longo de toda a trajetória no queimador.

Esta precisão de medição e controle é necessária para evitar oscilações e instabilidades da chama, pois provocam ruídos e vibrações indesejáveis, vindo a reduzir a vida útil da turbina a gás. Caso os custos de manutenção aumentarem significativamente nos sistemas de combustão DLNOx, os recursos economizados pela não instalação de equipamentos de controle de poluentes do tipo SCR²⁷, serão absorvidos a longo prazo com o aumento dos custos de operação e manutenção. COLLINS(1991)

Outros tipos de queimadores que utilizam a concepção de pré - mistura foram relatados por COLLINS(1991). Possuem variações na sua forma geométrica e possuem dispositivos de distribuição de ar ao longo da zona de combustão.

A figura 3.31 demonstra um queimador de cone duplo, para utilização de dois tipos de combustível (gás e destilados leves), em que a estabilidade de chama é mantida pelo formato cônico. O combustível é pré - misturado com o ar nas fendas da câmara cônica e flui através da câmara de combustão divergente causando uma região de vórtice, onde a chama passa a propagar - se. Durante a partida e em baixas cargas de potência, grupos de queimadores pré - misturadores operam no modo de chama piloto e agem como estabilizadores.

²⁷ SCR - elevado capital de investimento inicial, cuidados no manuseio dos reagentes de amônia, emissões de reagentes não reagidos na chaminé e problemas ambientais relativos à óxidos de metais pesados (vanádio e titânio) contidos nos catalisadores

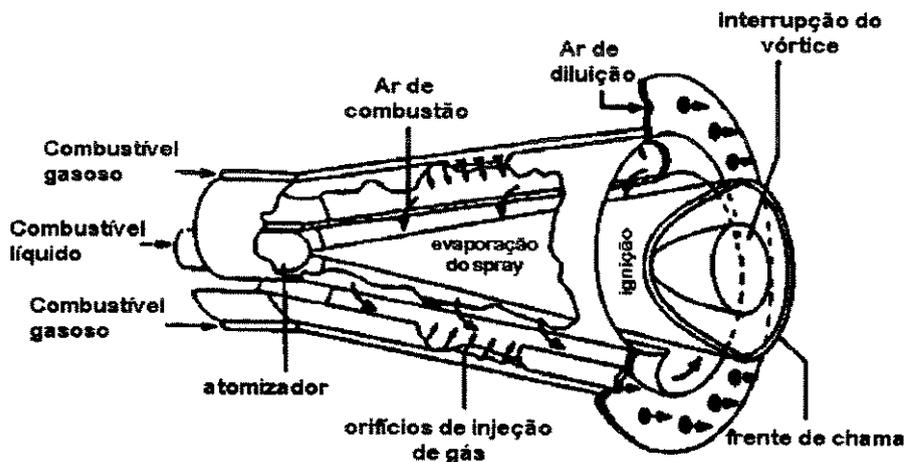


Figura 3.32 Queimador bi - combustível modelo GT 11N com baixa emissão de NO_x, sem separação da zona de pré - mistura e combustão, desenvolvido pela ABB.

Fonte: COLLINS (1991). p. 24.
BEER (1995). p.8.

3.2 Caldeira de recuperação (HRSG)

As caldeiras de recuperação (HRSG), também chamadas de caldeiras de calor residual, recuperam energia de correntes gasosas numa ampla faixa de processos químicos e térmicos.

Em plantas industriais que requerem energia elétrica e térmica simultaneamente, o acoplamento de caldeiras de recuperação com turbinas a gás, possibilita a geração de vapor através da regeneração dos gases de escape da turbina a gás, para posterior uso no processo produtivo ou para incrementar a potência através de injeção na turbina, permitindo elevar consideravelmente a eficiência térmica do ciclo em comparação a turbinas a gás operando de forma isolada (ciclo Brayton).

Os gases de exaustão de turbinas a gás geralmente são “limpos”, devido à queima de combustíveis de qualidade elevada, e possuem teor de oxigênio excedente em torno de 15 % em volume, que permite queima suplementar de combustível sem a necessidade de insuflamento de ar adicional.

As caldeiras de recuperação em geral podem recuperar qualquer tipo de gás quente residual em uma ampla faixa de processos químicos e térmicos. Em plantas de cogeração e sistemas de incineração, o objetivo primordial é maximizar a quantidade de energia recuperada consistente com as limitação técnicas e econômicas. Em processo químicos, o objetivo principal, pode ser, ao invés de utilizar os gases quentes para aquecer um determinado fluxo,

resfriar a própria corrente para um nível de temperatura desejável de acordo com o processo, considerando a recuperação de energia uma questão secundária. (GANAPHATY, 1993)

3.2.1 Tipos construtivos

As caldeiras de recuperação apresentam - se em dois tipos básicos, dependendo como o gás quente e o vapor gerado circulam , da mesma forma que nas caldeiras convencionais. Nos modelos fogotubulares, o gás flui dentro dos tubos e a energia térmica é transferida para a água - vapor, exteriormente. Nos modelos aquotubulares, o processo de recuperação da energia térmica ocorre de forma inversa, onde o gás quente flui pelo lado externo dos tubos, aquecendo a água - vapor contida no interior dos tubos.

Quanto a aplicação, as caldeiras de recuperação fogotubulares não são apropriadas para uso em conjunto com turbinas a gás, pois o baixo *pinch - point* e alta transferência de calor necessárias, implicam em áreas de troca térmica elevadas, que acarretam a elevação dos custos. Além do mais, a elevada inércia térmica não condiz com a característica inerente das turbinas a gás que podem ser colocadas em operação em curtos espaços de tempo. (PERAL, 1996)

No caso de aplicações com turbinas a gás, em geral o tipo aquotubular é o preferido.

O tipo aquotubular, pode ter duas variantes construtivas, quanto ao modo como a água circula no interior dos tubos : circulação forçada e natural. Neste último, os tubos da caldeira tem orientação vertical e a taxa de recirculação encontra-se na faixa de 6 a 30. No caso de circulação forçada, a taxa de recirculação situa-se entre 4 e 10. (GANAPHATY, 1991)

No modo de circulação forçada, os gases quentes fluem no sentido vertical, ao passo que no modo de circulação natural, fluem no sentido horizontal. Esta última configura o tipo construtivo utilizado no projeto preliminar, concebida pela ZURN Industries.

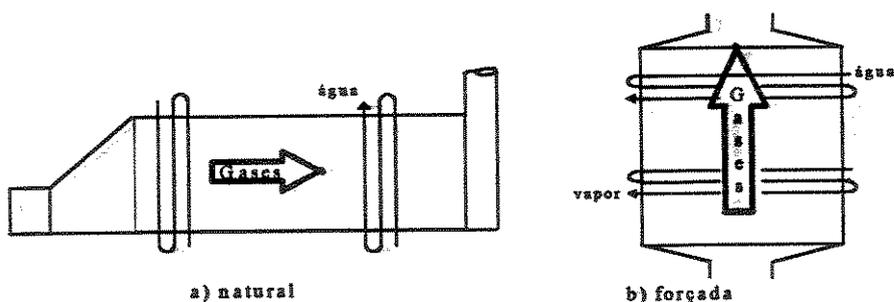


Figura 3.32 Esquemas construtivos de caldeiras de recuperação quanto a circulação de água e sentido do fluxo de gases quentes.

A configuração padrão predominante na Europa e demais partes do mundo, exceto nos EUA, é a de circulação forçada. Possibilita uma menor queda de pressão no lado do gás permitindo limitar as perdas de eficiência da turbina a gás decorrente de exaustão com contra - pressão, além de permitir respostas mais rápidas em mudanças de carga. Nos EUA, a configuração adotada como padrão é a de circulação natural, pois o arranjo dos feixes de tubos internos permite o acoplamento de catalisadores seletivos de redução (SCRs) para controle de NOx. (MAKANSY,1994)

3.2.2 Pós queima na caldeira de recuperação

Sendo que os gases de escape da turbina a gás contem excesso de oxigênio não reagido, quantidade de vapor adicional pode ser gerado na caldeira de recuperação através da elevação da temperatura do fluxo de gases, por meio de queima suplementar de combustível. A pós - queima também permite a modulação da capacidade de geração de vapor da caldeira de recuperação, independentemente do modo de operação da turbina a gás.

A definição das caldeiras de recuperação que utilizam pós queima está diretamente relacionada com o nível de temperatura de chama atingida a jusante do queimador.

Tabela 3.7 Faixas de temperatura a entrada da caldeira de recuperação segundo o nível de pós - queima.

Tipo de caldeira de recuperação	Faixa de temperatura (°C)
s/ queima (<i>unfired</i>)	425 ~565
queima auxiliar (<i>suplementar firing</i>)	~900
queima complementar (<i>fully fired</i>)	~1650

As caldeiras sem queima e com queima auxiliar, são essencialmente trocadores de calor convectivos sendo que as caldeiras com queima complementar podem aproveitar o limite de oxigênio disponível não reagido, permitindo temperaturas mais elevadas. Estas caldeiras requerem dispositivos mecânicos de proteção das paredes da zona de queima que se assemelham aos modelos convencionais, além de requerer feixes de tubos radiativos a jusante do queimador para absorver a radiação da chama.(ALLEN & KOVACICK,1984)

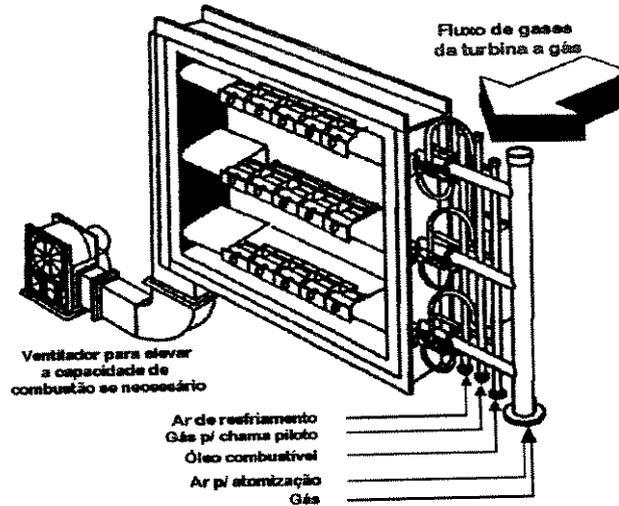


Figura 3.33 Queimador de duto utilizado na pós - queima de gases de exaustão
Fonte: GANAPHATY (1991)

A utilização de pós - queima, seja auxiliar ou complementar, permite adequar o fluxo de energia necessário a geração de vapor, e conseqüentemente possibilita uma economicidade do sistema com áreas menores de troca térmica. Em relação a eficiência de Segunda Lei, ao contrário, diminui, devido ao processo de combustão e ao aumento das diferenças de temperatura entre os gases de combustão e o vapor gerado.

No modo de operação STIG, na medida em que eleva - se a injeção de vapor na turbina a gás, também eleva - se a regeneração dos gases devido à diminuição da temperatura de entrada da água no economizador. Esta elevação do diferencial de temperaturas entre os gases e a água de reposição é favorável a eficiência do ciclo, em contraste com sistemas baseados em turbinas a vapor, onde deseja - se temperaturas de água de reposição mais elevadas.

Capítulo 4

Análise energética e exergetica

O objetivo deste capítulo é examinar a instalação segundo critérios de avaliação baseados exclusivamente na Primeira Lei da Termodinâmica e em critérios que combinam a Primeira e a Segunda Leis. Os critérios baseados na Primeira Lei podem levar a conclusões equivocadas quando a relação exergia/energia contida é significativamente diferente de um, para todos os fluxos utilizados na definição de eficiência (TSATSARONIS,1993). Desta maneira, um estudo completo de sistemas de cogeração deve fazer uso do conceito de exergia.

4.1 Critérios de desempenho baseados na Primeira Lei da Termodinâmica

A avaliação de um sistema e/ou processo através de parâmetros de desempenho baseados na Primeira Lei da Termodinâmica, são métodos simples que devem ser empregados somente na comparação de alternativas de projeto HUANG(1996).

Dentre os parâmetros mais utilizados, segundo HORLOCK(1987), está o *Fator de Utilização de Energia*, ou simplesmente, eficiência de Primeira Lei.

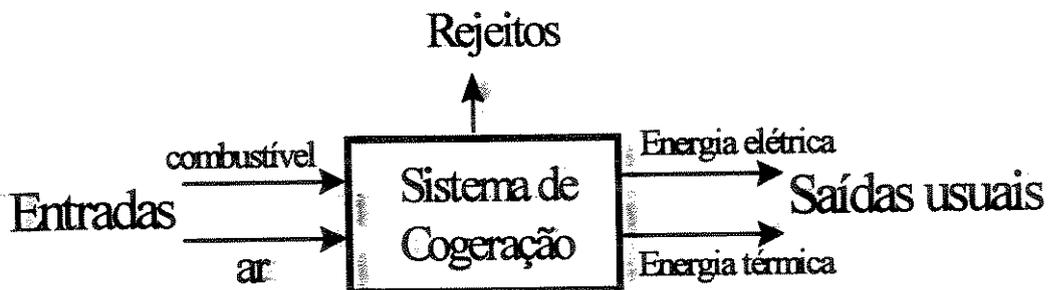


Figura 4.1 Esquema de um sistema de cogeração com insumos e produtos energéticos.

Pela definição, o Fator de Utilização de Energia (FUE) para um sistema de produção simultânea de potência térmica e elétrica é dado por:

$$FUE = \frac{\dot{W}_{elet} + \dot{Q}_u}{m_{comb} \cdot PCI} \quad (11)$$

onde : \dot{W}_{elet} = potência elétrica líquida produzida [kW];

\dot{Q}_u = fluxo de calor útil para processo [kJ/s];

m_{comb} = vazão mássica de combustível [kg/s].

Este parâmetro é pouco significativo e as vezes induz o elemento decisor de um projeto, a erros de interpretação, pois é visto que na medida que reduz-se a capacidade de produção de eletricidade, o FUE tende a elevar - se, tendendo a igualar - se à eficiência térmica de uma caldeira.

Analisando a turbina como um subsistema em separado do sistema de potência, a eficiência de conversão pode ser definida como:

$$\eta_{turb} = \frac{W_{elet}}{E_{Total}} \quad (12)$$

onde:

W_{elet} = potência elétrica produzida pela turbina [kW];

E_{total} = energia total inserida na câmara de combustão[kJ/s], que para o ciclo STIG pode ser dada por :

$$E_{Total} = \dot{m}_{12} \cdot PCI + \dot{m}_{16} \cdot cp \cdot (T^* - T_0) \quad (13)$$

onde :

\dot{m}_{12} e PCI = vazão mássica [kg/s] e Poder Calorífico Inferior[kJ/kg] do combustível;

\dot{m}_{16} e T^* = vazão mássica [kg/s] e temperatura de entrada do vapor na câmara de combustão[K];

cp = calor específico médio do vapor entre T^* e T_0 [kJ/kg.K].

Em relação à caldeira de recuperação, a eficiência térmica (η_{term}) pode ser determinada pelo método direto segundo as normas ASME PTC 4. 1 e 4.4 e DIN 1942, as quais

consideram somente a relação da parcela de combustível convertida em energia útil, no caso o vapor, dada pela relação, segundo a figura 2.7:

$$\eta_{cald} = \frac{\dot{m}_{16} \cdot h_{16} + \dot{m}_{17} \cdot h_{17} - \dot{m}_{19} \cdot h_{19} + \dot{m}_{18} \cdot h_{18}}{\dot{m}_5 \cdot cp \cdot (T_5 - T_0) + \dot{m}_{13} \cdot PCI - \dot{m}_9 \cdot cp \cdot (T_9 - T_0)} \quad (14)$$

onde:

m_{16} e h_{16} = vazão mássica [kg/s] e respectiva entalpia específica [kJ/kg] do vapor que escoava para a turbina a gás;

m_{17} e h_{17} = vazão mássica [kg/s] e respectiva entalpia específica [kJ/kg] do vapor saturado que escoava para o processo;

m_{18} e h_{18} = vazão mássica [kg/s] e respectiva entalpia específica [kJ/kg] da água de purga do fundo do balão inferior do evaporador;

m_{19} e h_{19} = vazão mássica [kg/s] e respectiva entalpia específica [kJ/kg] da água que entra na caldeira;

m_5 e T_5 = vazão mássica [kg/s] dos gases de escape da turbina a gás; e respectiva temperatura [K]

m_9 e T_9 = vazão mássica [kg/s] e respectiva temperatura [K] dos gases de escape na chaminé da caldeira de recuperação;

cp = calor específico médio entre as respectivas temperaturas [kJ/kg.K].

Outro parâmetro apresentado, é baseado no conceito de *combustível destinado a potência elétrica* (FCP)¹, que define simplesmente a razão de combustível para processo em relação a energia elétrica produzida. Também é conhecida como *taxa de calor líquido* (NHR)², e é dada por:

$$FCP = \left(\frac{\dot{m}_{11} \cdot PCI - (\dot{m}_{17} \cdot h_{17} - \dot{m}_{40} \cdot h_{40})}{\eta_{cald}} \right) / W_{elet} \quad (15)$$

onde, m_{11} é a vazão mássica total de combustível [kg/s] utilizado pelo sistema de potência e η_{cald} a eficiência térmica de um sistema que produz somente vapor 0,83 (eficiência média das 2 caldeiras em operação, atualmente em operação na planta de Cabo).

¹ Fuel Chargeable to Power.

² Net Heat Rate.

Num sistema de cogeração, a energia elétrica possui um valor econômico aproximadamente três vezes maior que a energia térmica para o processo. Portanto o custo da efetividade de um sistema de cogeração está diretamente relacionada com o montante de eletricidade que o mesmo pode produzir, para um dado montante de calor para processo. Portanto, a relação entre quantidade de potência elétrica produzida e o calor destinado ao processo, definido usualmente pela sigla PHR³, é dada, segundo os fluxos, por:

$$PHR = \frac{\dot{W}_{elet}}{\dot{m}_{17} \cdot h_{17}} \quad (16)$$

Embora, geralmente um valor relativamente elevado de PHR seja desejado em um sistema de cogeração, deve ser reconhecido que se este for muito elevado, o Fator de Utilização de Energia (FUE) torna - se muito pequeno. Adicionalmente, acréscimos de produção de energia elétrica devem ser justificados, por exemplo, no caso em que a venda de possíveis excedentes tenha preço razoavelmente interessante.

Um outro parâmetro apresentando por HUANG(1996), refere-se a economia de energia de combustível, obtida por sistemas de cogeração em comparação a plantas convencionais que produzem separadamente energia elétrica e térmica, para os dados montantes produzidos. Denomina-se Índice de Economia de Energia (ESI)⁴ e é dado pela expressão segundo os fluxos:

$$ESI = \frac{m_{11} \cdot PCI}{\frac{W_{elet}}{\eta_{term}} + \frac{m_{17} \cdot h_{17}}{\eta_{cald}}} \quad (17)$$

onde η_{term} é a eficiência térmica de uma planta referência convencional, sendo padronizada 0,8.

De acordo com a equação 17, o ESI deve ser preferencialmente menor que 1, se há economia de energia proporcionada. Portanto quanto menor o ESI, melhor é a eficiência do sistema.

Fazendo-se a divisão da diferença entre a quantidade de energia utilizada em uma planta convencional para produzir separadamente energia elétrica e térmica (denominador da equação

³ Power-to-Heat Ratio

28), e a energia consumida pela planta de cogeração, pelo calor destinado ao processo encontra-se a Taxa de Combustível Economizado (FSR). Um bom valor para este parâmetro está relacionado diretamente com a otimização da PHR. A expressão para esta definição, segundo os fluxos, fica:

$$FSR = \frac{\left[\left(\frac{W_{elet}}{\eta_{term}} + \frac{m_{17} \cdot h_{17}}{\eta_{cald}} \right) - m_{11} \cdot PCI \right]}{m_{17} \cdot h_{17}} \quad (18)$$

Um parâmetro interessante definido pela relação do valor de mercado do calor para processo e a energia elétrica, dada por :

$$\eta_{eco} = \left(\frac{W_{elet}}{0,33} \right) / \left(\frac{m_{17} \cdot h_{17}}{m_{11} \cdot PCI} \right) \quad (19)$$

onde o valor 0,33 representa um valor típico entre as relações de preços de mercado entre o calor para processo e energia elétrica, em termos de energia equivalente.

Nos EUA, os benefícios proporcionados por sistemas de cogeração são avaliáveis segundo parâmetros determinados pelo PURPA, para qualificar um cogedor que deseja despachar energia elétrica para a rede. O mesmo deve obter 42 % de eficiência mínima definida por :

$$\eta_{PURPA} = \frac{(W_{elet} + 0,5 \cdot m_{17} \cdot h_{17})}{m_{11} \cdot PCI} \quad (20)$$

Na determinação das entalpias, adota - se como parâmetro de referencia, a pressão atmosférica padrão, 101,325 kPa e 0°C. Para os fluxos que contem água/vapor misturados, caso dos gases de combustão, adota - se a fase líquida a 0°C como referência. As propriedades termodinâmicas estão apresentadas no Apêndice, e os resultados destes critérios para as situações de operação, ciclo STIG e Simples, ficam:

Tabela 4.1. Sumário de resultados segundo critérios de desempenho baseados na Primeira Lei da Termodinâmica

Parâmetro	Ciclo STIG	Ciclo Simples
Eficiência termica Turbina	0,38	0,36
Fator de Utilização de Energia	0,76	0,89
Efic. term Caldeira(met. direto)	0,71	0,84
Indice de Economia de Energia(ESI)	0,98	0,65
Taxa de Economia de Combustível(FSR)	0,63	0,97
Taxa Potencia/Calor(KJ/KW.h)	9441	10054
Combustivel destinado a potencia elétrica(FCP)	1,18	0,97
Eficiência economica	0,44	0,50
Eficiencia PURPA	0,52	0,60

E as perdas da caldeira de recuperação podem ser visualizadas segundo a tabela 4.2

Tabela 4.2 Perdas de energia na caldeira de recuperação

Perdas na caldeira de recuperação	Ciclo STIG	Ciclo Simples
Gases de escape (KJ/s)	21612,7	6456,0
Irradiação/conveccção para o meio ambiente(KJ/s)	998,1	752,3

Nota: Ao longo da caldeira de recuperação, admite - se perdas de 2 % sobre o montante de energia inserida, decorrentes de irradiação e conveccção com o meio ambiente.

4.2 Critérios de desempenho baseados na Segunda Lei da Termodinâmica

A Segunda Lei da Termodinâmica complementa e ressalta um balanço de energia por permitir a determinação dos reais valores das propriedades termodinâmicas de um portador de energia e das ineficiências termodinâmicas e perdas de um processo ou sistema (TSATSARONIS,1993)

4.2.1 Exergia - conceito e definição

A prática de analisar sistemas energéticos utilizando-se a propriedade exergia não é recente e teve seus fundamentos introduzidos no século passado, através da formulação matemática da Segunda Lei, com um desenvolvimento mais acentuado a partir de 1930, especialmente no embargo de petróleo nos anos 70. (TSATSARONIS,1993)

Sumários da evolução de análises exergéticas através dos anos 80, são providos por T.J. Kotas, J. Szargut e ^a Bejan e contribuições mais recentes são referidas a A. Valero, G. Tsatsaronis, G.M. Reisted, E. Sciubba e M.J. Moran (MORAN & SCIUBBA,1994). O termo exergia foi introduzido por Z. Rant como uma palavra nova para “ capacidade de realizar

trabalho” e usado previamente por Bosnjakovic. Este termo teve aceitação geral em quase todos os países, exceto os EUA, que adotou e utiliza *disponibilidade*.

Diversos autores definem esta propriedade termodinâmica como sendo o máximo trabalho que pode ser obtido de uma dada forma de energia, utilizando-se parâmetros do meio ambiente como estado de referência.(KOTAS, 1985). Já SZARGUT *et alii*.(1988), a define como sendo a quantidade de trabalho obtida quando uma massa é trazida até um estado de equilíbrio termodinâmico com os componentes comuns do meio ambiente, através de processo reversíveis, envolvendo interação apenas com o meio. Em suma, a exergia tem a capacidade de medir a qualidade (utilidade) e quantificar o potencial de realizar trabalho útil, de um dado portador de energia em relação a um estado de referência.

Para que seja evitada confusão com os métodos familiares de análise de plantas de potência em base energética, MORAN (1994) comenta que deve haver uma distinção clara entre energia e exergia.

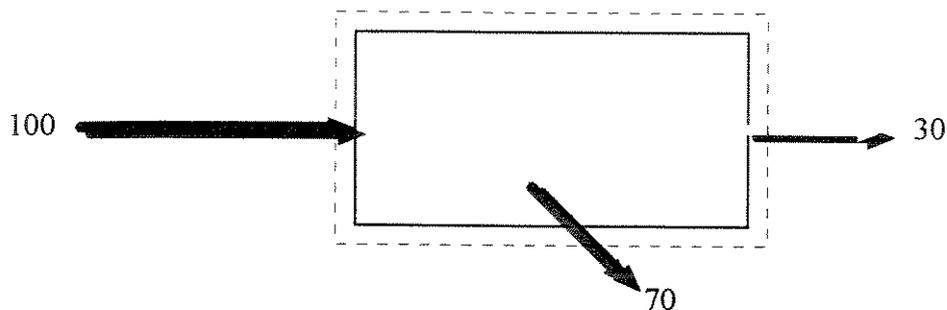


Figura 4.2 Balanço de energia para um sistema energético

Energia é conservada em qualquer equipamento ou processo contabilizando-se em produtos e subprodutos, ao passo que exergia geralmente não é conservada, mas em parte destruída.

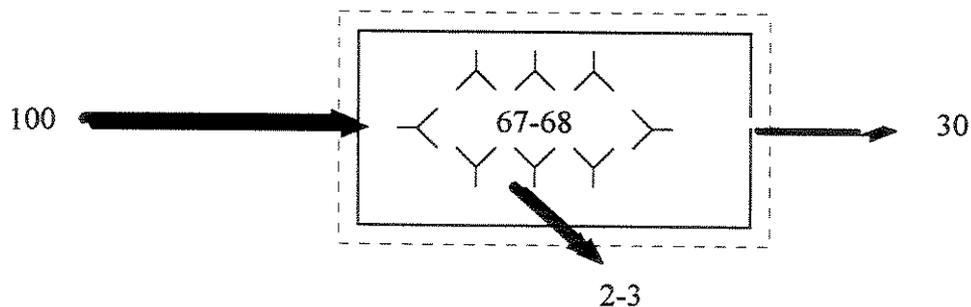


Figura 4.3 Balanço de exergia para um sistema energético

Esta destruição ou irreversibilidade pode ser total se um sistema tende espontaneamente ao equilíbrio com o meio com que interage, sem produzir qualquer trabalho útil (processos dissipativos).

O balanço de exergia é similar ao balanço de energia, mas tem a diferença fundamental que, enquanto o balanço de energia é uma declaração da lei da conservação de energia, o balanço de exergia deve ser focado como uma avaliação da degradação de energia.

A metodologia de análise exergetica permite obter uma medida da *exergia perdida* ao longo de um dado processo, bem como determinar a qualidade do portador de energia a partir de um critério termodinâmico e definir os rendimentos ou eficiências dos equipamentos ou subsistemas energéticos atendendo ao propósito produtivo. (BENITO, 1996)

Balanços de massa, energia e exergia para um volume de controle, em regime permanente, analisado no estado padrão com a ausência das variações de energia cinética e potencial, podem ser expressas respectivamente pelas equações que seguem:

Balanço de massa:

$$\sum_e \dot{m}_e = \sum_s \dot{m}_s \quad (21)$$

Balanço de energia:

$$\sum \dot{Q} + \sum_e (\dot{m}.h)_e = \sum_s (\dot{m}.h)_s + \sum \dot{W} \quad (22)$$

onde: h e m, são a entalpia específica e a vazão mássica, respectivamente de cada fluxo, Q, o fluxo de calor que flui entre o meio ambiente e o volume de controle a uma temperatura T; W, é o trabalho produzido.

Balanço de exergia:

$$\sum_j E\dot{x}_j^q + \sum_e (\dot{m}.ex)_e = \sum_s (\dot{m}.ex)_s + \sum_j \dot{W}_j + \dot{I} \quad (23)$$

O balanço de exergia, visa determinar a variação dos fluxos de exergia de cada componente dentro de um sistema, além de quantificar o montante destruído pelo processo.

onde: \dot{I} é a taxa de irreversibilidade do volume de controle analisado, $\dot{E}x^q$ é o fluxo de exergia associado à troca térmica entre a superfície do volume de controle, à temperatura T_j , e o meio ambiente, a temperatura T_0 dada por :

$$\dot{E}x_j^q = \dot{Q}_j \left(1 - \frac{T_0}{T_j}\right) \quad (24)$$

4.2.2 Metodologia empregada na determinação da propriedade exergia

Na história da termodinâmica, vários símbolos foram adotados para expressar esta propriedade : A, B, E, EX, ε , Ξ , ϕ e ψ . Adota-se neste trabalho *ex* para exergia específica e *Ex* para fluxos de exergia. A exergia específica (*ex*), segundo KOTAS (1985), pode ser expressa como a somatória de dois termos, denominados exergia química e termomecânica.

A divisão da termomecânica, resulta em: física, cinética e potencial. Geralmente desprezam-se as parcelas da energia cinética e potencial e excluem-se os efeitos nucleares, magnéticos, elétricos e de tensão superficial. A exergia específica é dada então por :

$$ex = ex^{ph} + ex^{ch} \quad (25)$$

onde: ex^{ph} , é a exergia física associada à temperatura e pressão, e ex^{ch} a parcela referente ao potencial químico do fluxo, à temperatura ambiente padrão, Tabela I de SZARGUT *et alii.*, (1988).

Exergia total (*ex*):

$$ex = (h - h_0) - T_0(s - s_0) + ex^{ch} \quad (26)$$

Para os gases que comportam como gases perfeitos, a exergia física pode ser determinada através das suas relações. A expressão 27 é então utilizada na determinação das exergias específicas do ar, gás natural e dos gases de combustão gerados na câmara de combustão da turbina e ao longo da caldeira de recuperação.

$$ex = cp^h(T - T_0) - T_0(cp^s \ln \frac{T}{T_0} - R \ln \frac{P}{P_0}) + ex^{ch} \quad (27)$$

onde: o subscrito (0) representa o estado padrão (temperatura e pressão ambiente) e cp^h e cp^s , são os calores específicos médios associados às mudanças de entalpia e entropia, respectivamente, obtidos das expressões:

$$cp^h = \frac{1}{T - T_0} \int_{T_0}^T cp dT \quad (28)$$

$$cp^s = \frac{1}{\ln T/T_0} \int_{T_0}^T \frac{cp}{T} dT \quad (29)$$

O calor específico de cada componente gasoso é dado em função da temperatura absoluta e apresentado por VALERO & LOZANO(1994) na forma de polinômios:

$$cp = a + bT + cT^2 + dT^3 \quad (30)$$

(para intervalos de temperatura entre 273-1800 K)

Para o caso dos fluxos constituídos por misturas de gases, a determinação do calor específico é dado segundo a relação de Dalton :

$$cp_{(T,x)} = \sum x_j cp_j(T) \quad (31)$$

onde x_j e cp_j , é a fração mássica e o calor específico respectivamente de cada componente.

Em caso de fluxos que contém diversas substâncias, a exergia específica da mistura é expressa pela equação:

$$ex^{ch} = \sum_i x_i ex_i^{ch} + R \cdot T_0 \sum_i x_i \cdot \ln x_i \quad (32)$$

onde x_i , é a fração de cada componente em base molar, R é a constante universal dos gases igual a 8,3144 kJ/kmol.K, T_0 , a temperatura do estado padrão (meio ambiente de referência) e ex_i^{ch} , a exergia química de cada componente em base molar.

No presente trabalho, a exergia do gás natural, foi obtida pela parcela de exergia associada à pressão e à temperatura, além da parcela de exergia química da mistura dos componentes, segundo a composição química.

As propriedades termodinâmicas da água e do vapor (entalpia e entropia) são obtidas das Tabelas de Vapor (VAN WYLEN & SONNTAG, 1995).

Os valores de temperatura, pressão, vazão mássica, variação de entalpia em relação ao estado de referência e exergia para cada fluxo indicado na figura 2.7, são reportados no Apêndice.

4.2.3 Parâmetros de referência

São adotados os seguintes valores de referência na determinação das exergias específicas:

- (i) pressão - atmosférica padrão, nível do mar, $P_o=101,32$ kPa. No local, a pressão atmosférica é $94,4$ kPa, valor referente a altitude de 588 metros.
- (ii) temperatura (T_o) = 25°C ($298,15\text{K}$). Segundo KOTAS (1985), é a temperatura que representa o meio ambiente padrão terrestre, o qual, devido a sua elevada capacidade calorífica, está apto a interagir com qualquer sistema produzido pelo homem, sem que sofra qualquer interferência ou alteração.
- (iii) para o ar, a umidade relativa considerada padrão é 65% ($0,0145$ kg de água/kg de ar)

Em relação ao cálculo das exergias dos fluxos gasosos e da água na fase líquida e vapor, os componentes químicos CO_2 , N_2 , H_2O e O_2 , foram extraídos das tabelas apresentadas por SZARGUT *et alii.*(1988), tendo como referência os componentes gasosos da atmosfera.

4.2.4 Eficiência exergética

A *eficiência exergética* avalia o rendimento real de um processo ou sistema energético do ponto de vista termodinâmico. Apesar da definição de que a eficiência exergética é subjetiva até certo ponto, TSATSARONIS(1993), comenta que ainda permanece alguma confusão a respeito de sua definição apropriada para um dado sistema.

A eficiência conhecida como racional ($\epsilon^?$), consiste em avaliar um processo desde que o mesmo tenha um produto útil definido: potência elétrica, troca térmica entre dois fluidos, compressão de um gás, geração de vapor em uma caldeira, etc., não sendo aplicável a processos puramente dissipativos (válvulas de expansão, condutor termoelétrico, etc.)

Segundo KOTAS(1985), a eficiência racional é adequada para distinguir a relação entre o desempenho ideal e o real, ou seja, entre o trabalho real e o reversível.

$$\varepsilon = \frac{\Delta Ex_{desejada}}{\text{consumo} - \text{de} - \text{exergia}} \text{ (racional)} \quad (33)$$

Pela definição da equação 33, num sistema de cogeração onde calor e eletricidade são produtos usuais, a eficiência racional pode ser expressa por :

$$\varepsilon = \frac{\dot{W}_{ele} + (E\dot{x}_{vapor} - E\dot{x}_{agua})}{E\dot{x}_{ar} + E\dot{x}_{comb} - E\dot{x}_{gesc}} \quad (34)$$

onde , $E\dot{x}_{gesc}$, é o fluxo de exergia dos gases de escape de uma caldeira, que não tem uso posterior será nula.

Já eficiência de segundo tipo (ε') é mais adequada para avaliar a destruição interna de exergia em processos dissipativos. Neste caso a definição de *fuel* é atribuída ao fluxos que entram no sistema, e produto, àqueles que saem .

$$\varepsilon' = \frac{\sum_s Ex}{\sum_e Ex} = \frac{\text{'output'-do-volume-de-controle}}{\text{'input'-do-volume-de-controle}} \text{ (segundo - tipo)} \quad (35)$$

E pela definição da equação 35, num sistema de cogeração genérico, a eficiência de segundo tipo pode ser expressa por:

$$\varepsilon' = \frac{\dot{W}_{elet} + E\dot{x}_{vapor} + E\dot{x}_{gesc}}{E\dot{x}_{comb} + E\dot{x}_{agua} + E\dot{x}_{ar}} \quad (36)$$

Analisando o sistema de cogeração em estudo, dois grandes subsistemas destacam-se: turbina a gás e a caldeira de recuperação, pois, são neles que ocorrem as grandes conversões energéticas.

Na turbina a gás, verificam-se três grandes processos termodinâmicos: compressão do ar, combustão do gás natural e expansão dos gases quentes. Desprezam - se as trocas térmicas entre o equipamento e o meio ambiente.

No processo de compressão de uma turbina a gás, em que o compressor é constituído de vários estágios, ocorre um incremento na temperatura final (T_2), ocorre também o efeito associado ao fenômeno de atrito entre o ar e as palhetas (*frictional reheat*), que implica num incremento da entropia do gás. Este incremento na entropia implica na geração de irreversibilidade no processo de compressão. Segundo KOTAS(1985), quanto maior for o acréscimo da entropia na saída de cada estágio de compressão, maior será a irreversibilidade associada ao reaquecimento por atrito. Para um compressor de n estágios, o diagrama da figura 4.4 representa os efeitos do reaquecimento na geração da irreversibilidade em um processo de compressão.

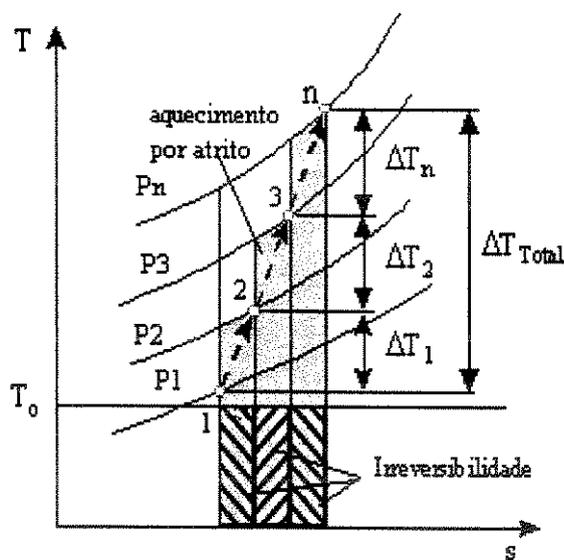


Figura 4.4 Processo de compressão adiabático para um sistema multiestágio , demonstrando-se o efeito do reaquecimento em cada nível de pressão na geração de irreversibilidade.

Fonte: KOTAS (1985), p.119.

Já na câmara de combustão, a perda de eficiência exérgica pode ser atribuída a ocorrência de dois processos : mistura entre o vapor superaquecido, ar e gás natural, e o processo de combustão propriamente dito. No processo de mistura de diferentes substâncias através de difusão molecular, a irreversibilidade está associada principalmente ao trabalho necessário para a separação das mesmas, além é claro, do processo de transferência de calor entre as correntes (fluxos) que estão a temperaturas diferentes, processo este, que não ocorre em equilíbrio térmico e mecânico. JIN& ISHIDA (1992) examinam os mecanismos de geração

de irreversibilidades em uma câmara de combustão para um sistema STIG, observando-se três fontes: diferenças de temperatura entre os reagentes e produtos, o processo de mistura entre os reagentes e a combustão com reações químicas descontroladas.

A decomposição das irreversibilidades de cada processo que ocorre na câmara de combustão, é determinada através de um método proposto pelos autores, que possibilita a demonstração gráfica no Diagrama de Utilização de Energia (*EUD*). O primeiro passo é pré aquecer cada fluxo componente até a temperatura de reação química. O segundo, misturar os fluxos, e finalmente o terceiro passo, provocar a reação de combustão. A representação de cada passo é demonstrada no diagrama da Figura 4.5, a seguir, com as respectivas propriedades termodinâmicas adotadas pelos autores:

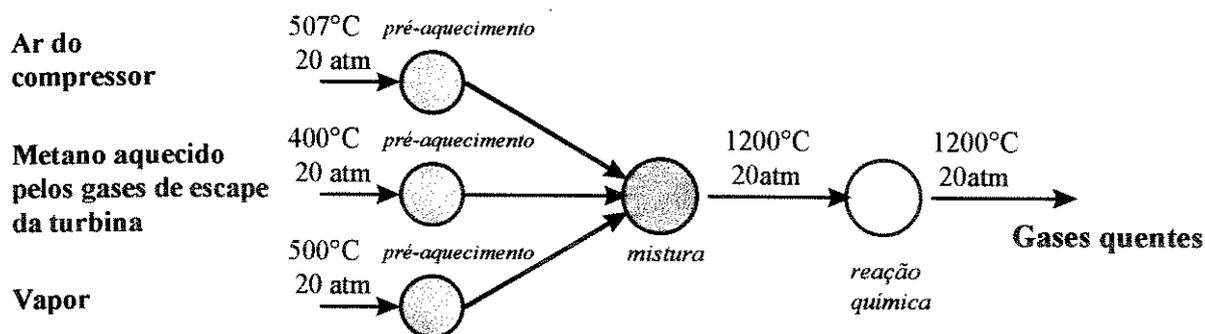


Figura 4.5 Decomposição do processo de combustão em uma câmara de combustão de uma turbina a gás com injeção de vapor
 Fonte: JIN & ISHIDA (1992)

Segundo o gráfico de resultados apresentado (Figura 4.6), os autores concluem que no processo de combustão, a diferença de temperatura entre os reagentes e os produtos é uma grande fonte geradora de irreversibilidade, mas, pode vir a ser reduzida na medida em que sejam elevadas as temperaturas dos reagentes.

Na zona de expansão da turbina, constituída pelas turbinas de alta pressão e de potência, também ocorre o fenômeno de reaquecimento devido ao atrito entre os gases de combustão e as palhetas com geração de entropia, além da irreversibilidade atribuída aos gases quentes de escape.

Na caldeira de recuperação e seus equipamentos auxiliares (desaerador e tanque de reevaporação) as diversas formas de irreversibilidade estão principalmente associadas a processos de transferência de calor com diferenças finitas de temperatura, já que as concepções compactas de caldeiras de recuperação operam com ΔT relativamente elevados. Quedas de pressão no lado da água e do lado dos gases de combustão, também contribuem significativamente na geração de irreversibilidades e não podem ser negligenciados.

No processo de combustão na caldeira de recuperação, desde que a mesma esteja operando com *queima suplementar*, a perda de exergia também está associada a diferenças finitas de temperatura entre os reagentes e os produtos, porém em menor grau, já que a temperatura de chama no queimador é menor que na câmara de combustão da turbina.

Por outro lado, a redução do teor de oxigênio em relação ao nitrogênio no queimador suplementar da caldeira (sem adição extra de ar), provoca uma redução na temperatura de chama. Entretanto, com uma diluição maior do nitrogênio, o calor específico dos gases de combustão eleva - se e conseqüentemente eleva-se a geração de entropia (KOTAS,1985). Outra forma significativa de geração de irreversibilidade, está associada a interação térmica com o meio ambiente, principalmente através dos gases de escape na chaminé (exergia perdida).

De acordo com as definições de eficiências racional e de segundo tipo, a tabela 4.31. a seguir, apresenta as expressões para os subsistemas e equipamentos considerados, representados na Figura 2.7.

No subsistema resfriador evaporativo (A) não é possível definir um produto útil em relação ao processo, bem como relacionar o nível de degradação de energia, pois de acordo com o balanço de primeira lei, o meio ambiente cede energia para o mesmo. Já em relação ao desuperaquecedor não é possível definir um produto útil, pois o mesmo é puramente dissipativo.

Tabela 4.3 Definição das eficiências racional e de segundo tipo dos subsistemas

Subsistema	ε (racional)	ε' (segundo tipo)
B Compressor	$\frac{E\dot{x}_2 - E\dot{x}_1}{\dot{W}_{41}}$	$\frac{E\dot{x}_2}{\dot{W}_{41} + E\dot{x}_1}$
C Câmara de combustão	$\frac{m_2 \cdot ex_3 + m_{44} \cdot ex_3 + m_{16} \cdot ex_3}{E\dot{x}_2 + E\dot{x}_{16} + E\dot{x}_{44}}$	$\frac{E\dot{x}_3}{E\dot{x}_{12} + E\dot{x}_2 + E\dot{x}_{16}}$
D Turbina de alta pressão	$\frac{\dot{W}_{41}}{E\dot{x}_3 - E\dot{x}_4}$	$\frac{\dot{W}_{41} + E\dot{x}_4}{E\dot{x}_3}$
E Turbina de potência	$\frac{\dot{W}_{43}}{E\dot{x}_4 - E\dot{x}_5}$	$\frac{\dot{W}_{43} + E\dot{x}_5}{E\dot{x}_4}$
F Queimador suplementar da caldeira	$\frac{m_5 \cdot ex_6 + m_{38} \cdot ex_6}{E\dot{x}_5 + E\dot{x}_{38}}$	$\frac{E\dot{x}_6}{E\dot{x}_5 + E\dot{x}_{38}}$
G Superaquecedor	$\frac{E\dot{x}_{14} - E\dot{x}_{25}}{E\dot{x}_6 - E\dot{x}_7}$	$\frac{E\dot{x}_{14} + E\dot{x}_7}{E\dot{x}_{25} + E\dot{x}_6}$
H Evaporador	$\frac{E\dot{x}_{25} - E\dot{x}_{46} + E\dot{x}_{18}}{E\dot{x}_7 - E\dot{x}_{7'}}$	$\frac{E\dot{x}_7 + E\dot{x}_{18} + E\dot{x}_{25}}{E\dot{x}_7 + E\dot{x}_{46}}$
X Economizador de alta pressão	$\frac{E\dot{x}_{46} - E\dot{x}_{21}}{E\dot{x}_{7'} - E\dot{x}_8}$	$\frac{E\dot{x}_{46} + E\dot{x}_8}{E\dot{x}_{21} + E\dot{x}_{7'}}$
I Economizador de baixa pressão	$\frac{E\dot{x}_{24} - E\dot{x}_{19'}}{E\dot{x}_8 - E\dot{x}_9}$	$\frac{E\dot{x}_{24} + E\dot{x}_9}{E\dot{x}_8 + E\dot{x}_{19'}}$
J Desaerador	$\frac{m_{24} \cdot ex_{20} + m_{22} \cdot ex_{20}}{E\dot{x}_{24} + E\dot{x}_{22}}$	$\frac{E\dot{x}_{20}}{E\dot{x}_{24} + E\dot{x}_{22}}$
K Desuperaquecedor		$\frac{E\dot{x}_{17}}{E\dot{x}_{23} + E\dot{x}_{15}}$
L Bomba alimentação da caldeira	$\frac{E\dot{x}_{21} + E\dot{x}_{23} - E\dot{x}_{20}}{\dot{W}_{34}}$	$\frac{E\dot{x}_{21} + E\dot{x}_{23}}{\dot{W}_{34} + E\dot{x}_{20}}$
M Tanque de reevaporação	$\frac{E\dot{x}_{22}}{E\dot{x}_{18} + E\dot{x}_{32}}$	$\frac{E\dot{x}_{22} + E\dot{x}_{32}}{E\dot{x}_{18}}$

Subsistema		ε (racional)	ε' (segundo tipo)
N	Trocador de calor	$\frac{E\dot{x}_{19} - E\dot{x}_{31}}{E\dot{x}_{32} - E\dot{x}_{33}}$	$\frac{E\dot{x}_{19} + E\dot{x}_{33}}{E\dot{x}_{32} + E\dot{x}_{31}}$
O	Bomba de água desmineralizada.	$\frac{E\dot{x}_{31} - E\dot{x}_{30}}{\dot{W}_{35}}$	$\frac{E\dot{x}_{31}}{E\dot{x}_{30} + \dot{W}_{35}}$
P	Câmara de mistura (tanque)	$\frac{m_{28} \cdot ex_{30} + m_{29} \cdot ex_{30}}{E\dot{x}_{28} + E\dot{x}_{29}}$	$\frac{E\dot{x}_{30}}{E\dot{x}_{28} + E\dot{x}_{29}}$
Q	Bomba de retorno de condensado.	$\frac{E\dot{x}_{29} - E\dot{x}_{40}}{\dot{W}_{36}}$	$\frac{E\dot{x}_{29}}{E\dot{x}_{40} + \dot{W}_{36}}$
T	Compressor de gás natural	$\frac{E\dot{x}_{44} - E\dot{x}_{12}}{\dot{W}_{45}}$	$\frac{E\dot{x}_{44}}{\dot{W}_{45} + E\dot{x}_{12}}$
	Turbina a gás	$\frac{W_{42}}{Ex_{44} + Ex_{16} + Ex_1}$	$\frac{W_{42} + Ex_5}{Ex_{44} + Ex_{16} + Ex_1}$
	HRSO	$\frac{Ex_{16} + Ex_{17}}{Ex_{38} + Ex_5 + Ex_{34}}$	$\frac{Ex_{16} + Ex_{17} + Ex_{33} + Ex_9}{Ex_{38} + Ex_5 + Ex_{34}}$
	Total planta	$\frac{W_{42} + Ex_{17}}{Ex_{11} + Ex_0 + Ex_{25} + Ex_{40}}$	$\frac{W_{42} + Ex_{17} + Ex_{33} + Ex_9}{Ex_{11} + Ex_0 + Ex_{25} + Ex_{40}}$

A tabela 4.4 a seguir demonstra as eficiências exergéticas segundo cada definição apresentada na tabela 4.3.

Tabela 4.4 Eficiências exergéticas e irreversibilidades dos subsistemas.

Subsistema	ε		ε'		I		% TOTAL	
	RACIONAL		2.0 TIPO		IRREVERS.			
	STIG	Simples	STIG	Simples	STIG	Simples	STIG	Simples
Resfriador	-	-	-	-	600,9	600,9	1,03	1,47
Compressor	0,94	0,94	0,94	0,94	1617,5	1617,5	2,78	3,96
Câmara combustão	0,74	0,77	0,75	0,77	25657,1	20822,2	44,14	50,96
Turbina alta pressão	0,99	0,98	1,00	0,99	142,5	634,1	0,25	1,55
Turbina de potência	0,90	0,92	0,93	0,95	3222,5	2066,6	5,54	5,06
Tanque blowdown	0,84	0,83	0,94	0,93	8,3	6,5	0,01	0,02
Bomba água desmineralizada	0,69	0,69	0,9996	0,9995	4,7	4,2	0,01	0,01
Bomba de alimentação.	0,63	0,60	0,9974	0,9966	30,1	29,4	0,05	0,07
Trocador de calor	0,46	0,47	0,9998	0,9987	2,5	10,7	0,00	0,03
Valvula redut. 2/Atemperador			0,93	0,93	1527,5	1533,0	2,63	3,75
Desaerador	0,91	0,88	0,99	0,98	165,1	182,3	0,28	0,45
Válvula red. 1/Queimador	0,32	0,24	0,79	0,84	8975,1	3995,0	15,44	9,78
Bomba de ret.de condensado	0,79	0,79	1,00	1,00	0,8	0,9	0,00	0,00
Superaquecedor	0,62	0,65	0,98	0,98	1338,9	809,5	2,30	1,98
Evaporador	0,67	0,70	0,79	0,85	7864,1	4332,1	13,53	10,60
Economizador de alta pressão	0,81	0,85	0,96	0,97	693,8	358,5	1,19	0,88
Economizador de baixa pressão	0,68	0,77	0,98	0,98	369,2	168,7	0,64	0,41
Gerador /Barramento elétrico	-	-	-	-	2478,7	2149,8	4,26	5,26
Bifurcação do gás natural	-	-	-	-	0,0	0,0	0,00	0,00
Bifurcação de água de reposição	-	-	-	-	0,0	0,0	0,00	0,00
Câmara de mistura de água	0,98	0,99	0,98	0,99	181,4	88,8	0,31	0,22
Bifurcação de vapor superaqueci	-	-	-	1,00	43,5	0,0	0,07	0,00
Compressor de gás natural	0,93	0,96	1,00	1,00	18,3	8,3	0,03	0,02
Saida dos gases na chaminé					3184,6	1439,6	5,48	3,52
Turbina a gás	0,37	0,34	0,55	0,57	30639,5	25140,4	52,71	61,53
HRSG	0,69	0,81	0,55	0,66	19241,2	9663,8	33,10	23,65
TOTAL PLANTA	0,44	0,51	0,47	0,52	58127	40859	100,00	100,00

Pelos dados apresentados, visualiza - se que os subsistemas que possuem processos de combustão contribuem de forma significativa no montante total da irreversibilidade da planta de potência.

Praticamente quase que na totalidade dos resultados das eficiências, o ciclo STIG apresenta valores de eficiências exergéticas menores que as do ciclo Simples, salvo a turbina de alta pressão e a bomba de água de alimentação da caldeira de recuperação. Quanto a bomba, a obtenção de uma eficiência maior no ciclo STIG, deve - se ao fato elas terem sido selecionadas para operar nesta configuração de vazão. Quanto a caldeira de recuperação, constata - se eficiências maiores no ciclo Simples em todos os subsistemas, ainda que as temperaturas dos gases no ciclo STIG sejam consideravelmente maiores. A principal razão de se obter eficiências maiores, é consequência das diferenças menores de temperaturas entre os fluxos(gases de combustão/vapor), fato este que favorece a redução das irreversibilidades associadas à mecanismos de transferência de calor. O comportamento das eficiências exergéticas nestes processos de transferência de calor pode ser definido segundo a expressão,

dada pelas diferenças de temperatura entre as correntes quentes e frias e pelo nível de temperatura da corrente quente :

$$\frac{\dot{I}}{\dot{Q}} = 2 \cdot T_0 \frac{\Delta T}{T^2} \quad (37)$$

Já no economizador de baixa pressão, as diferenças de temperatura entre os fluxos a saída e a entrada, estão bastante próximas, porém, constata - se neste subsistema temperaturas médias mais elevadas nos gases de combustão, que favorece a elevação da eficiência no ciclo Simples.

Tabela 4.5 Taxas de irreversibilidade em função das taxas de transferência de calor

Subsistema	Q(KW)		I(KW)		I/Q	
	STIG	Simples	STIG	Simples	STIG	Simples
Superaquecedor	4394	3451	1338,9	809,5	0,30	0,23
Evaporador	35617	25093	7864,1	4332,1	0,22	0,17
Economizador A.P.	9558	6811	693,8	358,5	0,07	0,05
Economizador B.P.	5129	3316	369,2	168,7	0,07	0,05

Na turbina a gás , a mesma é mais eficiente em termos globais no ciclo STIG, quando comparada ao ciclo Simples, em razão de receber um fluxo de exergia para a geração de uma potência adicional, sem a realização de trabalho extra pelo compressor. Quanto a turbina de alta pressão, verifica - se uma eficiência exergética ligeiramente menor no ciclo Simples, devido ao diferencial maior de temperatura entre os pontos 3 e 4, para a geração da mesma potência mecânica consumida pelo compressor nos dois ciclos, em relação ao ciclo STIG que possui uma vazão mássica maior de gases de combustão para realização de tal tarefa.

Um valor interessante apresentado na tabela 4.5, refere - se ao acréscimo de irreversibilidade verificado para geração de energia elétrica adicional através da injeção de vapor na turbina a gás e que requer queima suplementar de gás natural na caldeira de recuperação de forma que seja atendida a demanda térmica do processo. Para este cenário, é necessária uma maior taxa de injeção de combustível na câmara de combustão, para adequar a temperatura dos gases à um nível apropriado, e na caldeira de recuperação, para suprir as necessidades de geração de vapor. Conseqüentemente eleva - se a intensidade da atividade de mistura bem como do processo de combustão em si. As taxas de irreversibilidade gerada por energia elétrica, a uma demanda térmica constante para processo, passa de 4122 MW/MWh.

no ciclo Simples, para 4463 MW/MWh. no ciclo STIG, ou seja, para elevar a potência elétrica líquida em 3300 kW, ocorre uma destruição de exergia adicional de 17622 kW.

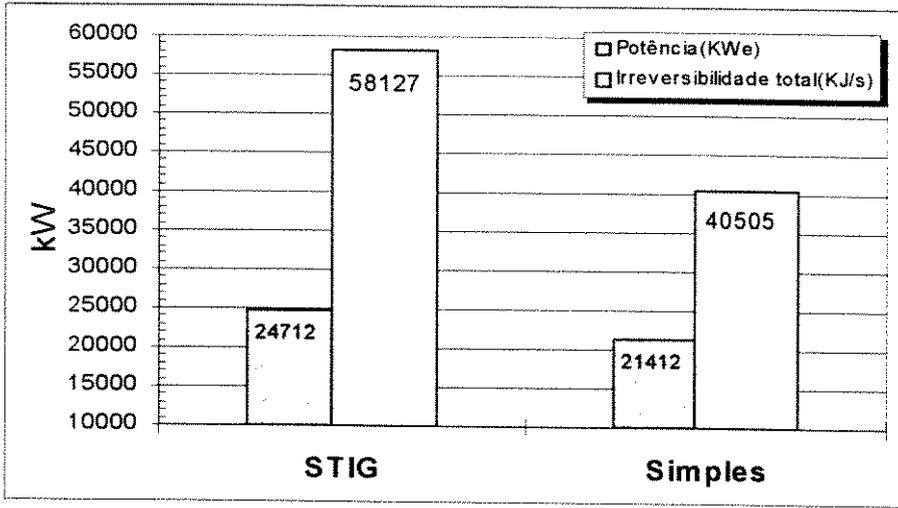


Figura 4.7 Geração de irreversibilidade em função do acréscimo na geração de eletricidade, para uma vazão constante de vapor saturado para processo; com queima suplementar na caldeira de recuperação

Os processos de mistura entre os reagentes e o nível de temperatura atingido pelos gases de combustão, tem seus efeitos analisados como forma de demonstrar as suas contribuições no processo de geração de irreversibilidades, verificadas na câmara de combustão da turbina a gás e no queimador suplementar da caldeira de recuperação.

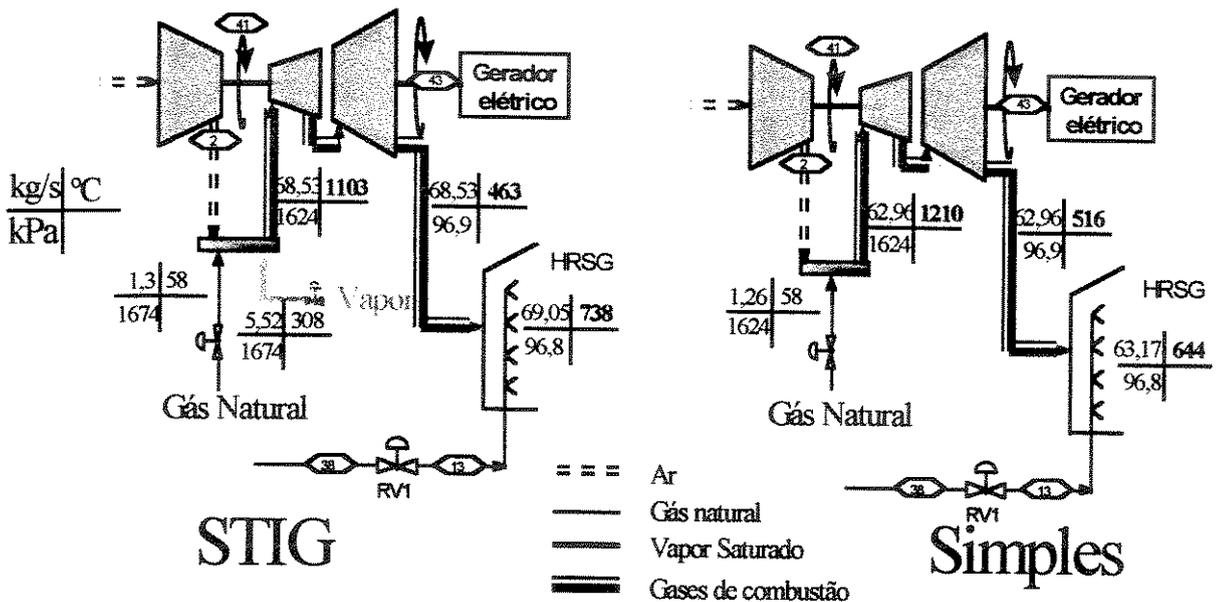


Figura 4.8 Propriedades termodinâmicas da câmara de combustão e queimador suplementar

O gráfico da figura 4.9 a seguir, apresenta em termos de irreversibilidade específica [kJ/kmol gás natural], a ocorrência deste fenômeno segundo as propriedades termodinâmicas da câmara de combustão e do queimador suplementar, verificadas nos ciclos STIG e Simples.

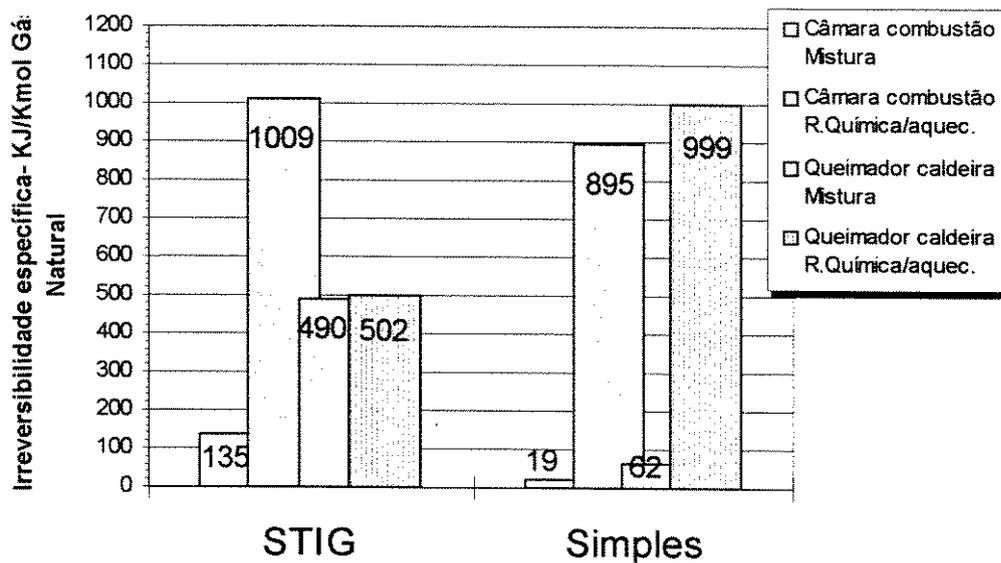


Figura 4.9 Irreversibilidades específicas [kJ/kmol gás natural] na câmara de combustão e queimador suplementar

De acordo com os resultados, nota-se que entre os ciclos comparados, os mesmos apresentam tendências distintas quanto a geração de irreversibilidades específicas, na medida em que altera - se a temperatura dos gases gerados, tanto na câmara como no queimador. No ciclo Simples a temperatura dos gases na câmara situa - se em torno de 1210 °C e possui uma irreversibilidade específica menor do que o ciclo STIG, que atinge 1103 °C, ainda que verifique um diferencial maior de temperatura entre os reagentes e os produtos. Por outro lado, no queimador suplementar a temperatura dos gases de combustão no ciclo STIG são maiores (738 °C) e a irreversibilidade específica diminui em relação ao ciclo Simples (644 °C). Em relação as irreversibilidades específicas associadas à mistura entre os reagentes, tanto na câmara como no queimador, obviamente são maiores no ciclo STIG⁵.

⁵ Na determinação das irreversibilidades específicas associadas aos processos de mistura, admite - se que, tanto na câmara de combustão como no queimador suplementar, ocorre uma mistura completa e homogênea, de forma que seja assegurada uma composição "pobre" de combustível e ar e atenda as premissas da tecnologia *lean premix*, com o intuito de reduzir a formação de NO_x

Capítulo 5 Análise termoeconômica

5.1 Introdução

Tradicionalmente as análises de plantas industriais são realizadas, fazendo-se estudos independentes de viabilidade técnica e econômica. A análise de forma integrada utilizando-se os conceitos destas duas disciplinas originou a expressão Termoeconomia.

Esta expressão foi cunhada, para indicar uma combinação apropriada de análise exergetica e econômica, através da atribuição de custos para a exergia (não energia) contida em um portador de energia.. A utilização das propriedades em base exergetica é aplicável em sistemas de produção combinada de calor e potência, pois, se a análise é baseada somente na Primeira Lei, as eficiências apresentam valores que tendem a superestimar os fluxos entálpicos em relação à potência elétrica produzida. Desta forma, a análise baseada na Segunda Lei, considera somente a parcela disponível da energia.

A Termoeconomia surgiu na década de 50, introduzida por M. Tribus e R.B. Evans, pesquisadores da *UCLA* e por E.F. Obert e R. A. Gaggioli, da Universidade de Wisconsin. Na Europa, E. Bergamann e K.R. Schmidt, atribuíram custos para destruição de exergia em cada componente de uma planta de potência a vapor.

Em 1983, G. Tsatsaronis, da Universidade Tecnológica do Tennessee, criou a expressão exergoeconomia para dar maior precisão e caracterizar a combinação de uma análise exergetica com uma econômica usando-se custos exergeticos.(TSATSARONIS, 1993). As análises termodinâmica e econômica, não precisam ser combinadas no campo geral da termoeconomia, ao passo que, na exergoeconomica, elas são integradas através do custo exergetico.

A Exergoeconomia é a parcela mais importante e significativa da Termoeconomia e esta expressão já vem sendo utilizada. No entanto, como ainda existe uma maior familiaridade

com o termo Termoeconomia, do que com a Exergoeconomia, ambos podem ser considerados sinônimos. TSATSARONIS(1993), acredita que a distinção entre ambos é importante e deverá ser enfatizada em aplicações futuras.

A Termoeconomia (Exergoeconomia) é definida por VALERO & LOZANO(1994), como a ciência dos recursos naturais, pois, induz ao máximo aproveitamento dos potenciais energéticos nas transformações das várias formas de energia. Sabe-se que a diferença entre a natureza e o homem está no propósito de ambos, e como a natureza não é propositiva, a mesma tende a anular as diferenças de potencial dos seus componentes.

NEBRA (1996) diz que a maior contribuição da metodologia baseada na Termoeconomia, é realizar um planejamento racional dos recursos energéticos, quantificando os verdadeiros consumos praticados na unidade fabril, além é claro, encontrar os custos associados aos produtos (efeitos úteis).

5.2 Objetivos

Uma análise termoeconômica completa, segundo TSATSARONIS(1993), consiste em: uma análise exérgica detalhada através do levantamento de custos(exérgicos); uma análise econômica conduzida a nível do componente do subsistema energético analisado e uma avaliação exergoeconômica de cada subsistema componente. Os principais objetivos da análise termoeconômica, são:

- (i) identificar o local, magnitude e fonte das perdas exérgicas ou irreversibilidades em um sistema energético;
- (ii) calcular o custo associado com as irreversibilidades a um subsistema ou equipamento;
- (iii) avaliar os custos de obtenção de cada produto (efeito útil) em um sistema de conversão de energia que possui mais que um produto;
- (iv) facilitar a viabilidade de estudos de otimização durante a fase de projeto de um sistema energético ou mesmo para melhoria do processo em plantas existentes;
- (v) auxiliar em procedimentos de decisão envolvendo operação e manutenção da planta e alocação dos fundos de pesquisa;
- (vi) comparar alternativas de operação e tecnológicas.

5.3 Teoria do custo exerético (Ex^*)

A determinação do custo exerético é fundamental na análise termoeconômica de processos industriais. Através da determinação do custo exerético, quantifica-se as irreversibilidades dos subsistemas e os seus reflexos pertinentes na composição dos fluxos considerados *produtos*.

$$\text{Custo exerético do produto } (Ex^*) > \text{ Exergia do produto } (Ex)$$

Logicamente, o objetivo de uma análise exerética é possibilitar a melhoria ou a otimização energética, fazendo-se com que os quocientes da expressão 32, abaixo, sejam mínimos:

$$k = \frac{\text{custo exerético}(Ex^*)}{\text{fluxo de exergia}(Ex)} = \frac{\text{exergia necessária para produzir efeito útil}}{\text{variação de exergia}} \quad (39)$$

onde: k , é o custo exerético unitário, definido como a quantidade necessária de exergia de um portador para produzir um valor unitário de exergia. No balanço de custos, não há um termo que esteja diretamente associado com a destruição de exergia, mas o produto deve arrastar para si estas perdas, pois são inerentes do processo em questão.

O processo de formação do custo exerético de um determinado portador de exergia é seqüencial, ou seja, em um sistema térmico o custo exerético de seus produtos está associado a cadeia de eficiências dos vários equipamentos existentes.

O insumo exerético é usualmente denominado pela palavra combustível, a qual representa a variação de exergia necessária para produzir um efeito útil (produto).

A determinação dos custos exeréticos dos fluxos é o problema central da análise exergoeconômica. No fluxograma da figura 2.7, nota-se que a formação dos custos exeréticos é seqüencial, porém, em alguns casos, verifica-se que a composição de vários custos é obtida pelo inter-relacionamento entre vários fluxos. É o caso do vapor injetado na câmara de combustão, onde o fluxo 3 resultante (gases de combustão), arrasta para si parte da irreversibilidade da caldeira de recuperação durante o processo de geração de vapor.

A. VALERO e M.A. LOZANO, introduziram a Teoria de Sistemas, para a resolução de sistemas energéticos, com o objetivo de possibilitar a análise do comportamento dos fluxos

internos constituintes, que tenham inter-relacionamento entre si.(VALERO & LOZANO,1994).

5.3.1 Determinação dos custos exergéticos (Ex^*) e exergéticos unitários (k)

A metodologia adotada para determinar os custos exergéticos e exergoeconômicos, este último no item a seguir, foi introduzida por A. Valero e M.A. Lozano, professores da Universidade de Zaragoza, Espanha. A mesma consiste inicialmente em dividir adequadamente o sistema analisado em subsistemas, e identificar e determinar os fluxos exergéticos que entram e saem. A metodologia, além de permitir a determinação de custos de vários fluxos que se interrelacionam, possibilita a elaboração de uma análise exergética e econômica mais apurada, devido a facilidade de atribuição e alocação de custos com a introdução de preposições para diversos cenários. De acordo com a visão do elemento que decide, a metodologia permite uma análise de sensibilidade de acordo com as atribuições, quais são os fluxos que devem ser penalizados ou favorecidos internamente, bem como os reflexos nos demais.

Os subsistemas adotados estão apresentados na figura 2.7, e as propriedades termodinâmicas no Apêndice .

De acordo com a Teoria de Sistema Lineares, pode - se expressar a metodologia da seguinte forma:

$$\boxed{\textit{Sistema Energético} = \textit{Subsistemas} + \textit{Fluxos de energia e/ou massa}}$$

onde a relação entre os fluxos e os subsistemas se estabelecem matricialmente.

A resolução do sistema energético consiste em determinar os custos exergéticos através da matriz de incidências (A) e do vetor de valorização exergética externa (Y^*), expressa pela equação 33:

$$[A] \cdot [Ex^*] = Y_b^* \quad (40)$$

A matriz de incidência (A) pode ser representada por três submatrizes, e o vetor Y^* , possui a seguinte estrutura:

$$\begin{bmatrix} \mathbf{A}_{F,P} \\ \alpha_e \\ \alpha_b \end{bmatrix} \cdot [\mathbf{Ex}^*] = \begin{bmatrix} \mathbf{0} \\ \mathbf{V}^* \\ \mathbf{w} \end{bmatrix} \quad (41)$$

onde $A_{F,P}$, é a matriz de entradas e saídas dos subsistemas; α_e , a matriz de entradas no sistema, e α_b , a matriz de bifurcações.

O vetor Y_b^* é constituído por três subvetores, sendo que o primeiro deles tem componentes nulos, que representam a propriedade conservativa dos balanços dos custos exergéticos; V^* , que representa os fluxos exergéticos que possuem valoração externa, tanto daqueles fluxos que saem no sistema, como dos que entram; e o subvetor w , também formado por componentes nulos, que satisfaz as equações de bifurcações e auxiliares. No vetor V^* , resíduos exergéticos podem ser inseridos, de tal forma que os custos dos mesmos sejam distribuídos de forma desejada entre os fluxos úteis que saem do sistema. É o caso dos gases de escape da caldeira de recuperação (fluxo 9), cujo custo exergético pode ser distribuído proporcionalmente entre os fluxos 16 e 15, de acordo com os fluxos de exergia, quando configura-se o ciclo STIG.

Nos balanços de custo exergético, considera-se que os custos exergéticos dos *fuels* são iguais aos custos exergéticos (Ex^*) dos produtos, nos subsistemas considerados. Na elaboração da matriz de incidências, os elementos constituintes recebem o valor 1 quando adentram no subsistema, e -1, quando saem. As equações (42) a (64), reportadas a seguir, constituem a parte do sistema (41) relativa a matriz de incidência:

- A Resfriador evaporativo $Ex_0^* + Ex_{27}^* = Ex_1^*$ (42)

- B Compressor $Ex_1^* + Ex_{41}^* = Ex_2^*$ (43)

- C Câmara de combustão $Ex_2^* + Ex_{44}^* + Ex_{16}^* = Ex_3^*$ (44)

- D Turbina de alta pressão $Ex_3^* = Ex_{41}^* + Ex_4^*$ (45)

- E Turbina de potência $Ex_4^* = Ex_5^* + Ex_{43}^*$ (46)

- F Queimador suplem. da caldeira $Ex_5^* + Ex_{13}^* = Ex_6^*$ (47)

- G Superaquecedor $Ex_6^* + Ex_{25}^* = Ex_{14}^* + Ex_7^*$ (48)

- *H* Evaporador $Ex_{46}^* + Ex_{7'}^* = Ex_{25}^* + Ex_{7'}^* + Ex_{18}^*$ (49)
- *X* Economizador de alta pressão $Ex_{21}^* + Ex_{7'}^* = Ex_{8'}^* + Ex_{46}^*$ (50)
- *I* Economizador de baixa pressão $Ex_{19}^* + Ex_{8'}^* = Ex_{24}^* + Ex_{9'}^*$ (51)
- *J* Desaerador $Ex_{24}^* + Ex_{22}^* = Ex_{20}^*$ (52)
- *K* Desuperaquecedor $Ex_{15}^* + Ex_{23}^* = Ex_{17}^*$ (53)
- *Q* Bomba de retorno de condensado $Ex_{36}^* + Ex_{40}^* = Ex_{29}^*$ (54)
- *L* Bomba alimentação da caldeira $Ex_{34}^* + Ex_{20}^* = Ex_{21}^* + Ex_{23}^*$ (55)
- *M* Tanque de reevaporação $Ex_{18}^* = Ex_{32}^* + Ex_{22}^*$ (56)
- *N* Trocador de calor $Ex_{32}^* + Ex_{31}^* = Ex_{19'}^* + Ex_{33}^*$ (57)
- *O* Bomba de água desmineralizada. $Ex_{35}^* + Ex_{30}^* = Ex_{31}^*$ (58)
- *P* Câmara de mistura (tanque) $Ex_{28}^* + Ex_{29}^* = Ex_{30}^*$ (59)
- *R* Bifurcação de água de reposição $Ex_{28}^* + Ex_{29}^* = Ex_{30}^*$ (60)
- *S* Bifurcação de gás natural $Ex_{11}^* = Ex_{12}^* + Ex_{38}^*$ (61)
- *T* Compressor de gás natural $Ex_{12}^* + Ex_{45}^* = Ex_{44}^*$ (62)
- *U* Bifurcação de vapor superaq. $Ex_{14}^* = Ex_{16}^* + Ex_{15}^*$ (63)
- *V* Gerador/barramento elétrico $Ex_{43}^* = Ex_{42}^* + Ex_{34}^* + Ex_{35}^* + Ex_{36}^* + Ex_{45}^*$ (64)

Na elaboração do sistema do ciclo Simples, exclui-se o fluxo 16 da equação 63, bem como da equação 44.

Os custos exergéticos (Ex^*) dos fluxos de entrada e saída no sistema, são considerados iguais as suas exergias, com exceção daqueles que não tem aproveitamento posterior, caso dos gases de escape da caldeira e da descarga do trocador de calor *blowdown*. As preposições a seguir constituem a matriz de entradas e saídas (α_e), sendo:

$$\text{Ar} \quad Ex_0^* = Ex_0 \quad (k_0=1) \quad (65)$$

$$\text{Gás natural} \quad Ex_{11}^* = Ex_{11} \quad (k_{11}=1) \quad (66)$$

$$\text{Água desmineralizada} \quad Ex_{26}^* = Ex_{26} \quad (k_{26}=1) \quad (67)$$

Gases de exaustão $Ex_9^* = Ex_9$ ($k_9=0$) (68)

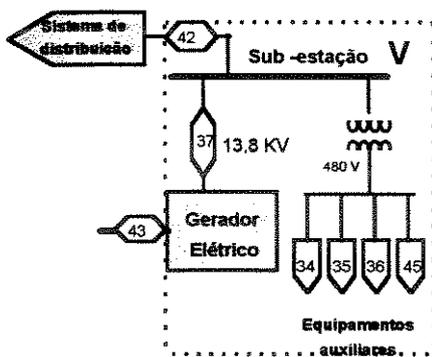
Descarga do trocador de calor $Ex_{33}^* = Ex_{33}$ ($k_{33}=0$) (69)

A matriz de equações de bifurcações e auxiliares(α_i) completa a formulação do sistema linear. Esta matriz é composta de equações de distribuição de custos e depende dos critérios de atribuição adotados. Estes critérios de partição utilizam o conceito de custo exergetico unitário, de acordo com a definição dada pela equação 39.

Na equação 70, a seguir, considera-se que o custo exergetico unitário do vapor que flui para o processo e o condensado de retorno, é o mesmo. Desta forma, a geração de entropia associada às transferências de calor externas ao sistema, serão atribuídas aos usuários do vapor.

$$k_{17} = \frac{Ex_{17}^*}{E\dot{x}_{17}} = \frac{Ex_{40}^*}{E\dot{x}_{40}} = k_{40} \tag{70}$$

O custo da potência utilizada internamente no sistema e a vendida, é o mesmo:



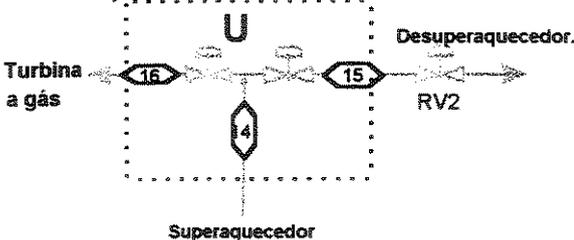
$$k_{42} = \frac{Ex_{42}^*}{E\dot{x}_{42}} = \frac{Ex_{45}^*}{E\dot{x}_{45}} = k_{45} \tag{71}$$

$$k_{42} = \frac{Ex_{42}^*}{E\dot{x}_{42}} = \frac{Ex_{34}^*}{E\dot{x}_{34}} = k_{34} \tag{72}$$

$$k_{42} = \frac{Ex_{42}^*}{E\dot{x}_{42}} = \frac{Ex_{35}^*}{E\dot{x}_{35}} = k_{35} \tag{73}$$

$$k_{42} = \frac{Ex_{42}^*}{E\dot{x}_{42}} = \frac{Ex_{36}^*}{E\dot{x}_{36}} = k_{36} \tag{74}$$

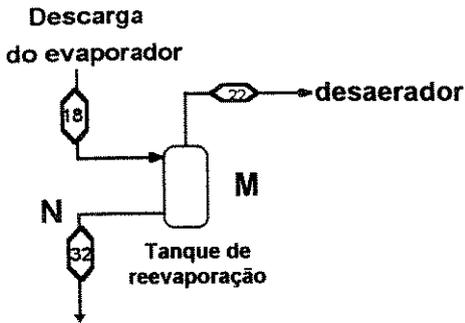
Fluxos da mesma qualidade tem custo exergetico unitário igual, segundo verificado nas bifurcações:



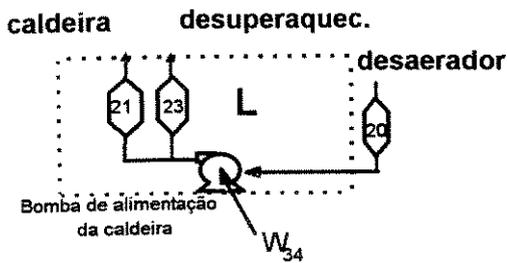
$$k_{12} = \frac{Ex_{12}^*}{E\dot{x}_{12}} = \frac{Ex_{38}^*}{E\dot{x}_{38}} = k_{38} \tag{75}$$



$$k_{27} = \frac{Ex_{27}^*}{E\dot{x}_{27}} = \frac{Ex_{28}^*}{E\dot{x}_{28}} = k_{28} \quad (76)$$

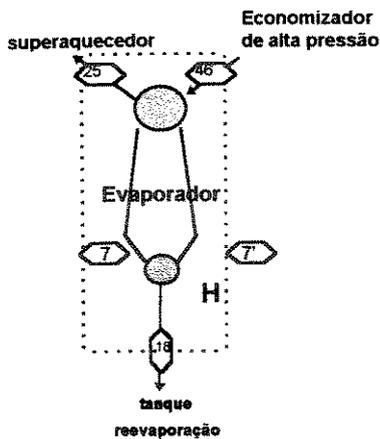


$$k_{22} = \frac{Ex_{22}^*}{E\dot{x}_{22}} = \frac{Ex_{32}^*}{E\dot{x}_{32}} = k_{32} \quad (77)$$



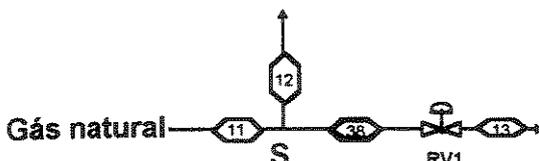
$$k_{21} = \frac{Ex_{21}^*}{E\dot{x}_{21}} = \frac{Ex_{23}^*}{E\dot{x}_{23}} = k_{23} \quad (78)$$

Fluxos - produto de um mesmo subsistema tem custo unitário igual:



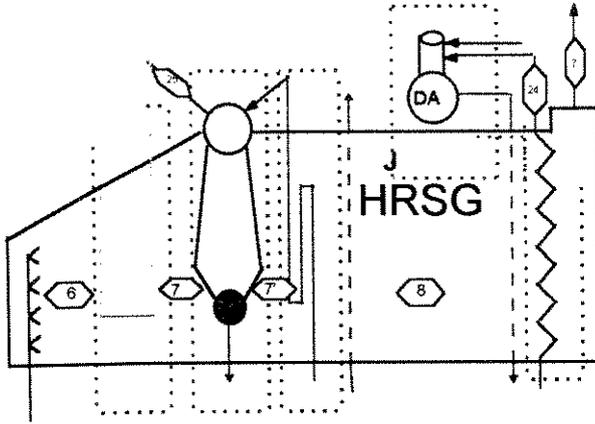
$$k_{18} = \frac{Ex_{18}^*}{E\dot{x}_{18}} = \frac{Ex_{25}^*}{E\dot{x}_{25}} = k_{25} \quad (79)$$

No modo de operação STIG, além destas equações, configura-se outra bifurcação: fluxos 16 (vapor superaquecido para a turbina a gás) e 15 (vapor superaquecido para desupaquecedor), pois possuem mesma qualidade:



$$k_{15} = \frac{Ex_{15}^*}{E\dot{x}_{15}} = \frac{Ex_{16}^*}{E\dot{x}_{16}} = k_{16} \quad (80)$$

Completando o sistema de equações, admite - se que os custos exergeticos unitários dos gases quentes que escoam ao longo da caldeira são iguais:

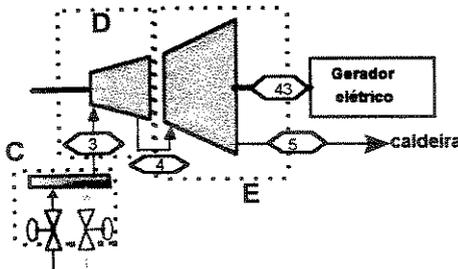


$$k_6 = \frac{Ex_6^*}{E\dot{x}_6} = \frac{Ex_7^*}{E\dot{x}_7} = k_7 \quad (81)$$

$$k_7 = \frac{Ex_7^*}{E\dot{x}_7} = \frac{Ex_{7'}^*}{E\dot{x}_{7'}} = k_{7'} \quad (82)$$

$$k_{7'} = \frac{Ex_{7'}^*}{E\dot{x}_{7'}} = \frac{Ex_8^*}{E\dot{x}_8} = k_8 \quad (83)$$

Desta forma o incremento no custo devido às irreversibilidades associadas à transferência de calor gases - água, será carregado ao produto da caldeira: vapor. Na turbina a gás, admite se que os custos exergeticos unitários para os gases quentes que expandem ao longo da turbina de alta pressão e de potência entre os pontos 3 e 5, tem seus valores constantes. Caso no qual o incremento no custo devido as irreversibilidades na turbina é carregado na energia elétrica produzida.



$$k_3 = \frac{Ex_3^*}{E\dot{x}_3} = \frac{Ex_4^*}{E\dot{x}_4} = k_4 \quad (84)$$

$$k_4 = \frac{Ex_4^*}{E\dot{x}_4} = \frac{Ex_5^*}{E\dot{x}_5} = k_5 \quad (85)$$

E finalmente, da equação 39, a determinação dos custos exergeticos é dado pela equação matricial, é dado pelo produto entre a matriz inversa de incidência inversa (A^{-1}), e o vetor de valorização externa (Y_b^*):

$$[Ex^*] = [A]^{-1} \cdot Y_b^* \quad (86)$$

As equações matriciais resultantes para os dois ciclos em análise, com algumas variações de preposições, estão apresentadas no Apêndice.

5.4 Custos Exergoeconômicos (C)

O cálculo do custo monetário dos fluxos é de importância fundamental quando os mesmos estão ligados de maneira direta aos custos de produção.

O método de análise convencional de uma empresa, envolve primeiramente a determinação dos custos dos produtos e serviços, da provisão de uma base racional para definir os preços de tal forma que sejam definidos critérios para alocação das despesas, e finalmente, prover informação para tomadas de decisões operacionais. Numa análise econômica convencional, o balanço de custos é usualmente formulado para o sistema como um todo, operando em regime permanente:

$$C_{total}^P = C_{comb}^T + Z^T \quad (87)$$

onde: C_{total}^P , é a taxa de custos associados aos produtos do sistema, sendo igual a soma das taxas de combustível (C_{comb}^T), e dos custos associados ao investimento de capital, operação e manutenção (Z_{total}).

O conceito de custo exergoeconômico é expresso pela equação :

$$C = c \cdot Ex \quad (88)$$

onde c , é o custo exergoeconômico unitário (US\$¹/GJ), e Ex , o fluxo de exergia (GJ/s)

Na análise de custos exergoeconômicos, os custos estão associados com cada portador de exergia e envolvem balanços usualmente formulados para cada componente de forma separada. Interações de calor, trabalho e irreversibilidades podem ser contabilizadas em termos monetários dentro do sistema ou subsistema. Desde que a exergia mede o real valor termodinâmico destes efeitos, os custos das ineficiências devem ser quantificados e atribuídos aos produtos através de métodos adequados de alocação.

Um balanço de custos aplicado ao sistema, demonstra que a somatória dos custos exergoeconômicos dos fluxos que entram, associados aos custos de capital, operação e manutenção (Z), são iguais aos custos dos fluxos exergoeconômicos que saem.

¹ Moeda corrente adotada neste trabalho.

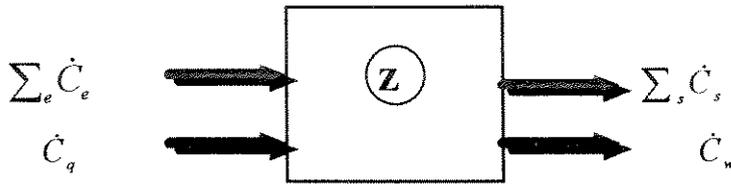


Figura 5.1 Fluxos monetários para um sistema energético

Portanto, para um sistema recebendo fluxo de calor e gerando potência, pode - se escrever :

$$\sum_s \dot{C}_{s,k} + \dot{C}_{w,k} = \dot{C}_{q,k} + \sum_e \dot{C}_e + Z_k \quad (89)$$

onde C_i , C_e , C_w e C_q , são os custos exergoeconômicos unitários dos fluxos que entram, saem, da potência e fluxo de calor , respectivamente, e Z , os custos de capital em US\$/s.

5.4.1 Determinação dos custos exergoeconômicos (C) e exergoeconômicos unitários(c)

A metodologia empregada na determinação dos custos exergoeconômicos ocorre de forma análoga a dos custos exergéticos. A natureza do problema é idêntica à formulada na determinação dos custos exergéticos.

A resolução do sistema de equações de m linhas e n colunas, é representada pela expressão matricial:

$$[A] \cdot [C^*] = Y_m^* \quad (90)$$

onde: A , é matriz de incidência; C , o vetor de custos exergoeconômicos a ser determinado e, Y_m^* o vetor de valoração econômica externa.

A matriz de incidência também é subdividida em submatrizes, bem como o vetor Y_m^* , em subvetores:

$$\begin{bmatrix} \mathbf{A}_{F,P} \\ \alpha_e \\ \alpha_b \end{bmatrix} \cdot [\mathbf{C}] = \begin{bmatrix} -\mathbf{Z} \\ \mathbf{V}_z^* \\ \mathbf{W}_z \end{bmatrix} \quad (91)$$

onde: a matriz à esquerda de (91) é a mesma que utilizada no cálculo do custo exerético.

O vetor Y_m^* é constituído pelos subvetores $-Z$, que representam os custos monetários totais correspondentes à cada subsistema, os quais são definidos pela somatória de custos de capital, operação, manutenção e estoque; V_z^* , que representa os fluxos monetários daqueles fluxos que possuem valoração externa; e o subvetor w_z , com componentes nulos, que satisfaz as equações de bifurcações e auxiliares.

A estrutura de composição dos fluxos monetários inseridos no vetor $-Z$, é apresentado na forma de planilhas no Apêndice.

As proposições adotadas na determinação dos custos exergoeconômicos, quando ocorrem bifurcações físicas, são as mesmas utilizadas nos cálculos dos custos exeréticos.

Os critérios de alocação de custos exergoeconômicos utilizam o conceito de custo exergoeconômico unitário, definido pela equação 89.

Custos exergoeconômicos unitários da potência vendida e utilizada no sistema, são os mesmos: $C_{42} = C_{45}$, $C_{42} = C_{34}$, $C_{42} = C_{36}$, e $C_{42} = C_{35}$.

Da mesma forma, para as bifurcações físicas com qualidades exeréticas iguais:

- gás natural que vai para a turbina e para a caldeira : $C_{12} = C_{38}$,
- água de reposição e umidificação do ar : $C_{27} = C_{28}$,
- condensado e vapor reevaporado: $C_{22} = C_{32}$,
- água pressurizada a entrada da caldeira e do desuper: $C_{21} = C_{23}$ e
- descarga de fundo da caldeira e vapor saturado : $C_{18} = C_{25}$.

E na ocorrência do modo de operação STIG, os fluxos 16 (vapor superaquecido para a turbina a gás) e 15 (vapor superaquecido para desuperaquecedor), possuem a mesma qualidade: $C_{15} = C_{16}$.

Com a finalidade de comparar custos que se obtém a partir de uma análise termoeconômica clássica e outros critérios utilizados na análise econômica tradicional, serão

arbitrados diferentes critérios de alocação substituindo - se a equação (85) pôr outras, discutidas a seguir.

Em um sistema de cogeração, seja ele baseado em turbinas a vapor ou a gás, sabe-se que os mesmos produzem fluxos residuais que posteriormente são utilizados para outra finalidade útil. Na turbina a vapor, o fluxo de escape é utilizado no processo, e na turbina a gás, os gases de escape são utilizados na geração de vapor, a valoração destes fluxos é feita realizando - se análises segundo métodos de alocação conhecidos.

Vários são os métodos de alocação e a definição de qual deve ser empregado depende da visão empresarial do cogrador em elaborar um custo economicamente atrativo. Os métodos de alocação de custos não retiram ou acrescentam benefícios à cogeração, mas, simplesmente os distribuem os custos entre os produtos. Os maiores fatores que devem ser considerados na seleção do método mais adequado, são consistentes com as práticas comerciais da empresa: instalações atuais versus novas, porte do investimento, importância do custo de cogeração no custo de produção total, alívio dos balanços contábeis através de incentivos fiscais, ou ainda se a atividade será considerada como negócio principal, paralela ou acessória em relação à atividade principal.

HU(1985), apresenta vários métodos de alocação correntemente adotados em sistemas de cogeração nos EUA, os quais estão diretamente relacionados com a cultura energética local, separados em diretos e indiretos. Os diretos alocam os custos de cogeração como um todo, e os indiretos, tratam os custos fixos, semifixos e variáveis de forma separada. Os indiretos, são métodos complicados de serem aplicáveis, pois, a divisão dos custos em três grupos, possibilita uma grande quantidade de combinações.

Em relação aos métodos diretos, os mesmos são conhecidos como *Método Marginal*², sendo que eles assumem que o custo de geração de eletricidade deve ser o preço da tarifa correntemente praticada pela concessionária pública. Este método, entretanto, trata a geração de eletricidade como subproduto, e a receita que proporciona pode ser obtida subtraindo - se os custos operacionais da planta de potência³ do valor da tarifa de eletricidade. Os custos remanescentes são então alocados para o vapor gerado.

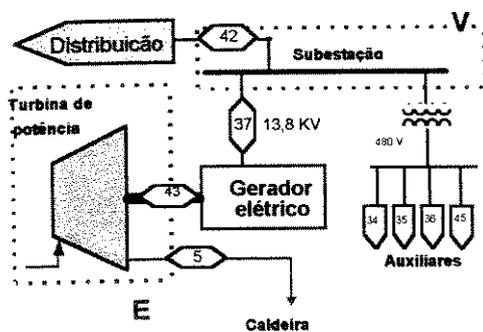
$$C_5 = C_e \quad (92)$$

² VALERO & LOZANO(1994) denominam este método de "Calor como subproduto".

³ Desta forma, o método admite que o custo de cogeração de eletricidade será sempre menor que o valor da tarifa praticada pela concessionária.

onde, C_e é a tarifa de eletricidade, em US\$/MWh

Outro método passível de ser aplicável à ciclos com turbinas a gás com caldeira de recuperação, é o Método da Igualdade. Trata os custos dos produtos de forma igualmente proporcional, sem referências. Neste caso, o custo da geração de vapor é de certa forma penalizado, pois, “absorve” para si uma parcela dos custos fixos da turbina a gás, assim como parte dos custos atribuídos a exergia dos gases, utilizados na turbina. Para a bifurcação na turbina a gás, o custo unitário (base exergética) dos gases quentes que fluem para a caldeira é equiparado ao custo da potência elétrica:



$$C_5 = C_{42} \quad (93)$$

Ao utilizar a proposição (84) de alocação de custos, carrega - se nos gases de combustão os custos da câmara (capital, O&M e estoque), assim como o do combustível (e o de vapor, no ciclo STIG). A proposição (85) faz com que a eletricidade carregue, além do custos da turbina, uma parte dos custo proporcional à exergia consumida na geração de eletricidade. O custo do fluxo de gases (5) resulta então, apenas a sua própria geração na câmara e é proporcional a exergia contida neles. Esta distribuição é definida conceitualmente por VALERO & LOZANO (1994) como *Método da Extração*.

Finalmente, o vetor de custos exergoeconômicos pode ser determinado, para os diversos cenários proporcionados pelos métodos de alocação:

$$\mathbf{C} = [\mathbf{A}]^{-1} \cdot \mathbf{Y}_m^* \quad (94)$$

5.4.1 Project Finance

Na avaliação econômica, estão considerados dois (2) cenários de financiamento do projeto:

- (i) autofinanciamento, com dispêndio de capital totalmente próprio;
- (ii) financiamento parcial de 65 % através do BNDES⁴. O restante é autofinanciado e consiste em uma possibilidade bastante atraente em termos de viabilização de projetos desta natureza, pois usufrui dos benefícios de uma política de incentivos adotada pelo governo federal em relação a infra estrutura básica. Segundo CICCHI & AZUMA (1997), engenheiros da Mecânica Pesada S/A., uma grande cervejaria localizada no estado do Rio de Janeiro, aproveitou a disponibilidade de recursos financeiros com juros subsidiados, para implantar um sistema de cogeração de aproximadamente 13,5 MW(ISO), utilizando-se do gás natural disponível da bacia de Campos para acionar 3 turbinas a gás *Typhoon*. A taxa de juros ofertada foi de 9 % a.a. com 6 meses de carência e 8 anos para amortização. São os valores adotados neste trabalho, para o cenário de financiamento via BNDES, com sistema francês de amortização (parcelas iguais).

5.5 Resultados

O objetivo deste item é apresentar os resultados segundo as proposições adotadas, para a determinação dos custos exergéticos e exergoeconômicos, e analisar os efeitos das ineficiências dos subsistemas, na composição dos custos dos produtos finais entre as duas situações de operação.

5.5.1 Custos exergéticos unitários (k)

Na tabela 5.1 são apresentados os custos exergéticos unitários totais dos fluxos analisados para as duas configurações de operação.

⁴ Banco Nacional de Desenvolvimento Econômico e Social.

Tabela 5.1 Custos exergeticos comparativos entre o ciclo STIG e Simples

Fluxo		Ciclo Simples		STIG	
		Ex*	k	Ex*	k
0	Ar	0	0	0	0
1	Ar resfriado	56	0,00	56	0,00
2	Ar comprimido	45277	1,75	53386	2,07
3	Gases de combustão	109331	1,58	141751	1,89
4	Gases de combustão	64109	1,58	88422	1,89
5	Gases de combustão	23100	1,58	30101	1,89
6	Gases de combustão	33702	1,59	56606	1,69
7	Gases de combustão	29985	1,59	50672	1,69
7	Gases de combustão	7334	1,59	13454	1,69
8	Gases de combustão	3456	1,59	7370	1,69
9	Gases de combustão	0	0	0	0
11	Gás natural	74215	1,00	92188	1,00
12	Gás natural	63613	1,00	65683	1,00
14	Vapor superaquecido	48327	2,29	75666	2,54
15	Vapor superaquecido	48327	2,29	53565	2,54
16	Vapor superaquecido			22102	2,54
17	Vapor saturado	50463	2,47	55776	2,73
18	Água aquecida	223	2,28	347	2,52
19	Água aquecida	16768	2,07	21311	1,95
20	Água aliment. caldeira	20302	2,39	28801	2,48
21	Água aliment. caldeira	18304	2,39	26777	2,48
22	Vapor saturado	78	2,44	120	2,68
23	Água aliment. caldeira	2136	2,39	2211	2,48
24	Água aquecida	20224	2,34	28682	2,44
25	Vapor saturado	44610	2,28	69732	2,52
26	Água desmineralizada	2489	1,00	5430	1,00
27	Água desmineralizada	56	1,00	56	1,00
28	Água desmineralizada	2433	1,00	5373	1,00
29	Condensado	14164	2,47	15676	2,73
30	Condens. e água	16598	2,05	21050	1,92
31	Condens. e água	16623	2,05	21084	1,93
32	Água aquecida	145	2,44	227	2,68
33	Água aquecida	0	0	0	0
34	Potencia elétrica	138	1,89	187	2,33
35	Potencia elétrica	25	1,89	35	2,33
36	Potencia elétrica	8	1,89	9	2,33
43	Potencia mecânica líquida	41009	1,72	58321	2,12
38	Gás natural	10602	1,00	26505	1,00
40	Condensado	14157	2,47	15667	2,73
41	Potencia mecânica	45221	1,62	53329	1,91
42	Potência Elétrica Líquida	40398	1,89	57508	2,33
44	Gás natural	64053	1,00	66264	1,01
45	Potência Elétrica	441	1,89	582	2,33
46	Água aquecida	22181	2,28	32861	2,40

Perante os resultados encontrados pode - se visualizar o processo de formação dos custos exergeticos unitários e os reflexos das ineficiências de cada subsistema nos produtos principais: vapor saturado e potência elétrica. Deve - se considerar que, de acordo com a preposição adotada de que o custo exergetico associado à exaustão dos gases de escape para

a atmosfera, na caldeira de recuperação, é nulo, o mesmo passa a ser totalmente atribuído ao processo de geração do vapor. Uma possibilidade mais coerente seria distribuí-lo (fluxo 9) entre os produtos da caldeira de recuperação (fluxo 16 e 17 quando configura-se o ciclo STIG) de maneira proporcional aos fluxos de exergia. Quando admite-se que o custo do fluxo 9 é nulo, de qualquer forma no ciclo Simples, o mesmo é distribuído ao único produto - vapor para processo.

5.5.2 Custos exergoeconômicos

Neste item são apresentados os resultados dos custos exergoeconômicos segundo os objetivos propostos no item 5.3, de tal forma que seja possível identificar e visualizar a estrutura de formação dos custos de geração da potência elétrica e vapor, em base exérgica, perante os reflexos das ineficiências e dos custos fixos (capital, O&M e estoque).

A apresentação dos resultados dos custos exergoeconômicos, consiste primeiramente em quantificar os custos em termos de combustível, sem a introdução dos custos fixos (Tabela 5.2). A intenção é permitir uma perfeita interpretação de quantas vezes a unidade de exergia dos produtos é mais cara do que a exergia do gás natural.

Já os resultados dos custos exergoeconômicos, quando acrescidos dos custos de capital, O&M e estoque, apresentam uma combinação de resultados, de acordo com a opção de financiamento e dos métodos de alocação propostos. Um esquema destas combinações é apresentado na Figura 5.2

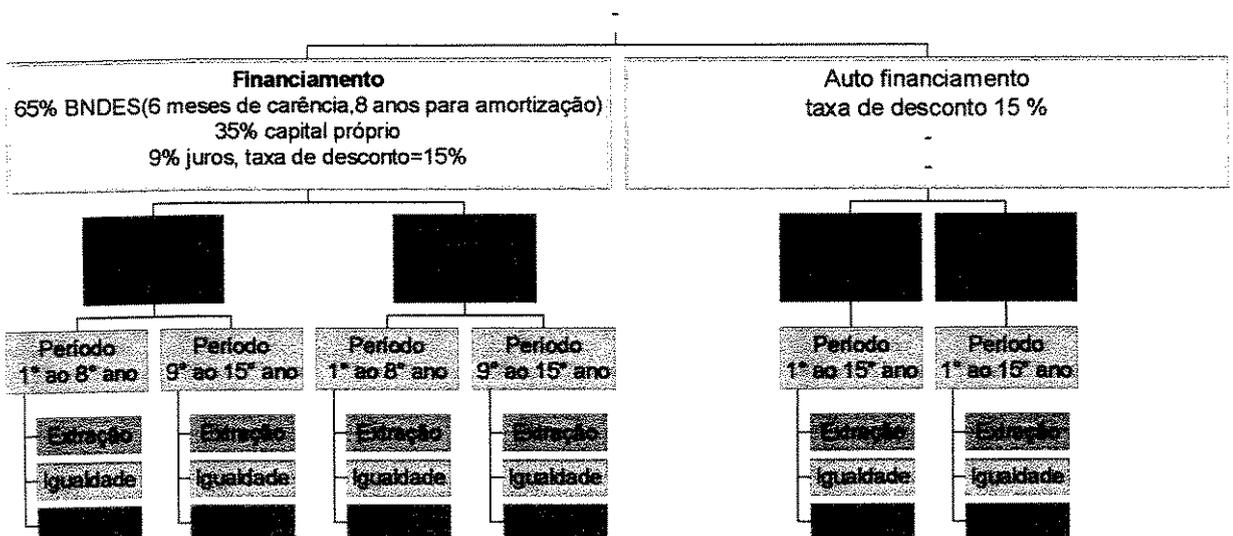


Figura 5.2 Diagrama representativo da combinação de resultados possíveis de custos exergoeconômicos, de acordo com as suposições econômico-financeiras

Tabela 5.2 Efeito das ineficiências sobre os custos exergoeconômicos unitários - sem incidência dos custos fixos

	Fluxos	STIG		Simples	
		C(US\$/MWh)	/ C11*	C(US\$/MWh)	/ C11*
0	Ar	0,0	0,0	0,0	0,0
1	Ar resfriado	0,2	0,0	0,2	0,0
2	Ar comprimido	13,6	2,0	11,8	1,8
3	Gases de combustão	12,5	1,9	10,6	1,6
4	Gases de combustão	12,5	1,9	10,6	1,6
5	Gases de combustão	12,5	1,9	10,6	1,6
6	Gases de combustão	11,3	1,7	10,7	1,6
7	Gases de combustão	11,3	1,7	10,7	1,6
7*	Gases de combustão	11,3	1,7	10,7	1,6
8	Gases de combustão	11,3	1,7	10,7	1,6
9	Gases de combustão	0,0	0,0	0,0	0,0
11	Gás natural	6,7	1,0	6,7	1,0
12	Gás natural	6,7	1,0	6,7	1,0
14	Vapor superaquecido	15,3	2,3	14,7	2,2
15	Vapor superaquecido	15,9	2,4	14,7	2,2
16	Vapor superaquecido	15,9	2,4		0,0
17	Vapor saturado	16,9	2,5	15,7	2,3
18	Água aquecida	15,6	2,3	14,5	2,2
19	Água aquecida	9,7	1,5	11,8	1,8
20	Água aliment. caldeira	13,5	2,0	14,0	2,1
21	Água aliment. caldeira	13,5	2,0	14,0	2,1
22	Vapor saturado	16,7	2,5	15,5	2,3
23	Água aliment. caldeira	13,5	2,0	14,0	2,1
24	Água aquecida	13,3	2,0	13,7	2,0
25	Vapor saturado	15,6	2,3	14,5	2,2
26	Água desmineralizada	1,5	0,2	1,5	0,2
27	Água desmineralizada	1,5	0,2	1,5	0,2
28	Água desmineralizada	1,5	0,2	1,5	0,2
29	Condensado	16,9	2,5	15,7	2,3
30	Condens. e água	9,6	1,4	11,6	1,7
31	Condens. e água	9,6	1,4	11,6	1,7
32	Água aquecida	16,7	2,5	15,5	2,3
33	Água aquecida	0,0	0,0	0,0	0,0
34	Potência elétrica	15,4	2,3	12,7	1,9
35	Potência elétrica	15,4	2,3	12,7	1,9
36	Potência elétrica	15,4	2,3	12,7	1,9
43	Potência elétrica mecânica	14,0	2,1	11,5	1,7
38	Gás natural	6,7	1,0	6,7	1,0
40	Condensado	16,9	2,5	15,7	2,3
41	Potência mecânica	12,6	1,9	10,9	1,6
42	Potência Elétrica Líquida	15,4	2,3	12,7	1,9
44	Gás natural	6,8	1,0	6,8	1,0
45	Potência Elétrica	15,4	2,3	12,7	1,9
46	Água aquecida	13,6	2,0	13,7	2,0

Nota : * em relação ao custo do gás natural que entra no sistema.

De acordo com o diagrama representativo da figura 5.2, as tabela 5.3 e 5.4. a seguir permitem estabelecer a repercussão dos métodos de alocação, segundo a opção de financiamento.

Tabela 5.3 Custos exergoeconômicos segundo o Método da Extração(US\$/MWh.)

Fluxos	Financiamento BNDES				Autofinanciamento	
	STIG		Simples		STIG	Simples
	1- 8ºano	9-15ºano	1- 8ºano	9-15ºano	1-15ºano	1-15ºano
0 Ar	0,00	0,00	0,00	0,00	0,00	0,00
1 Ar resfriado	13,63	6,46	13,63	6,46	13,39	13,39
2 Ar comprimido	30,81	21,68	28,57	19,64	30,51	28,28
3 Gases de combustão	20,18	16,10	17,83	14,00	20,05	17,70
4 Gases de combustão	20,18	16,10	17,83	14,00	20,05	17,70
5 Gases de combustão	20,18	16,10	17,83	14,00	20,05	17,70
6 Gases de combustão	14,97	13,01	15,69	13,03	14,90	15,60
7 Gases de combustão	14,97	13,01	15,69	13,03	14,90	15,60
7 Gases de combustão	14,97	13,01	15,69	13,03	14,90	15,60
8 Gases de combustão	14,97	13,01	15,69	13,03	14,90	15,60
9 Gases de combustão	0,00	0,00	0,00	0,00	0,00	0,00
11 Gás natural	6,73	6,73	6,73	6,73	6,73	6,73
12 Gás natural	6,73	6,73	6,73	6,73	6,73	6,73
14 Vapor superaquecido	23,36	19,35	25,22	19,60	23,22	25,04
15 Vapor superaquecido	23,39	19,38	25,24	19,62	23,26	25,06
16 Vapor superaquecido	23,39	19,38			23,26	
17 Vapor saturado	25,03	20,72	27,14	21,08	24,88	26,94
18 Agua aquecida	23,09	19,12	25,04	19,45	22,96	24,85
19 Agua aquecida	14,38	11,93	20,34	15,77	14,29	20,18
20 Agua aliment. caldeira	20,02	16,55	24,53	18,92	19,91	24,35
21 Agua aliment. caldeira	20,21	16,66	24,73	19,03	20,09	24,54
22 Vapor saturado	29,68	22,75	34,05	24,21	29,45	33,72
23 Agua aliment. caldeira	20,21	16,66	24,73	19,03	20,09	24,54
24 Agua aquecida	19,51	16,20	23,71	18,37	19,40	23,53
25 Vapor saturado	23,09	19,12	25,04	19,45	22,96	24,85
26 Agua desmineralizada	1,50	1,50	1,50	1,50	1,50	1,50
27 Agua desmineralizada	1,50	1,50	1,50	1,50	1,50	1,50
28 Agua desmineralizada	1,50	1,50	1,50	1,50	1,50	1,50
29 Condensado	25,04	20,73	27,15	21,08	24,89	26,95
30 Condens. e agua	14,02	11,69	19,91	15,50	13,94	19,76
31 Condens. e agua	14,08	11,72	19,98	15,54	14,00	19,83
32 Agua aquecida	29,68	22,75	34,05	24,21	29,45	33,72
33 Agua aquecida	0,00	0,00	0,00	0,00	0,00	0,00
34 Potencia elétrica	31,52	22,93	29,05	20,35	31,23	28,76
35 Potencia elétrica	31,52	22,93	29,05	20,35	31,23	28,76
36 Potencia elétrica	31,52	22,93	29,05	20,35	31,23	28,76
43 Potencia elétrica mecanica	25,89	19,56	23,21	17,01	25,68	23,01
38 Gás natural	6,73	6,73	6,73	6,73	6,73	6,73
40 Condensado	25,03	20,72	27,14	21,08	24,88	26,94
41 Potencia mecânica	24,89	18,34	22,82	16,46	24,67	22,61
42 Potência Elétrica Liq.	31,52	22,93	28,05	20,35	31,23	28,76
44 Gás natural	6,91	6,83	6,90	6,82	6,91	6,90
45 Potência Elétrica	31,52	22,93	29,05	20,35	31,23	28,76
46 Agua aquecida	20,39	16,80	24,12	18,58	20,27	23,94

Tabela 5.4 Custos exergoeconômicos segundo o Método da Igualdade (US\$/MWh.)

Fluxos	Financiamento BNDES				Autofinanciamento	
	STIG		Simples		STIG	Simples
	1- 8ºano	9-15ºano	1- 8ºano	9-15ºano	1-15ºano	1-15ºano
0 Ar	0,00	0,00	0,00	0,00	0,00	0,00
1 Ar resfriado	13,63	6,46	13,63	6,46	13,39	13,39
2 Ar comprimido	31,85	22,31	28,54	19,63	31,53	28,25
3 Gases de combustão	21,14	16,68	17,80	13,98	20,99	17,67
4 Gases de combustão	21,14	16,68	17,80	13,98	20,99	17,67
5 Gases de combustão	28,21	20,94	24,51	17,78	27,97	24,28
6 Gases de combustão	18,78	15,31	20,29	15,63	18,67	20,14
7 Gases de combustão	18,78	15,31	20,29	15,63	18,67	20,14
7 Gases de combustão	18,78	15,31	20,29	15,63	18,67	20,14
8 Gases de combustão	18,78	15,31	20,29	15,63	18,67	20,14
9 Gases de combustão	0,00	0,00	0,00	0,00	0,00	0,00
11 Gás natural	6,73	6,73	6,73	6,73	6,73	6,73
12 Gás natural	6,73	6,73	6,73	6,73	6,73	6,73
14 Vapor superaquecido	28,57	22,49	31,39	23,09	28,37	31,11
15 Vapor superaquecido	28,61	22,52	31,42	23,11	28,41	31,14
16 Vapor superaquecido	28,61	22,52			28,41	
17 Vapor saturado	30,59	24,07	33,75	24,82	30,37	33,46
18 Água aquecida	28,22	22,22	31,14	22,90	28,02	30,86
19 Água aquecida	17,33	13,71	25,06	18,45	17,21	24,84
20 Água aliment. caldeira	24,26	19,10	30,23	22,14	24,09	29,96
21 Água aliment. caldeira	24,40	19,18	30,36	22,21	24,22	30,09
22 Vapor saturado	35,15	26,04	40,58	27,91	34,85	40,16
23 Água aliment. caldeira	24,40	19,18	30,36	22,21	24,22	30,09
24 Água aquecida	23,67	18,71	29,29	21,53	23,51	29,03
25 Vapor saturado	28,22	22,22	31,14	22,90	28,02	30,86
26 Água desmineralizada	1,50	1,50	1,50	1,50	1,50	1,50
27 Água desmineralizada	1,50	1,50	1,50	1,50	1,50	1,50
28 Água desmineralizada	1,50	1,50	1,50	1,50	1,50	1,50
29 Condensado	30,60	24,08	33,75	24,82	30,38	33,46
30 Condens. e água	16,94	13,45	24,60	18,16	16,83	24,39
31 Condens. e água	17,00	13,48	24,65	18,19	16,88	24,44
32 Água aquecida	35,15	26,04	40,58	27,91	34,85	40,16
33 Água aquecida	0,00	0,00	0,00	0,00	0,00	0,00
34 Potencia elétrica	28,21	20,94	24,51	17,78	27,97	24,28
35 Potencia elétrica	28,21	20,94	24,51	17,78	27,97	24,28
36 Potencia elétrica	28,21	20,94	24,51	17,78	27,97	24,28
43 Potencia elétrica mecânica	22,87	17,74	19,08	14,67	22,70	18,93
38 Gás natural	6,73	6,73	6,73	6,73	6,73	6,73
40 Condensado	30,59	24,07	33,75	24,82	30,37	33,46
41 Potencia mecânica	25,85	18,92	22,79	16,45	25,62	22,58
42 Potência Elétrica Liq.	28,21	20,94	24,51	17,78	27,97	24,28
44 Gás natural	6,90	6,83	6,89	6,81	6,90	6,88
45 Potência Elétrica	28,21	20,94	24,51	17,78	27,97	24,28
46 Água aquecida	24,70	19,39	29,70	21,73	24,52	29,44

Chama a atenção nos resultados apresentados, a grande variação nos valores de um dado produto em função do critério de alocação adotado. A grosso modo, o método da extração se apresenta como o critério mais justo quanto a distribuição das irreversibilidades e dos custos fixos, pois, todo o fluxo de geração de irreversibilidades associadas ao processo de expansão dos gases quentes ao logo da turbina de alta pressão e de potência, é atribuída à potência elétrica (fluxo 42), e a geração de irreversibilidade do processo de combustão é distribuída de forma proporcional aos fluxos 5 (gases de escape) e 42 (potência elétrica líquida). Em relação ao método da igualdade, nota - se uma valorização demasiada do vapor que vai para o processo, em detrimento da potência elétrica. O *Método Marginal* não foi aplicado neste trabalho, pois os custos obtidos estão demasiadamente próximos das tarifas praticadas pelas concessionárias.

Outro ponto observado é que, embora as irreversibilidades verificadas no ciclo STIG sejam maiores que no ciclo Simples, os custos de geração da potência elétrica não sofrem grandes alterações. Este fato, é inerente a elevação da capacidade de geração e uma maior distribuição dos custos fixos (capital, O&M e estoque) por MWh. produzido. A tendência comportamental dos custos totais depende, primeiramente da relação entre as parcelas de custo de combustível e dos custos de capital, O&M e estoque.

Para o custo de produção do MWh:

$$CP = \frac{\beta \cdot IC}{W_{\text{elctr}} \cdot Hr} + \frac{E}{W_{\text{elctr}} \cdot Hr} + \frac{O\&M}{W_{\text{elctr}} \cdot Hr} + \frac{COMB}{W_{\text{elctr}} \cdot Hr} \quad (95)$$

custos fixos

custo variável

onde: CP, é o custo de geração em US\$/MWh.; β , é o fator de recuperação de capital, IC, o capital anual investido no ano zero de operação referente somente aos equipamentos inerentes da geração de eletricidade; COMB a parcela de combustível, que inclui os custos totais do vapor quando o mesmo é injetado na turbina; OM, o custo de operação e manutenção; E, as despesas relativas com peças de reposição em estoque; W_{elctr} a potência desenvolvida (MW); e Hr, a jornada anual de operação correspondente.

O fator de recuperação de capital (β), refere - se ao repagamento anual capitalizado de um montante investido:

$$\beta = \frac{i \cdot (1+i)^N}{(1+i)^N - 1} \quad (96)$$

onde: (i) é a taxa de interesse e N, é o número de anos referente à capitalização ou vida útil do projeto.

Em caso de financiamento de projeto através de terceiros (bancos privados, agências de fomento especiais etc.), um quinto termo deve ser inserido, representando o custo financeiro relativo à amortização do empréstimo.

Os custos relativos a operação, manutenção e estoque, são obtidos mediante a distribuição de forma parcial aos equipamentos de acordo com a sua contribuição no investimento total. A composição de cada custo e a distribuição de outras despesas indiretas referente a cada subsistema, está apresentada no Apêndice .A parcela correspondente ao combustível, é obtida mediante a retirada dos custos fixos do vetor -Z, de acordo com o método de alocação empregado.

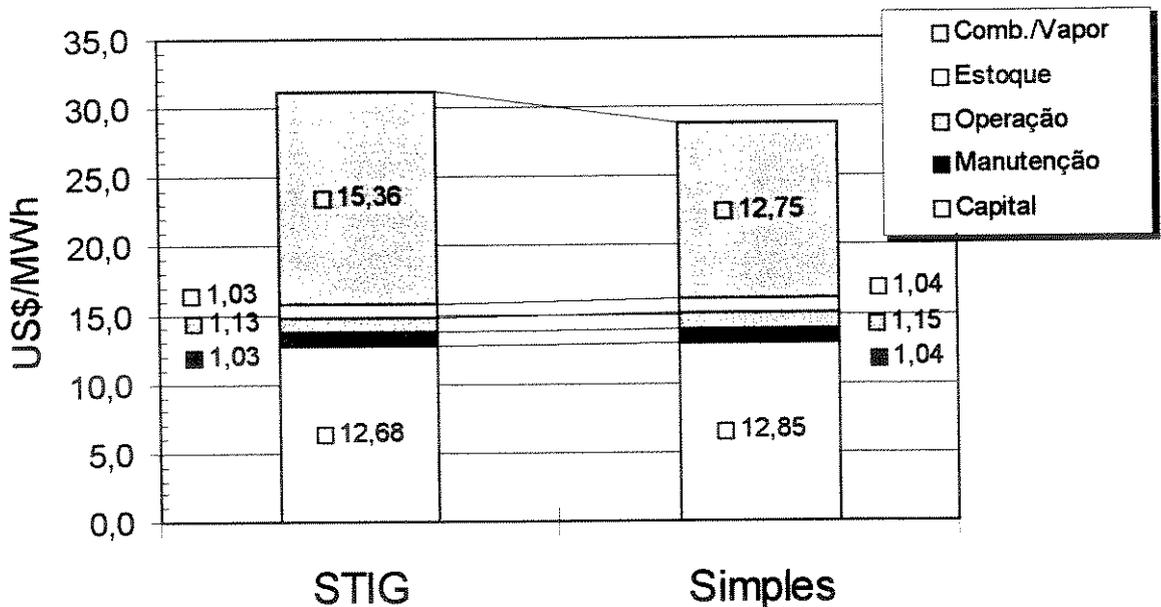


Figura 5.3 Gráfico comparativo da contribuição dos custos fixos e variáveis na composição do custo total do MWh. Base *exergética*. Autofinanciamento, gás natural = US\$ 0,1087/Nm³ sem ICMS. Taxa de desconto = 15%. Método da extração

De acordo com as tabelas 5.3. e 5.4, cabe notar que os custos exergoeconômicos unitários do vapor superaquecido que é injetado na turbina a gás, em qualquer que seja o método de alocação ou período de geração analisado, é relativamente maior que o custo unitário do gás natural (US\$ 6,73/MWh.). Entretanto, como o vapor superaquecido é gerado

através da regeneração dos gases de escape da turbina a gás, este artifício de incrementar a capacidade de geração através da injeção de vapor, que é mais caro que o combustível, é justificado pela folga de vazão mássica que a turbina permite absorver. A medida em que a demanda de vapor para processo é reduzida, e há possibilidade de manter despachos de energia elétrica em níveis de pico de carga, este artifício torna - se ainda mais interessante em termos exergéticos. O gráfico da figura 5.4 demonstra perfeitamente que, em termos exergéticos, os sistemas de potência baseados em turbinas a gás com caldeiras de recuperação, devem ter o atendimento das demandas térmica e elétricas equacionadas de forma que haja uma menor queima suplementar na caldeira.

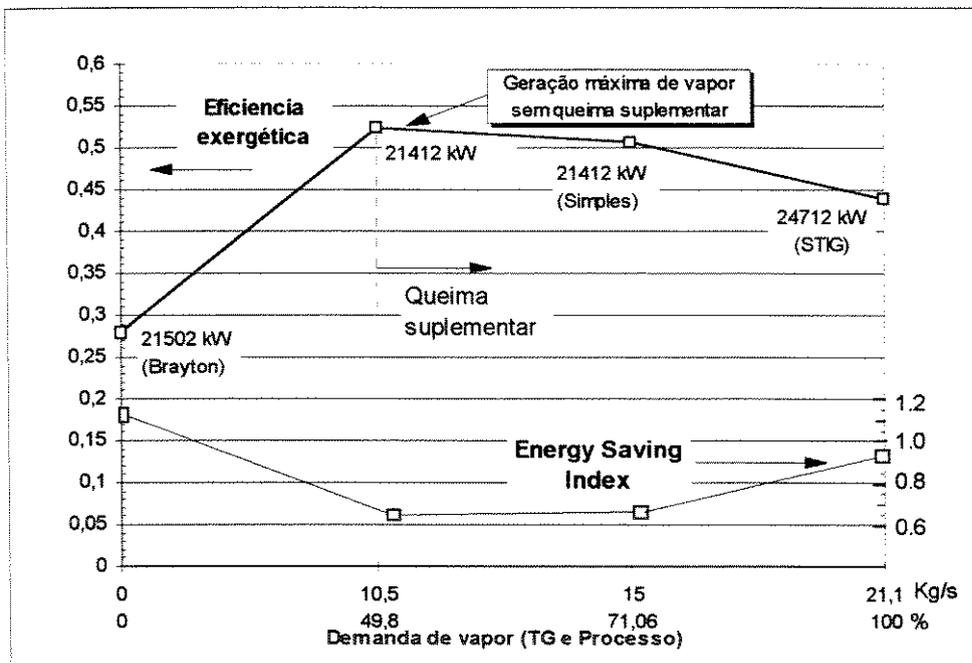


Figura 5.4 Comportamento das eficiências exergéticas de acordo com a demanda total de vapor (para processo e turbina a gás)

Quanto as opções de financiamento, no período compreendido entre o 1º e o 8º ano de operação, os custos exergoeconômicos são maiores, devido principalmente à incidência de despesas associadas à amortização de 65 % do capital financiado. No período compreendido entre o 9º e o 15º ano de operação, observa - se a redução do custo total, refletido pela maior distribuição por MWh. produzido dos custos fixos (capital, O&M e estoque) na composição dos custos da potência elétrica.

No ciclo Simple, neste mesmo período, a incidência dos custos fixos é menor e a queda dos custos exergoeconômicos é mais perceptível em relação ao ciclo STIG. Quanto ao vapor (fluxo 17), os efeitos da incidência dos custos fixos, são visualizados de forma ainda mais

clara, pois, a medida em que eleva - se a capacidade total de geração da caldeira de recuperação, a distribuição destes custos é mais contundente que os custos associados ao combustível.

5.6 Técnicas de análise utilizadas em investimento de capital

Mesmo que as vantagens termodinâmicas sejam explícitas, decisões sobre investimentos em sistemas de cogeração, requerem avaliações econômicas que justifiquem a implantação de novas plantas.

As técnicas mais sofisticadas de análise de investimento de capital⁵, segundo GITMAN (1984), consideram o fator tempo no valor do dinheiro e envolvem os conceitos de fluxos de caixa supostamente conhecidos ao longo da vida útil do projeto.

HORLOCK(1997) apresenta uma série de técnicas desenvolvidas para avaliar projetos de cogeração, baseadas no valor atual líquido (VAL), preço da eletricidade, fluxos de caixa atualizados (DCF), preço do calor e períodos de *payback*⁶.

O autor relata entretanto, que técnicas baseadas no *DCF*, são mais utilizadas para descrever a interação entre as despesas com capital e os benefícios (anuidades) obtidas com a implantação de um sistema de cogeração. Estes benefícios são obtidos através do uso do combustível de uma forma mais racional, atualizados até o ano zero de operação, os quais somados e descontados do capital despendido em zero, demonstra o valor atual líquido (VAL)⁷.

$$VAL = \sum_{k=1}^N \frac{BEN}{(1+i)^k} - IC \quad (97)$$

onde: BEN é o benefício anual obtido no ano N, i, a taxa de desconto adotada, N o número de anos analisados e IC, o investimento de capital no início de operação do projeto.

⁵ Um meio rápido de verificar se um estudo de viabilidade deve ser empreendido, segundo PERAL(1996), é a comparação entre o custo da eletricidade expresso em \$/kWh. e o custo do combustível expresso em \$/MJ. Caso o custo da eletricidade seja 0,012 vezes maior que o custo do combustível, o estudo deve ser considerado; ser for 2 vezes ou maior, as chances de implantação são excelentes para curtos períodos de retorno de capital.

⁶ O método *payback* é a melhor técnica não sofisticada que pode ser aplicada em análises de investimento de capital. Considera implicitamente os padrões de fluxos de caixa, embora seja inconsistente com o objetivo de maximização das riquezas dos acionistas e deixe de considerar diretamente o fator tempo no valor do dinheiro e ignore o lucro. Uma terceira deficiência desta abordagem é que não reconhece os fluxos de caixa que ocorrem após o período de *payback*.(GITMAN,1984)

⁷ O método VAL demonstra explicitamente o lucro real líquido que supostamente deve ser apurado ao longo da vida útil do projeto.

F. A. Holland, F.A. Watson e J.K. Wilkinson, segundo HORLOCK(1997), desenvolveram uma variação interessante de cálculo do VAL, que possibilita visualizar graficamente o período em que o fluxo de caixa atualizado e acumulativo anula o investimento inicial (IC). Neste ponto de interseção, os benefícios obtidos com o projeto implantado retornam o investimento inicial (IC) a uma taxa de desconto (i). Este método é denominado *de Discount Cash Flow*, e a interseção em zero possibilita determinar a taxa de retorno sobre o investimento(ROI). O ROI, não é uma informação importante e primária como VAL, pois desconsidera os fluxos de caixa(benefícios) após o ponto em que os fluxos de caixa anulam o investimento de capital.

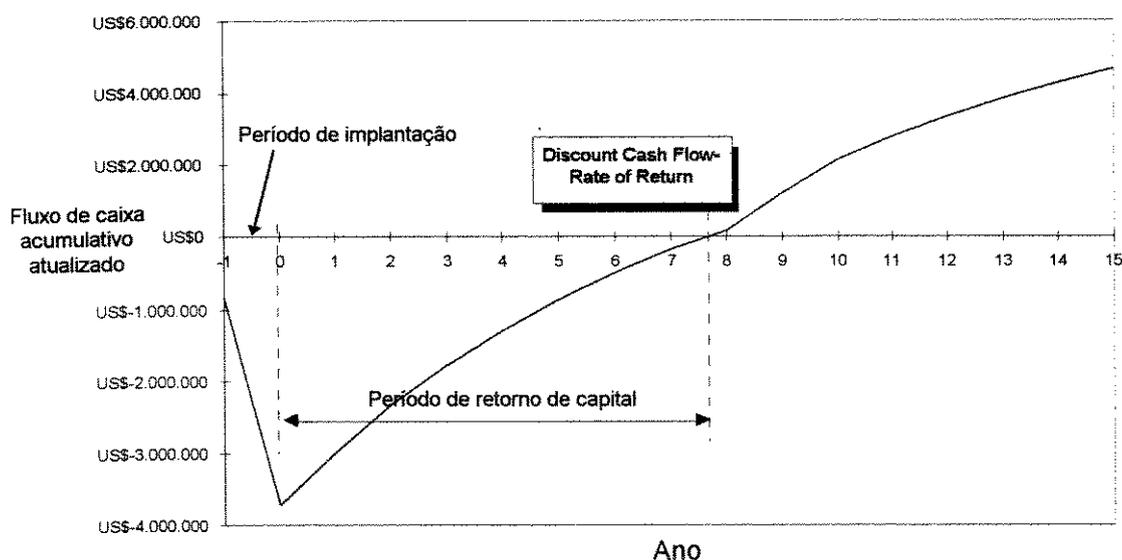


Figura 5.5 Fluxo de caixa acumulativo típico ao longo do tempo de implantação e operação de um projeto de cogeração

Já GITMAN,(1984) relata que provavelmente a técnica de análise mais utilizada para se avaliar alternativas de investimento é a taxa interna de retorno (TIR). Em outras palavras, é a taxa de desconto que leva o VAL de uma oportunidade a igualar-se a zero. É um critério mais objetivo, e a decisão para avaliar o projeto, baseia - se no custo de capital. Se $TIR \geq$ ao custo do capital ou taxa de desconto adotada, deve-se aceitar o projeto. Caso contrario, rejeita-se.

A TIR é determinada iterativamente, através de tentativa e erro, segundo a expressão:

$$VAL = \sum_{j=0}^N \frac{BEN}{(1+i^*)^j} = 0 \quad (98)$$

onde: i^* e N são respectivamente a taxa e o número de anos que satisfaz a igualdade.

Dentre as técnicas de análise conhecidas e adotadas, VAL e TIR, as diferenças básicas entre ambas resulta em classificações conflitantes. O VAL supõe que os fluxos de caixa intermediários (benefícios) sejam reinvestidos ao custo do capital da empresa, ao passo que o método TIR supõe o reinvestimento a TIR. Se a empresa acreditar que seus fluxos de caixa (benefícios) possam ser realisticamente a TIR, então é o método mais indicado. É uma suposição demasiadamente arrojada, daí a tendência lógica no uso do método VAL.

Apesar desta deficiência e de outras, relacionadas a cálculos matemáticos, a TIR ainda é a abordagem teoricamente preferível. A preferência voltada à TIR é atribuível a disposição dos analistas de negócios por taxas ao invés de dinheiro puro de retorno. Eles acreditam que o VAL não mede, na realidade, os benefícios relativos ao capital investido.

5.6.1 Análise de investimentos de capital segundo as premissas econômico - financeiras

Os bons níveis de eficiência obtidos por sistemas de cogeração baseados em tecnologia STIG, contribui de forma significativa para a atratividade econômica do negócio. A flexibilidade operacional ainda é um fator decisivo, comparando - se com outras alternativas tecnológicas. A título de exemplificação, na medida em que o tempo ocioso do ciclo Brayton se eleva, a taxa de retorno decresce, mas, no ciclo STIG ela não é afetada substancialmente, desde que o vapor não necessário para processo possa ser redirecionado a produzir excedentes de eletricidade, para revender à terceiros. Assim, investimentos de capital em sistemas baseados na tecnologia STIG podem eventualmente eliminar riscos financeiros associados a mudanças imprevistas nas demandas de vapor e eletricidade. (LARSON & WILLIANS, 1987)

5.6.1.1 Custos de instalação

O investimento previsto para uma planta deste porte, está estimado, segundo as planilhas de custos de equipamentos, engenharia e construção encontradas no Anexo C, em torno de US \$ 20.100.000,00, valor atualizado no início de operação.

Este montante permite estabelecer um referencial de custo relativo médio, em termos de geração de eletricidade em torno de US\$ 813,00 /KW⁸ instalado.

5.6.1.2 Análise de sensibilidade segundo as técnicas de fluxos de caixa descontados

⁸ Energia elétrica anual gerada = 195.779 MWh., para uma jornada anual de 8600 horas. Inclui os custos referentes a geração de vapor.

A avaliação do investimento de capital perante uma análise de sensibilidade, tem por objetivo apresentar resultados que possibilitem elaborar um referencial atualizado, de modo que se estabeleça o potencial econômico da atividade face as incertezas futuras e de premissas econômico financeiras adotadas. No caso analisado, somente são variáveis as tarifas de fornecimento em regime emergencial (*back - up rates*) e as tarifas de venda de excedentes de eletricidade e vapor ao pólo industrial.

A taxa de desconto e a tarifa de gás natural⁹ são mantidas fixas. A tarifa elétrica base da energia elétrica é de US\$ 28,74/MWh.¹⁰, e a do vapor US\$ 9,00/ ton.

Tabela 5.5 Sumário das premissas econômico - financeiras para a análise de sensibilidade

	Financiamento BNDES	Autofinanciamento
Taxa de desconto	15%	15%
Montante total investido atualizado no início de operação	US\$ 20122.340,00	US\$ 20122.340,00
Montante financiado	US\$13.079.452,00	-
Parcela de amortização anual (1o ao 8o ano)	US\$ 2.363.122,00	-
Vida útil da planta	15 anos	15 anos
Tarifa gás natural (sem ICMS)	US\$ 0,1087 Nm3	US\$ 0,1087 Nm3

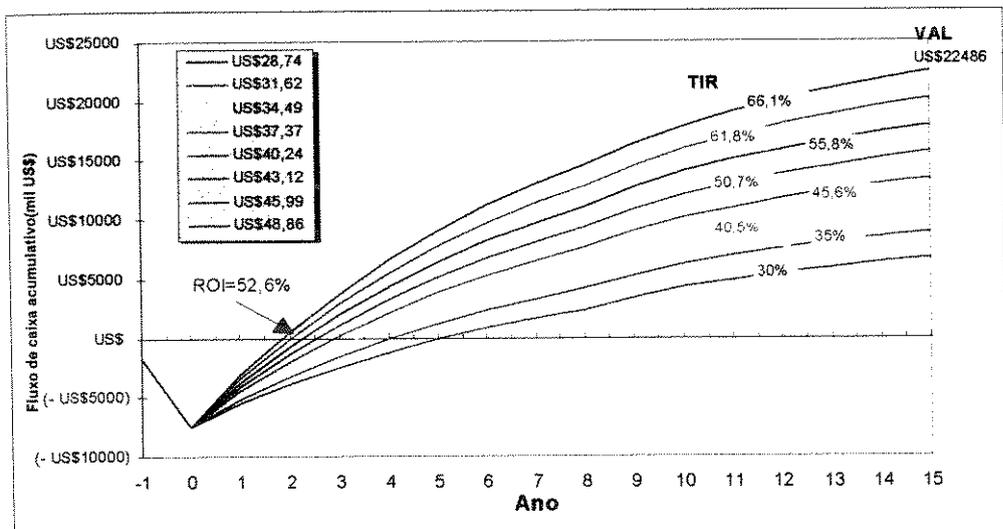


Figura 5.6 Fluxo de caixa acumulativo, tarifa do vapor US\$ 9,00/ton. (Financiamento BNDES), Tarifa variável de venda de eletricidade

⁹ É o item mais controverso em análises econômico - financeiras de sistemas de cogeração, devido as suas incertezas devido as questões tarifárias em relação a outros combustíveis. No mercado internacional, a tarifa de gás natural é definido segundo o preço do petróleo, e o impacto de mudanças nos preços em sistemas de cogeração que se utilizem deste combustível, deve ser analisado com respeito à magnitude e os preços relativos entre combustíveis concorrentes.

¹⁰ Energia firme, grupo A3, 69 KV. Este valor é definido como uma tarifa médio de um consumidor que contrata 5 MW e utiliza este potencial durante 30 dias no mês em horários de ponta e fora de ponta, segundo definição apresentada no item C 2.11.

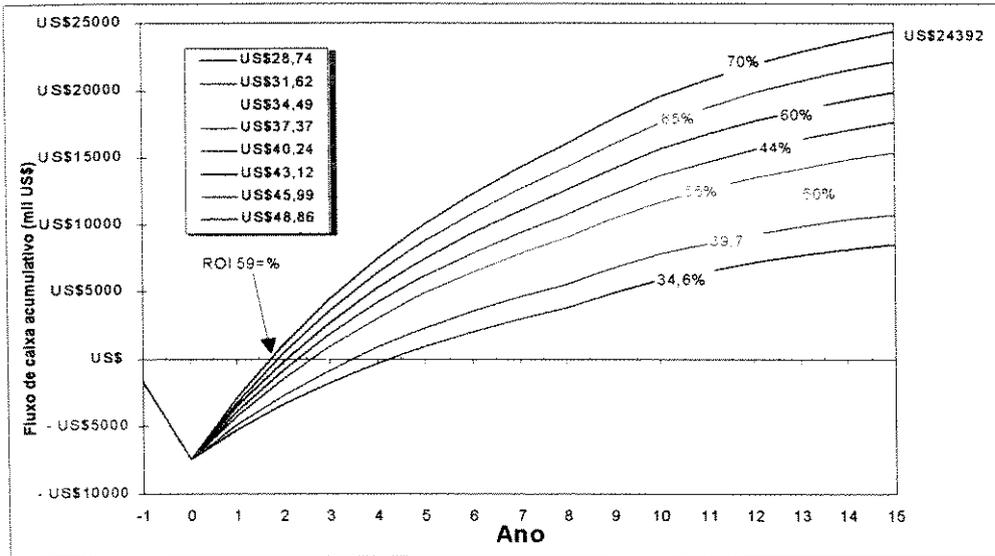


Figura 5.7 Fluxo de caixa acumulado, tarifa do vapor US\$ 11,00/ton. (Financiamento BNDES), Tarifa variável de venda de eletricidade.

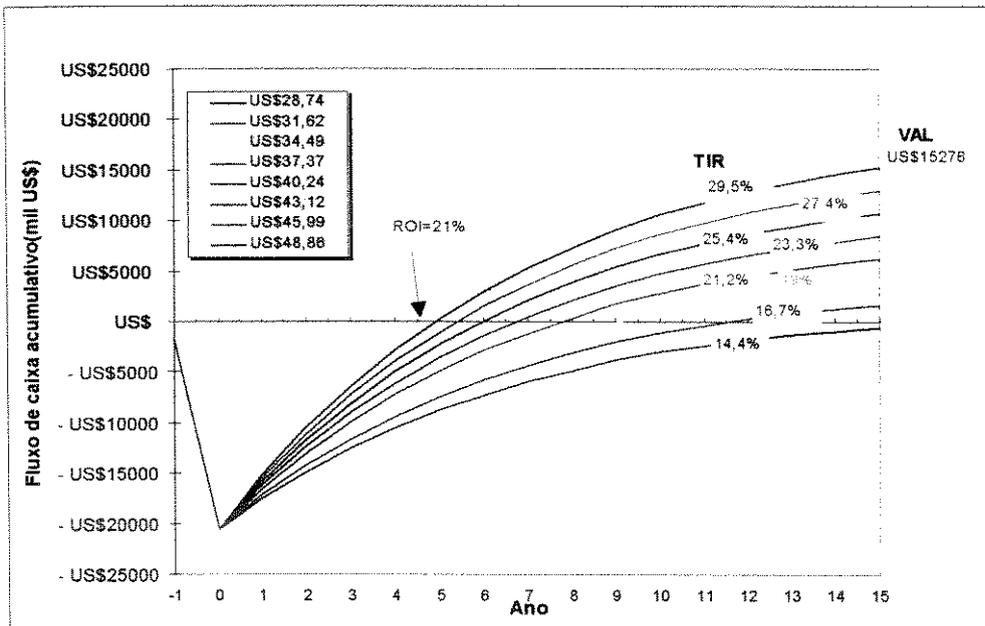


Figura 5.8 Fluxo de caixa acumulado, tarifa do vapor US\$ 9,00/ton. (Autofinanciamento), Tarifa variável de venda de eletricidade.

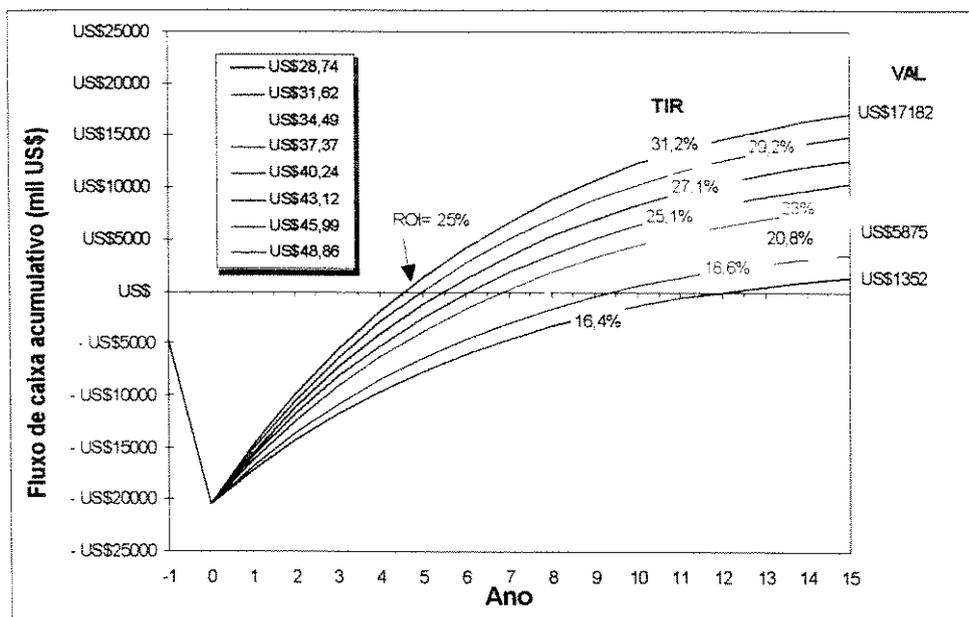


Figura 5.9 Fluxo de caixa acumulado, tarifa do vapor US\$ 11,00/ton. (Autofinanciamento), Tarifa variável de venda de eletricidade

Observa-se que o juro ofertado pela opção de financiamento através do agente financeiro (BNDES) é um fator preponderante na rentabilidade do projeto. Em qualquer que seja a tarifa de venda de eletricidade e de vapor, as taxas internas de retorno (TIR) obtidas para esta opção, estão acima da taxa de desconto adotada, que constitui um valor mínimo referencial para definir o critério aceita-rejeita.

Já para a opção de autofinanciamento, os períodos de retorno tornam-se mais longos, e apresenta algumas tarifas que não sustentam o retorno do investimento de capital.

ALMEIDA *et alli*. (1997) comentam que caso o governo brasileiro crie mecanismos e programas de incentivos, que caracterize o início do marco regulador do setor elétrico, as tarifas de compra de excedentes por parte das concessionárias deveriam ter um valor mínimo de US\$ 57,10 / MWh, tarifa esta, que cobre os custos de capital em torno de 14 % antes dos impostos.

Capítulo 6

Considerações Finais

6.1 Perspectivas em relação a atividade cogeração

O potencial de atendimento das crescentes demandas internas de energia elétrica no contexto brasileiro, através da cogeração, tem sido demonstrado neste trabalho, e deve ser enquadrada pelos órgãos competentes, como a alternativa mais eficiente e racional para equalizar o problema do gargalo operacional atual. O descompasso entre a demanda crescente e o tempo que se levaria para a construção de usinas hidroelétricas ou termelétricas de grande porte, pode ter a solução perfeitamente equacionada pela instalação de forma pulverizada de sistemas de cogeração, situados próximos dos grandes centros consumidores. Entretanto, para tornar o setor elétrico atrativo ao capital privado e conseqüentemente descentralizar o parque gerador brasileiro, é imperativo definir o modelo regulador o mais breve possível.

A análise sobre o sistema de cogeração proposto pelo estudo preliminar, demonstra perfeitamente que, a viabilização de projetos desta natureza deve ser assegurada perante uma estrutura dinâmica que permita benefícios diretos e indiretos aos consumidores. As opções tecnológicas são ilimitadas e devem ser analisadas e julgadas perante a adequação mais apropriada às demandas térmicas e elétricas de forma a valorizar ao máximo os insumos energéticos.

A implantação de um parque gerador baseado nas tecnologias de cogeração ou ainda em sistemas de produção independente, deve ser consolidado de acordo com uma orientação voltada ao crescimento sustentado e continuado e que não perca e apresente riscos comerciais inaceitáveis, na medida em que privilegia a expansão sobre o uso eficiente de insumos energéticos e financeiros. A grande expectativa refere-se à possibilidade de alterar, ainda que seja de forma pequena, o parque gerador brasileiro substancialmente baseado na hidroeletricidade, através da disponibilidade e usufruto maior do gás natural, que deverá ter uma participação mais efetiva no setor. Esta tendência, deverá ser particularmente

indispensável num país com a diversidade e heterogeneidade de renda e desenvolvimento como o Brasil

Enfim, as perspectivas para a expansão do setor elétrico via sistemas e tecnologias baseadas na cogeração são bastante animadoras, de acordo com a visão dos principais agentes envolvidos, e deverá criar um clima de concorrência até certo ponto saudável à sociedade como um todo.

A geração e a comercialização de energia elétrica excedente deve tornar - se como na maioria dos países desenvolvidos, uma opção de investimento que pode apresentar riscos relativamente baixos, principalmente se os empreendimentos forem viabilizados nas modalidades de contratos de parcerias, com todos os envolvidos no negócio.

6.2 Conclusões sobre a análise termoeconômica

De uma forma geral, a aplicação da metodologia baseada nos conceitos da termoeconomia, apresentou de acordo com os resultados, um perfil suficientemente detalhado do desempenho dos principais equipamentos da planta de potência analisada, e seus reflexos na estrutura de formação dos custos exergéticos e exergoeconômicos perante as ineficiências dos processos. A utilização de exergia é mais razoável quanto integra-se termodinâmica com economia, pois, a mesma possui uma relação muito próxima com o valor econômico do portador, fato pelo qual, os consumidores e usuários de energia pagam pelo potencial de causar e provocar mudanças de um recurso energético

A escolha das duas situações de operação, quanto a capacidade de geração elétrica, comportou - se como um exemplo bastante interessante como cenário de demonstração e compreensão de uma análise comportamental das eficiências de Primeira e Segunda Lei da Termodinâmica.

Analisando os resultados perante a comparação entre as diversas tecnologias de cogeração disponíveis atualmente, sucintamente pode - se evidenciar que a tecnologia STIG é perfeitamente adequada à uma unidade ou pólo fabril, que possua variações acentuadas de demanda térmica e elétrica, ou seja, apresentou - se como uma alternativa capaz de produzir significativas quantidades de energia elétrica e térmica sem grandes prejuízos às eficiências devido a flexibilização operacional e a interdependência entre a turbina a gás e a caldeira de recuperação.

De acordo com os dois níveis de capacidade de geração elétrica adotados, ambos caracterizaram dois pontos distintos em termos de eficiência energética e econômica,, sustentados pelas seguintes lógicas :

(i) econômica - verificado na situação em que configure o ciclo STIG. A utilização da turbina a gás em carga de pico, com a injeção de vapor, vindo a gerar uma potência elétrica líquida de 24.712 kWe, representa o perfil de melhor uso do capital investido, ainda que seja verificada uma incidência significativamente maior das irreversibilidades na composição final dos custos em base exergética, da eletricidade e do vapor. É entretanto , a situação de operação que oferece o menor tempo de retorno de investimento, pois possibilita maximizar a receita operacional, através da elevação da capacidade de geração e venda de excedentes à terceiros.

(ii) energética, através da utilização da turbina a gás em carga de base, 21.412 kWe, visando alcançar a maior eficiência de conversão, mediante a elevação do índice de economia de combustível por meio de uma regeneração e valorização mais adequada do calor dos gases de escape.

6.3 Limitações do trabalho e recomendações

Em termos metodológicos, a formulação dos custos exergéticos exergoeconômicos é baseada em proposições fundamentadas, segundo os conceitos básicos propostos por VALERO & LOZANO (1994). Entretanto, de acordo com o ponto de vista do analisador, a formulação permite abrir precedentes dos mais variados, possibilitando métodos de alocação intuitivos que se enquadrem com os objetivos primordiais do sistema de potência, penalizando ou favorecendo determinado fluxo ou produto. Contudo, as preposições adotadas, que possam eventualmente serem substituídas por outras, não invalida os resultados obtidos, mas permite uma flexibilização do método de acordo com o analisador.

Do ponto de vista metodológico, um resultado da análise que precisa ser revisado, é que a aplicação do método simples proposto por VALERO & LOZANO(1993), resulta num custo unitário do vapor maior que o da potência elétrica. Este resultado deve merecer novas análises no futuro, com a utilização de metodologias mais apuradas, desenvolvidas pelos próprios autores. Dentre as novas metodologias, VALERO & LOZANO (1993b) propõem desagregar um sistema em unidades produtivas e dissipativas, além de desagregar o fluxo de

exergia em térmico, mecânico e químico, e atribuir custos diferenciados e específicos a cada componente, a qual se destina.

Deve se enfatizar ainda que, os resultados dos custos e eficiências, são baseados em estados termodinâmicos determinados segundo parâmetros e abordagens encontradas em diversas literaturas, podendo divergir das condições reais de operação.

Outra limitação observada refere-se à hipótese adotada de que a demanda de vapor para processo, não apresenta grandes variações ao longo do tempo. A hipótese efetuada não invalida ou retira a credibilidade à proposta inicial, que constitui de uma comparação entre os perfis detalhados da turbina a gás e suas conseqüências e efeitos diretos no desempenho global da planta.

Uma possibilidade interessante e que fica aqui proposta para atividades futuras, seria a realização de uma simulação dinâmica, através da adoção proposital de desequilíbrios amplos entre as demandas de vapor e eletricidade, com o objetivo de demonstrar efetivamente a adequação dos ciclos de potência baseados em tecnologias STIG a sistemas produtivos que requerem uma flexibilização térmica e elétrica operacional.

Referências Bibliográficas

- ALLEN, R.P. & KOVACIK, J.M. Gas turbine cogeneration - principles and practice. *Journal of Engineering for Gas Turbines and Power*. v.106, p.725-730, Out.1984.
- ALMEIDA, E. , FERGIE, J. & MARTINS, M. Energia elétrica: o impacto do marco regulador. *Conjuntura econômica - FGV*. p. 22 - 28, Fev. 1997.
- BANNISTER, R.L., CHERUVU, N.S., LITTLE D.A., McQUIGGAN, G. Development requirements for an advanced gas turbine system . *Journal of Engineering for Gas Turbines and Power*. v.117, p.724-733, Out.1995.
- BATISTA, E. & HUKAI Y., R. Integração sul-americana e racionamento de energia. *O Estado de São Paulo*. 30/09/96.
- BEER, J.A. Clean combustion in gas turbines: challenges and technical responses - a review *Journal of the Institute of Energy*. v.68, p. 2-10, Mar.1995.
- BENITO, J.P. Análisis termoeconómico aplicado al diseño de plantas GICC. Zaragoza.Espanha Tese(Doutorado). Centro Politécnico Superior, Universidad de Zaragoza, 1996.
- BEJAN, A., TSATSARONIS, M. & MORAN, M. *Thermal design and optimization*. John Wiley & Sons, Inc. p.461. 1996.
- BEJAN, A. Advanced Gas Turbine Power Plants. p.. 1985.
- BRISCH, M.S., BANNISTER, R.L., DIAKUNCHAK, I.S. & HUBER, D.J. A combined cycle designed to achieve greater than 60 percent efficiency. *Journal of Engineering for Gas Turbines and Power*. v.117, p.734-741, Out.1995.
- BROWN, D.H. & COHN, A. An evaluation of steam injected combustion turbine systems *Journal of Engineering for Power*. v. 103, p.13-19, Jan.1981.
- CHIESA, P., LOZZA, G., MACCHIE, & CONSONNIS, S. An assessment of thermodynamic performance of mixed gas -steam cycles: part B -water injected and HAT. *Journal of Engineering for Gas Turbines and Power*. vol. 117, p.499-508, Jul. 1995.

- CICCHI, C.A. & AZUMA, A. Mecânica Pesada S/A - GEC ALSTRON. Comunicação pessoal. 1997.
- COLLINS,S. Advanced gas turbines, combined - cycle systems. *Power International Edition*. p.23-30,Jun. 1991 .,
- CPFL. Relatório do “Programa de Cogeração e Paralelismo com Autoprodutores na CPFL”. 12 p. 1996.
- CPFL. Boletim de Tarifas de Fornecimento. Abril/ 1997.
- CPC/RMB COGENERATION PROJECT. Declaração de Estudo Preliminar,1995
- ELECTRIC POWER INTERNATIONAL. The Mcgraw Hill’s Company. Mar. 1994.
- ELECTRIC POWER INTERNATIONAL. The Mcgraw Hill’s Company. Jun. 1994.
- ELECTRIC POWER INTERNATIONAL. The Mcgraw Hill’s Company. Set. 1994.
- EL- MASRI,M.A. On thermodynamics of gas turbine cycles: Part 1 - second law analysis of combined cycles. *Journal of Engineering for Gas Turbines and Power*. vol. 107, p.880-889, Out. 1985.
- EL- MASRI,M.A. Exergy analysis of combined cycles : Part 1 - air-cooled brayton-cycle turbines. *Journal of Engineering for Gas Turbines and Power*. vol. 109, p. 228-236, Abr. 1987.
- FARMER, R. Dry low NOx aeroderivatives for pipelines and offshore platforms. *Gas Turbine World*. p.44-48, Maio - Junho 1996.
- FRAIZE ,W.E & KINNEY,C. Effects of steam injection on the performance of gas turbine power cycles. *Journal of Engineering for Gas Turbines and Power*. vol. 101, p. 217-227, Abr. 1979.
- GALLO,L. R. W. A comparision between the HAT cycle (Humid Air Turbine) and other gas-turbine based cycles: efficiency, specific power and water consumption. In : ECO’S 96 - Stockholm , Suécia. *Proceedings...* ,1996.
- GALLO, L. R. W.& TORRES, E. A. Exergetic evaluation of a cogeneration system in a petrochemical. FLOWER’S 97 Florence, Italia . *Proceedings...* ,1997.
- GITMAN, J. L. *Princípios de Administração Financeira*. São Paulo: Harper & Row do Brasil, 1984.
- GANAPATHY, V. *Waste heat boiler deskbook*. Atlanta: Fairmont Press,1991.
- GANAPATHY, V. Effetive use of Heat Recovery Steam Generators. *Chemical Engineering*. Jan. 1993.

- HAASER, F.G. Developing the LM 2500+: improving the LM 2500 for customer needs *IGTI ASME COGEN- TURBO* . vol. 9, p.745 -750, 1994.
- HILT,M.B. & WASLO,J. Evolution of NOx abatement techniques through combustor design for heavy-duty gas turbines. *Journal of Engineering for Gas Turbines and Power*. v.106, p.825- 833, Out.1984
- HORLOCK , J.H. Combined power plants - past, present, and future. *Journal of Engineering for Gas Turbines and Power*. v.117, p.608 -616, Out.1995.
- HORLOCK , J.H. *Cogeneration - combined heat and power-Thermodynamics and economics*. Krieger Publishing Company, 226 p.,1997.
- HU, S.D. *Cogeneration* . Reston,Virginia: Reston Publishing Company,Inc. 428 p., 1985.
- HUANG,F.F. Performance evaluation of selected combustion gas turbine cogeneration systems based on first and second-law analysis. *Journal of Engineering for Gas Turbines and Power*. v.112, p.117 -121, Jan.1990.
- IPT - Manual do software “Análise de Combustíveis Industriais”. 1996
- JIN,H. & ISHIDA,M. Graphic presentation of exergy loss in mixing on an Energy-Utilization Diagram. *Journal of Chemical Engineering of Japan*. Vol. 25,n.6, p-755-757.1992.
- JUNQUEIRA FRANCO, C. Energia com bagaço de cana . *Suplemento Agrícola. OESP*. 08/01/97.
- KOSLA,L.,HAMILL,J. & STROTHERS,J. Inject steam in a gas turbine - but not just for NOx control. *Power International Edition*. p.61-63, Fev.1983.
- KOTAS, T. J. *The exergy method of thermal plant analysis*. Butterworths, London,1985.
- LARSON,E.D. & WILLIANS, R.H. Steam- injected gas turbines *Journal of Engineering for Gas Turbines and Power*. vol. 109, p.55-63,Jan.1987.
- LARSON,E.D. & WILLIANS, R.H. Biomass-Gaseifier steam injected gas turbine cogeneration *Journal of Engineering for Gas Turbines and Power*. vol. 112, p.157-163, Abr. 1987.
- LEFEBVRE,A.H. The role of fuel preparation in low-emission combustion. *Journal of Engineering for Gas Turbines and Power*. vol. 117, p.617-653, Out.1995.
- LEIS D. M.,BOSS M.J. & MELSERT M.P. Medway : a high - efficiency combined cycle power plant design. *Journal of Engineering for Gas Turbines and Power*. vol. 117, p.713-723, Out.1995.
- LIMA, P. S. Refinações de Milho, Brasil Ltda. Comunicação Pessoal. 1997.

- LIZARRAGA, J.M.S. *Cogeneracion - Aspectos termodinâmicos, tecnológicos y económicos* . Servicio Editorial Universidade del Pais Vasco. Bilbao, Espanha . 565 p., 1994.
- LM 2500 GAS TURBINE CATALOG. *General Electric Marine & Industrial Engines Division*. 1996.
- MACCHI, E., CONSONNI, S., LOZZA, G. & CHIESA, P. An assessment of thermodynamic performance of mixed gas -steam cycles: part A -intercooled and steam-injected cycles *Journal of Engineering for Gas Turbines and Power*. vol. 117, p.489-498, Jul. 1995.
- MAKANSI, J. Industry grapples with lowering CO₂ emissions. *Electric Power International*. p. 29-36, Dez. 1992 .
- MAKANSI, J. HRSG, steam turbines and auxiliaries for combined cycles *Power* . p. 43 -54, Set. 1994.
- MORAN, M.J & SCIUBBA, E. Exergy analysis: Principles and practice *Journal of Engineering for Gas Turbines and Power*. vol. 116, p.285-290, Abr. 1994.
- NEBRA, A. S. & TORRES, E. A. Thermo-economic evaluation of a cogeneration system in a petrochemical complex. FLOWER'S 97 , Florence, Italia . *Proceedings...* ,1997.
- NICOL D.G., STEELE R.C., MARINOV N.M. and MALTE P.C. The importance of the nitrous oxide pathway to NO_x in lean-premixed combustion. ASME paper GT- 342, *Gas Turbine and Aeroengine Congress* Cincinnati OH, 1993.
- NOGUEIRA, L.A.H. & CARVALHO, F. R. Thermo-economic studies applied to maintenance of power plants. ECO'S 96 . Stockholm , Suécia. *Proceedings...* ,p.91-97. 1996.
- O ESTADO DE SÃO PAULO, exemplar de 03/09/96
- O ESTADO DE SÃO PAULO, exemplar de 05/10/96
- O ESTADO DE SÃO PAULO, exemplar de 30/12/96
- O ESTADO DE SÃO PAULO, exemplar de 19/03/97
- PERAL C., J.F. Uso de energia na indústria: racionalização e otimização - Sistemas de potência com turbinas a gás . *Instituto de Pesquisas Tecnológicas do Est. de São Paulo S.A. IPT*, São Paulo ,1996.
- PERA, H. *Geradores de Vapor*, Editora Fama, São Paulo, 1991.
- REVISTA DA INDUSTRIA. FIESP/CIESP. 05/08/96.
- REVISTA DA INDUSTRIA. FIESP/CIESP. 09/09/96.

- RICE, I.G. Steam - injected gas turbine analysis: steam rates. *Journal of Engineering for Gas Turbines and Power*. vol. 117, p.347-353, Abril 1995.
- SAAD, M.A. & CHENG, D.Y. The new LM 2500 Cheng Cycle por power generation and cogeneration. ECO'S 96 . Stockholm , Suécia. *Proceedings...* ,p.247-254,1996a.
- SAAD, M.A. & CHENG, D.Y Economic considerations of the Cheng cycle for cogeneration systems . *Engineering Systems Design and Analysis, PD* - v. 73, p.145-151.1996.
- SZARGUT, J., MORRIS, D.R. & STEWARD, F.R. *Exergy analysis of thermal, chemical and metallurgical processes*, Hemisphere, New York. 1988.
- SWANEKAMP, R. Combined Heat and Power - *Electric Power International* . p.26 -34, Dez. 1995.
- SWANEKAMP, R. Gas-fired powerplants gain ground - even in coal dominated regions. *Electric Power International*. p.87-92 , Set. 1994.
- TSATSARONIS, G. Thermoeconomic analysis and optimization of energy systems. *Energy Combustion* . vol. 19, p. 227-257, 1993.
- TOUCHTON, G. & RODE, D. Large capacity gas turbines: managing de risk and delivering the promise. *Global Gas Turbine News*. Vol. 36. p.11-15. Março, 1996.
- TORRES, E. A. Escola Politécnica da UFBA. Comunicação pessoal. 1997
- UTGIKAR, P.S. , DUBEY, S.P. & PRASADA RAO, P.J. Thermoeconomic analysis of gas turbine cogeneration plant - a case study. *Proc. Instn Mech. Engrs*. Vol 209, p.45-54.
- VALERO, A. & LOZANO, M. Theory of exergetic cost . *Energy* . vol.18, nº 9 ,p. 939 -960, 1993.
- VALERO, A. & LOZANO, M. Thermoeconomic analysis of gas turbine cogeneration systems . *Thermodynamics and design, analysis, and improvement of energy systems*. p . 311 - 320 , Ed. H. J. Richter . ASME . New York (1993b).
- VERGNHANINI FILHO, R. Formação de poluentes em processos industriais de combustão. *Instituto de Pesquisas Tecnológicas do Est. de São Paulo IPT*. p.4-10, 1996.
- VERTIOLA, S. R. Geração de Vapor. (apostila). Geração de vapor, sistemas de potência e refrigeração e recuperação de calor. *Instituto de Pesquisas Tecnológicas do Est. de São Paulo IPT*. p.1-91, 1996.
- VAN WYLEN, G.J. & SONNTAG, R. E. *Fundamentos da Termodinâmica Clássica*, São Paulo: Editora Edgard Blücher Ltda. 1976.
- WALTER, A.C.S. *Viabilidade e perspectivas da cogeração e da geração termoelétrica junto ao setor sucro - alcooleiro*. Campinas: FEM, UNICAMP, 1994. Tese (Doutorado)- Faculdade de Engenharia Mecânica, Universidade Estadual de Campinas, 1994.

WALTER, A.C.S. *Cogeração*. Campinas: FEM, UNICAMP, 1994. Faculdade de Engenharia Mecânica, Universidade Estadual de Campinas, 168 p., 1994.

Anexo A

Equacionamento da turbina a gás

Segundo a concepção da turbina a gás, aeroderivativa de eixo livre, o diagrama da figura A.1 ilustra os pontos principais a serem inseridos no equacionamento, dividida em dois blocos: gerador de gases e turbina de potência.

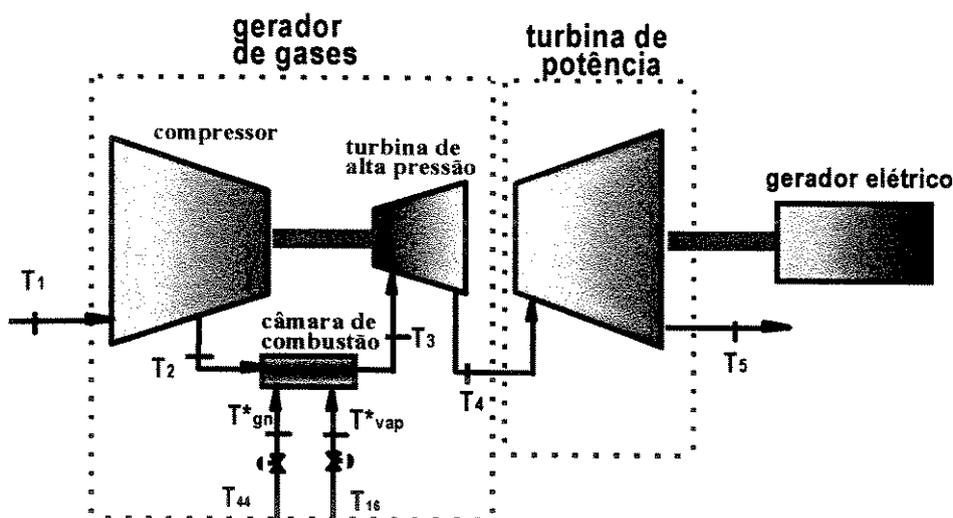


Figura A.1 Diagrama funcional e definição dos fluxos principais inseridos no equacionamento da turbina a gás

A.1 Compressor axial

O equacionamento do compressor, permite a determinação do fluxo mássico de ar, (m_{ar}), da temperatura do ar de descarga (T_2) e da potência consumida pelo processo de compressão. Para o local de operação Cabo, PE, situado a 588 metros acima do nível do mar, o fluxo mássico é corrigido pela variação de densidade local em relação ao nível do mar e pela temperatura correspondente. A vazão mássica nas condições ISO, é de 68 Kg/s.

$$m_{ar\ corrigida} = 68 \left(\sqrt{\frac{T}{T_{ISO}}} / \frac{P}{P_{ISO}} \right) \quad (99)$$

onde, T e P são a temperatura e pressão de entrada à montante do compressor, e T_{ISO} e P_{ISO} , a temperatura e pressão na condição ISO (15°C e 101,325 kPa).

A rotação do compressor (RC), também é alterada em função da temperatura de entrada (T_1), dada por:

$$RC_{corrigido} = 9418 \cdot \sqrt{\frac{T_1}{T_{ISO}}} = (RPM) \quad (100)$$

onde: 9418, é a rotação efetiva para as condições ISO, em operação a plena carga.

A temperatura do ar na descarga do compressor (T_2) é determinada em função da temperatura de entrada (T_1), da relação de compressão (r_p), da eficiência do compressor (η_c) e do expoente politrópico (γ), este, calculado entre T_1 e T_2 admitido, até que T_2 convirja.

$$T_2 = T_1 \cdot \left\{ 1 + \left\{ \frac{1}{\eta_{comp}} \left[(r_p)^{\frac{\gamma-1}{\gamma}} - 1 \right] \right\} \right\} \quad (101)$$

onde: η_{comp} é constituído pelas eficiência politrópica (η_p) e mecânica (η_m) do compressor:

$$\eta_{comp} = \eta_p \cdot \eta_m \quad (102)$$

A eficiência politrópica do compressor de uma turbina LM 2500, operando nas condições ISO, segundo HAASER(1994), é 0,91. Porém, como a turbina opera fora das condições padrão, esta eficiência é ajustada.

Segundo MACCHI *et alii.*(1995), esta eficiência (politrópica) pode ser determinada por um parâmetro de tamanho - SP (*Size Parameter*), definido por:

$$SP = \frac{V^{0,5}}{\Delta i_{is}^{0,25}} \quad (103)$$

onde: V, é a vazão volumétrica de ar em m^3/s e Δi_{is} é o salto entálpico do estágio de compressão, admitido pelo autor em 27 kJ/kg para cada estágio, no total de 16.

A eficiência politrópica (η_p) pode ser definida segundo o valor encontrado para SP :

- (i) se SP é maior ou igual a 1, $\eta_p = \eta_{p_{\infty}}$, (eficiência politrópica padrão) onde $\eta_{p_{\infty}} = 0,905$
- (ii) se SP é menor que 1 ,

$$\eta_p = \eta_{p_{\infty}} \cdot [1 - 0,07108 \cdot \log_{10}^2(SP)] \quad (104)$$

A perda de pressão à entrada do compressor, agregando-se o resfriador evaporativo e o filtro de ar, é de 1,1 kPa. A eficiência mecânica foi adotada em 0,93, através de ajustes baseados em valores apresentados por UTGIKAR *et alii.*(1995) para uma turbina de porte similar. Incluem-se nas perdas mecânicas: os controles (drives) do governador, mancais, acessórios e outras perdas orgânicas associadas a turbomáquinas.

A relação de compressão (r_p) é admitida em 17,95, valor ligeiramente abaixo da condição ISO, de 18,8. Este valor é ajustado de tal forma, que a temperatura T_2 se aproximasse de 450 °C (ISO), segundo valor apresentado por HASSER(1994).

A potência requerida pelo compressor é calculada por:

$$W_{comp} = \frac{m_{ar} \cdot c_p \cdot T_1}{\eta_{comp}} \cdot \left\{ \left[(r_p)^{\frac{\gamma}{\gamma-1}} \right] - 1 \right\} \quad (105)$$

onde: c_p e γ são respectivamente, o calor específico e o expoente politrópico médio do ar, compreendidos entre T_1 e T_2 .

A.2 Câmara de combustão

O equacionamento da câmara de combustão, visa a determinação do fluxo de combustível de maneira que um determinado estado termodinâmico limite possa ser alcançado. Este estado limite, corresponde à temperatura de saída dos bocais de expansão, onde os gases de combustão atingem o valor máximo admitido no primeiro rotor da turbina de alta (T_{3r}), 1210 °C, segundo LARSON & WILLIANS(1990).

Admite - se que este nível de temperatura ocorra somente no modo de operação ciclo Simples, de tal forma que seja atingida assim, uma condição limite que propicie a máxima eficiência térmica para a turbina a gás. Para a situação em que ocorre a injeção de vapor na câmara de combustão (ciclo STIG), a temperatura T_{3r} é menor, determinada pelo balanço de

energia segundo as informações referentes as vazões mássicas de gás natural e vapor superaquecido, contidas no estudo CPC/RMB COGENERATION PROJECT(1995).

A equação básica da câmara de combustão corresponde ao seu balanço de energia , segundo o volume de controle.

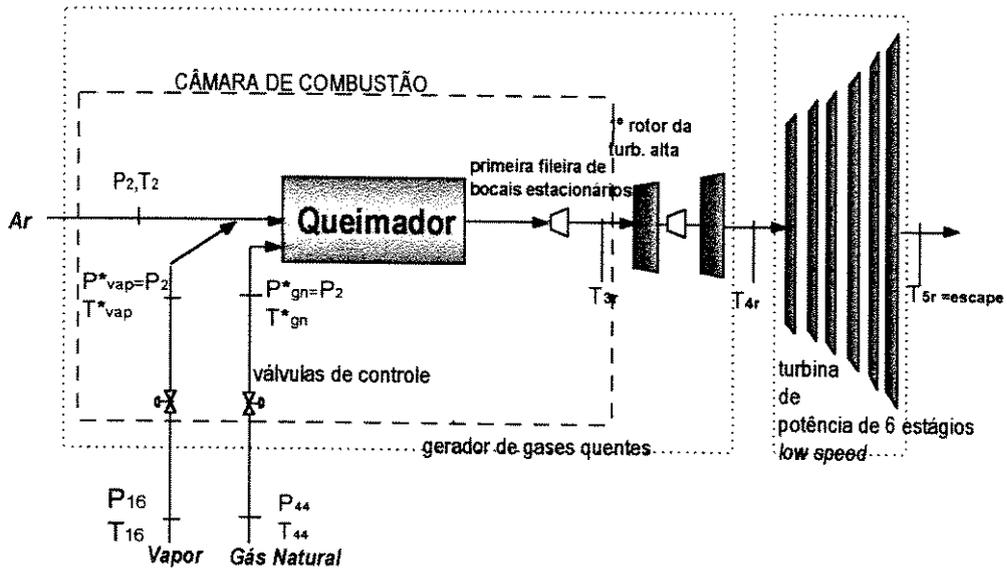


Figura A.2 Diagrama de geração e expansão de gases quentes

Os balanços de massa ao longo do gerador de gases e da turbina de potência, são dados por:

no compressor:
$$m_1 = m_2 \quad (106)$$

na câmara :
$$m_3 = m_2 + m_{gn} + m_{vap} \quad (107)$$

na turbina de alta:
$$m_3 = m_4 \quad (108)$$

e

na turbina de potência:
$$m_4 = m_5 \quad (109)$$

Desconsidera-se o direcionamento de ar comprimido do ponto 2 (aproximadamente 3% de m_2) para o primeiro rotor da turbina de alta pressão, necessário para suprir o sistema de resfriamento das palhetas previsto para este modelo.

O balanço de energia para a câmara de combustão é dado pela expressão :

$$m_2 \cdot c_{p_{ar-2}} (T_2 - T_0) + m_{gn} \cdot [c_{p_{gn}} (T_{gn}^* - T_0) + PCI] + m_{vap} \cdot c_{p_{vap}} (T_{vap}^* - T_0) = m_3 c_{p_g} (T_{3r} - T_0) \quad (110)$$

onde :

T_{3r} = temperatura dos gases quentes gerados na câmara de combustão antes da entrada nos bocais estacionários ;

T_0 = temperatura de referência (298,15 K);

cp_{gn} = calor específico do gás natural (kJ/kg K) a temperatura média entre a entrada na câmara de combustão e T_0 ;

cp_{gc} = calor específico médio dos gases de combustão entre a temperaturas do ponto analisado e T_0 (kJ/kg K);

cp_{vap} = calor específico médio do vapor entre a temperatura à entrada da câmara de combustão e T_0 (kJ/kg K);

m_{gn} = vazão mássica de gás natural (kg/s);

m_{vap} = vazão mássica de vapor (kg/s);

m_3 = vazão mássica de gases de combustão no ponto 3 (kg/s);

m_2 = vazão mássica de ar atmosférico no ponto 2 (kg/s);

PCI = Poder Calorífico Inferior do gás natural, segundo composição média apresentada no manual 'Análise de Combustíveis Industriais'- IPT (kJ/Kg);

T^*_{vap} = temperatura do vapor à entrada da câmara de combustão (K).

A determinação do calor específico da mistura de gases de combustão é dado pela média ponderada, de acordo com a fração mássica correspondente de cada componente, dada por:

$$cp_{gc} = x_{i,CO_2}cp_{CO_2} + x_{i,N_2}cp_{N_2} + x_{i,O_2}cp_{O_2} + x_{i,vap}cp_{vap}^1 \quad (111)$$

onde: x_i , é a fração mássica do componente, na composição do gás de combustão e cp é o calor específico médio de cada componente em função da temperatura(K), apresentado por

¹ Os calores específicos dos gases ao longo do gerador de gases e da turbina de potência, tem seus valores determinados até que as respectivas temperaturas admitidas e calculadas convirjam (solução iterativa).

Esta forma de correção, é utilizada em todas as expressões em que as temperaturas determinadas estejam em função do calor específico médio, este estimado para uma temperatura solução provável, metodologia que também é aplicável, na determinação das temperaturas ao longo da caldeira de recuperação.

Na composição dos gases de combustão, desconsideram-se incidências de SO_2 devido a ausência de enxofre no gás natural, bem como do CO , encontrado em níveis relativamente baixos (10 ppm), de tal forma que possa ser desprezado na determinação do calor específico. Os calores específicos de todos os fluxos, foram determinados em planilha elaborada no *software* EXCEL.

VALERO & LOZANO(1994), sob a forma de polinômios, segundo a metodologia apresentada no item 4.2.1.

Admite-se perdas de calor para o meio ambiente, segundo estimativas apresentadas por MACCHI *et alii*.(1996), em torno de 0,4 % do total de energia inserida pelo combustível ($0,004 \cdot m_{gn} \cdot PCI$). Em relação às perdas de pressão ao longo da câmara de combustão ($P_3 - P_2$), admite-se uma queda de 3% sobre o valor de entrada P_2 .

A.3 Turbina de alta pressão e de potência

O trabalho desenvolvido pela turbina de alta pressão, representa o montante consumido pelo processo de compressão, visto pela concepção de eixo em comum entre o compressor e a turbina de alta pressão, ambos separados fisicamente da turbina de potência.

Segundo o estudo preliminar da CPC/RMB, nenhum parâmetro termodinâmico intermediário ao longo da zona de expansão é apresentado, requerendo a determinação mediante ajustes entre relações de eficiências propostas e das condições apresentadas para uma turbina LM 2500 PH, segundo SAAD & CHENG(1996).

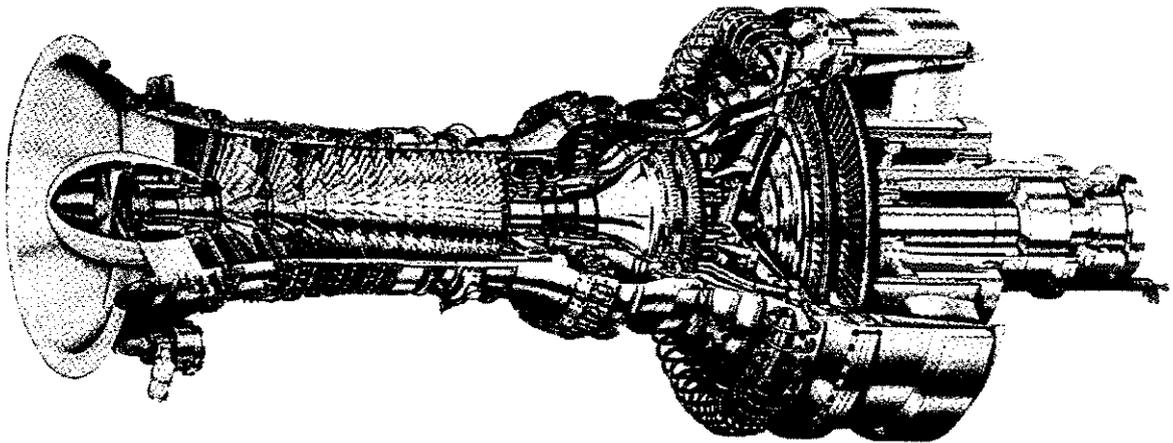


Figura A.3 Corte esquemático de uma turbina LM 2500 , com turbina de potência de 02 estágios *high speed*.

Fonte : HAASER (1994), p.747.

Para a condição de saída da câmara de combustão(T_{3r}), então conhecida, tem-se que a temperatura teórica de entrada na turbina de potência (T_{4t}) é dada por:

$$T_{4t} = T_{3r} - \left[\frac{W_{tap}}{m_{gc} \cdot c_{pg} \cdot \eta_p \cdot \eta_m} \right] \quad (112)$$

e a temperatura real à entrada da turbina de potência é dada por :

$$T_{4r} = T_{3r} - \eta_p \cdot \eta_m (T_{3r} - T_{4t}) \quad (113)$$

onde : η_m e η_p , são respectivamente, a eficiência mecânica e isoentrópica da turbina, tanto para a de alta pressão como de potência.

A determinação da eficiência politrópica para ambas as turbinas segue as mesmas considerações adotadas para o compressor, parâmetro de tamanho (SP) e a eficiência politrópica de referência ($\eta_{p\infty}$):

(i) se SP é maior ou igual a 1, $\eta_p = \eta_{p\infty} = 0,925$ (admitido estágios sem resfriamento nas palhetas)

(ii) se SP é menor que 1 ,

$$\eta_p = \eta_{p\infty} \cdot [1 - 0,02688 \cdot \log_{10}^2(SP)] \quad (114)$$

(iii) o salto entálpico admitido para cada estágio de expansão é de 100 kJ/kg, sendo 2 estágios para a turbina de alta pressão e 6 para a de potência.

Em relação às perdas mecânicas, as eficiências para ambas as turbinas (alta pressão e de potência) foram ajustadas para as duas situações de operação, sendo: com injeção de vapor, 0,925, e sem injeção 0,915.

De acordo com as relações politrópicas de temperatura e pressão, a equação 110 permite o cálculo da temperatura de saída dos gases da turbina de alta pressão ou a entrada da turbina de potência.

$$P_{4r} = P_{3r} \left(\frac{T_{4r}}{T_{3r}} \right)^{\frac{\gamma}{\gamma-1}} \quad (115)$$

onde: P_{4r} , é a temperatura de escape real à saída da turbina de alta pressão, P_{3r} , a pressão na câmara de combustão e γ , a relação entre o calor específico dos gases de combustão, sendo corrigido, até que P_{4r} convirja.

A aplicação de uma relação similar para a variação da pressão do gás na turbina de potência , permite a determinação da temperatura teórica de escape (T_{5t})

$$T_{5t} = T_{4r} \cdot \left(\frac{P_{5r}}{P_{4r}} \right)^{\frac{\gamma}{\gamma-1}} \quad (116)$$

Portanto, a potência elétrica líquida produzida pela turbina pode ser definida pela expressão:

$$W_{elet} = m_{gc} \cdot c_{p_{gc}} \cdot \eta_p \cdot \eta_m \cdot \eta_{gel} \cdot (T_{4r} - T_{5t}) \quad (117)$$

onde o rendimento do gerador elétrico (η_{gel}) é admitido em 0,91, valor apresentado por UTGIKAR et alii. (1995) para uma turbina de 25 MWe.

E finalmente, a temperatura real de escape dos gases (T_{5r}), pode ser determinada pela relação :

$$T_{5r} = T_{4r} - \eta_p \eta_m \cdot (T_{4r} - T_{5t}) \quad (118)$$

Os valores encontrados para as temperaturas de escape para ambas as situações de operação são consistentes se comparados com aqueles apresentados por SAAD & CHENG (1996), 460 °C para o ciclo STIG, e 523 °C para o ciclo simples, segundo o catálogo LM 2500 GAS TURBINE (1996). Ambos valores nas condições ISO.

Anexo B

Equacionamento da caldeira de recuperação (HRSG) e equipamentos auxiliares

B.1 Caldeira de recuperação (HRSG)

A caldeira de recuperação recebe da turbina, à temperatura T_{5r} , o fluxo de gases de exaustão. Nestas condições com a eventual queima suplementar de gás natural, a caldeira de recuperação deve gerar o vapor necessário à injeção na turbina a gás, e ao processo.

A água de alimentação da caldeira de recuperação é composta basicamente do fluxo de retorno do condensado do processo, adicionado do fluxo 28 (*make-up*), correspondente à água desmineralizada fresca.

A necessidade de reposição de água é devida as perdas decorrentes dos sistemas de produção de vácuo, utilizados em processos de evaporação a baixa temperatura, além é claro, do descarte de vapor para a atmosfera pela injeção do mesmo na turbina a gás.

O equacionamento da caldeira de recuperação está essencialmente baseado nos balanços de energia da instalação. Na realidade, para que o perfil de temperaturas dos gases ao longo da caldeira de recuperação pudessem ser determinados, foram estabelecidos balanços independentes para os subsistemas: queimador suplementar de gás natural, superaquecedor, evaporador e economizador de alta e baixa pressão.

Esses balanços independentes, permitem a determinação das propriedades termodinâmicas de cada fluxo intermediário, os quais não foram apresentados no fluxograma do estudo preliminar, o qual apresenta somente as temperaturas das extremidades nos pontos 6 e 9, respectivamente no queimador suplementar e chaminé..

Nas caldeiras de recuperação é fundamental a verificação das restrições associadas ao *pinch - point* e à diferença de temperatura entre os gases à entrada e o vapor superaquecido à saída do superaquecedor.

Na operação de uma caldeira de recuperação acoplada à uma turbina a gás, quando nesta ocorre uma diminuição de carga, o efeito sobre os gases de escape é uma ligeira diminuição na vazão e uma queda sensível na temperatura. Esta mudança implica a diminuição do *approach*¹ quanto do *pinch-point*, (sem queima suplementar de combustível), de modo que a carga nos economizadores aumenta, enquanto ocorre uma correspondente diminuição nos evaporadores. Nesta condição de operação é necessário introduzir restrições de temperatura dos gases à entrada nos economizadores de forma a evitar o problema de vaporização da água aquecida à saída.(VERTIOLA,1996)

Foram considerados 25°C como diferencial mínimo de temperatura no *pinch-point*², e 50 °C como limite mínimo na diferença terminal entre os gases à entrada e o vapor superaquecido à saída do superaquecedor, limite este não alcançado para as duas situações de operação analisadas. Adota - se um *approach* de 5,3 °C no evaporador, para o ciclo STIG, e no ciclo Simples (sem injeção de vapor na turbina), faz - se necessário a introdução de dois *approachs*: 3,3 °C no evaporador e 5,8 °C no economizador de alta pressão.

Tabela B.1 Valores sugeridos para o *pinch e approach point*

	pinch	point (°C)	approach point(°C)
Tipo de evaporador	liso	aletado	
Temperatura de entrada do gás (°C)			
649 - 982	72 - 83	16,6 -33,3	22,2 - 38,9
399 - 649	44 - 72	5,5 -16,6	10 - 40

Fonte : GANAPATHY(1991)

¹ Approach - diferença de temperatura entre o ponto de saída dos economizadores e a de saturação da água

² O valor do *Pinch -point*, deve ser selecionado de tal forma que o evaporador tenha um tamanho razoável e que possibilite fácil manuseio e transporte em módulos. Se um valor muito pequeno for selecionado, grandes áreas de troca térmica serão requeridas. Se muito alto, a recuperação de energia não será satisfatória.

Tanto para o economizador de alta como no de baixa pressão, admitem - se efetividades de troca térmica constantes para ambas situações de operação.

ALLEN & KOVACIK(1984), propõem para uma caldeira de recuperação de gases de exaustão provenientes de turbinas a gás sem queima suplementar a consideração de uma efetividade (E) constante - da superfície de troca térmica no superaquecedor e no evaporador, para determinação da temperatura *pinch-point* :

$$Ef = \frac{T_6 - T_7}{T_6 - T_{46}} \cdot (100) \quad (119)$$

onde: T_6 , é a temperatura à entrada do superaquecedor; T_7 , a temperatura dos gases à saída do evaporador, e T_{46} a temperatura à saída do economizador de alta pressão, valor este próximo da temperatura de vaporização para a pressão à saída.

Os pontos referentes as temperaturas citadas são visualizados no gráfico da figura A. 4.

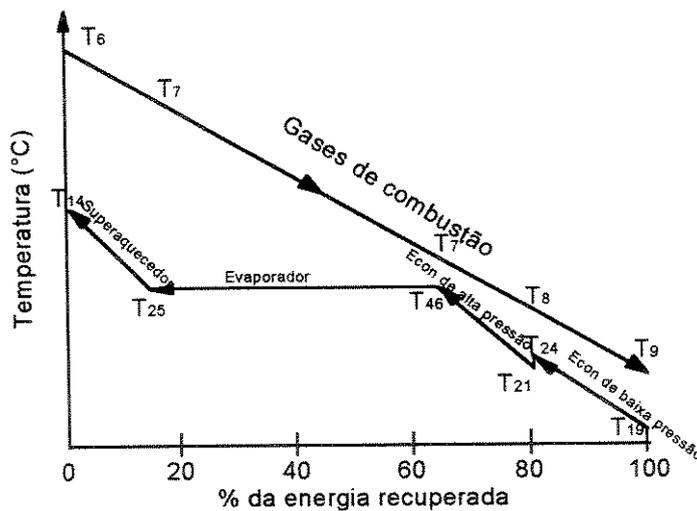


Figura B.1. Comportamento do perfil de temperaturas ao longo de uma caldeira de recuperação de um único nível de pressão.

Na exaustão dos gases de combustão pela chaminé, não há qualquer restrição imposta quanto ao limite mínimo de temperatura (T_9).

Como o gás natural não possui enxofre em sua composição, a condensação de vapores nas paredes da chaminé não apresenta grandes problemas relacionados a corrosão³.

A temperatura de saída dos gases no ponto 9, está diretamente relacionada com a temperatura da água de alimentação⁴ à entrada do economizador de baixa pressão. Quanto maior a taxa de injeção de vapor na turbina a gás, menor será a temperatura T_{19} e conseqüentemente, maior será a regeneração dos gases de combustão, em contraste com sistemas de potência baseados exclusivamente em turbinas a vapor, onde grande quantidade de água de alimentação previamente aquecida é desejado. (ALLEN & KOVACIK,1984).

Entretanto, a metodologia empregada na determinação das temperaturas, considera que as efetividades de troca térmica nos economizadores são constantes, para a determinação do diferencial mínimo do *pinch - point*. Pequenos ajustes (*approach*), respeitando-se as restrições impostas às temperaturas de saída, são requeridos de tal forma a evitar o problema de vaporização ao longo dos tubos. Normalmente as caldeiras de recuperação são concebidas para operarem em amplas faixas de carga, onde as variações de fluxo de vapor e gases de escape da turbina, oscilam de tal forma que dispositivos mecânicos e outros artificios são necessários para equilibrar a recuperação e disponibilidade de energia para geração de vapor. By - pass de gases de escape para a atmosfera à montante dos economizadores e inversão do fluxo de água nos tubos, configurando troca térmica concorrente, são algumas das medidas adotadas em projetos de caldeiras de recuperação, para evitar o problema de vaporização.

O balanço de massa e energia no queimador é dado por:

$$\dot{m}_5 + \dot{m}_{gn} = \dot{m}_6 \quad (120)$$

³ Entretanto, em países onde o inverno é mais rigoroso, esta temperatura(T_9) deve ser restringida em função do teor de umidade contida nos gases de escape e da temperatura do meio ambiente, de tal forma que evite a formação da pluma visível, fenômeno este, que pode ser confundido como fumaça. (BROWN & COHN,1981)

⁴ A temperatura adotada da água de reposição T_{26} igual a 14,1 °C é fornecida no estudo preliminar. Comparativamente não condiz com as temperaturas médias elevadas locais.

$$\dot{m}_5 cp_{gc} (T_{5r} - T_0) + \dot{m}_{gn} PCI = \dot{m}_6 cp_{gc} (T_6 - T_0) \quad (121)$$

onde:

m_6 e T_6 = são respectivamente, a vazão mássica de gases de combustão e a temperatura à entrada do superaquecedor,

m_{gn} = vazão mássica de gás natural necessário a queima suplementar e m_5 e T_{5r} , a vazão mássica,

m_5 e T_{5R} = são respectivamente, a vazão mássica de gases de escape da turbina e a temperatura à entrada do queimador.

A vazão de gás natural destinado a queima suplementar na caldeira de recuperação, é determinada através de uma solução iterativa, por meio de estimativas iniciais, visando inicialmente compor o calor específico dos gases de combustão, até que o valor admitido convirja para o calculado.

Para ambas as situações de operação é adotada esta metodologia, mesmo para a condição apresentada no fluxograma do estudo preliminar (ciclo STIG), pois, a temperatura de escape (T_{5r}) apresentada, não condiz, com os valores encontrados em vários artigos⁵ e com o determinado nos cálculos.

O balanço de energia no superaquecedor é dado por:

$$\dot{m}_6 cp_{gc} (T_6 - T_7) \cdot \eta_{term} = \dot{m}_{25} (h_{25} - h_{14}) \quad (122)$$

onde:

cp_{gc} = é o calor específico médio dos gases de combustão (kJ/kg K) entre T_6 e T_7 ,

m_6 = fluxo de gases quentes que flui ao longo da caldeira (kg/s);

m_{25} = fluxo mássico de vapor a ser superaquecido entre os pontos 25 e 14;

⁵ SAAD & CHENG (1996) apresentam uma simulação de operação de um ciclo CHENG empregando-se uma turbina LM 2500 PH ao nível do mar, com taxas de vapor de 0,14 Kg/Kg ar . As temperaturas de escape encontradas variam de acordo com a temperatura de entrada do ar no compressor: a 26,67°C a T_{5r} encontrada é de 478 ° C e a 15 °C, 460°C, coerente com o valor calculado de 463 °C, para T_1 igual a 21 °C

h_{25} e h_{14} = entalpias específicas dos pontos 25 e 14 respectivamente (kJ/kg).

O rendimento térmico (η_{term}) de cada subsistema foi ajustado de forma que as perdas de calor para o meio ambiente, através de irradiação e convecção, totalizasse 0,7 % da energia total introduzida na caldeira, segundo estimativa apresentada por MACCHI *et alii.* (1995).

Entre os pontos 25 e 14 adotou-se uma queda de pressão de 20 kPa para ambas situações de operação, valor este que somado as perdas decorrentes no evaporador(entre o ponto 25 e 46) e no economizador de alta pressão(entre o ponto 46 e 21), totalize 130 kPa.

Tabela B.2 Perdas de pressão admitidas na caldeira de recuperação - lado dos gases de combustão

Subsistema	$\Delta P/P$
Queimador suplementar *	4%
Superaquecedor †	28 %
Evaporador †	68 %
Economizador de alta †	10%
Economizador de baixa †	10%

Notas : * Perda de carga equivalente a 8 mm.c.a., segundo GANAPATHY(1991)

† Perdas de carga admitidas por MACCHI *et alii.*(1995).

No evaporador, os balanços de massa e de energia são dados por:

$$\dot{m}_{25} = \dot{m}_{46} - \dot{m}_{18} \quad (123)$$

$$\dot{m}_{46}h_{46} - \dot{m}_{18}h_{18} - \dot{m}_{25}h_{25} = \dot{m}_7cp_g(T_7 - T_{7'}) \cdot \eta_{term} \quad (124)$$

onde:

cp_{gc} = é o calor específico médio dos gases de combustão (kJ/kg K) entre T_8 e T_7 ,

\dot{m}_7 e T_7 = são respectivamente, a vazão mássica de gases de combustão(kg/s) e a temperatura à entrada do evaporador;

m_{18} e h_{18} = fluxo mássico de água de descarga de fundo do balão inferior do evaporador e a respectiva entalpia específica(kJ/kg);

m_{46} e h_{46} = fluxo mássico de água entra no evaporador, após o economizador de alta pressão e a respectiva entalpia específica(kJ/kg);

$\eta_{term} = 0,98$.

Os balanços de massa e energia no economizador de alta pressão são dados por:

$$\dot{m}_{46} = \dot{m}_{21} \quad (125)$$

$$\dot{m}_7 \cdot cp_{gc} (T_7 - T_8) \cdot \eta_{term} = \dot{m}_{46} (h_{46} - h_{21}) \quad (126)$$

onde:

cp_{gc} = é o calor específico médio dos gases de combustão (kJ/kg K) entre T_7 e T_8 ,

m_7 = fluxo de gases quentes que flui ao longo da caldeira (kg/s);

m_{21} e h_{21} = fluxo mássico de água que entra no economizador de alta pressão, proveniente da bomba de alimentação da caldeira e a respectiva entalpia específica(kJ/kg);

$\eta_{term} = 0,98$.

$\Delta P/P$ entre o ponto 21 e 46 = 90 kPa.

Os balanços de massa e energia no economizador de baixa pressão são dados por:

$$\dot{m}_{19} = \dot{m}_{24} \quad (127)$$

$$\dot{m}_{8c} \cdot cp_{gc} (T_8 - T_9) \cdot \eta_{term} = \dot{m}_{19} (h_{24} - h_{19}) \quad (128)$$

onde:

cp_{gc} = é o calor específico médio dos gases de combustão (kJ/kg K) entre T_8 e T_9 ,

m_8 = fluxo de gases de combustão que flui ao longo da caldeira (kg/s);

m_{19} e h_{24} = fluxo mássico de água que entra no economizador de baixa pressão, proveniente do trocador de calor *blowdown* e a respectiva entalpia específica(kJ/kg);

$$\eta_{term} = 0,99$$

$\Delta P/P$ entre o ponto 19 e = 30 kPa.

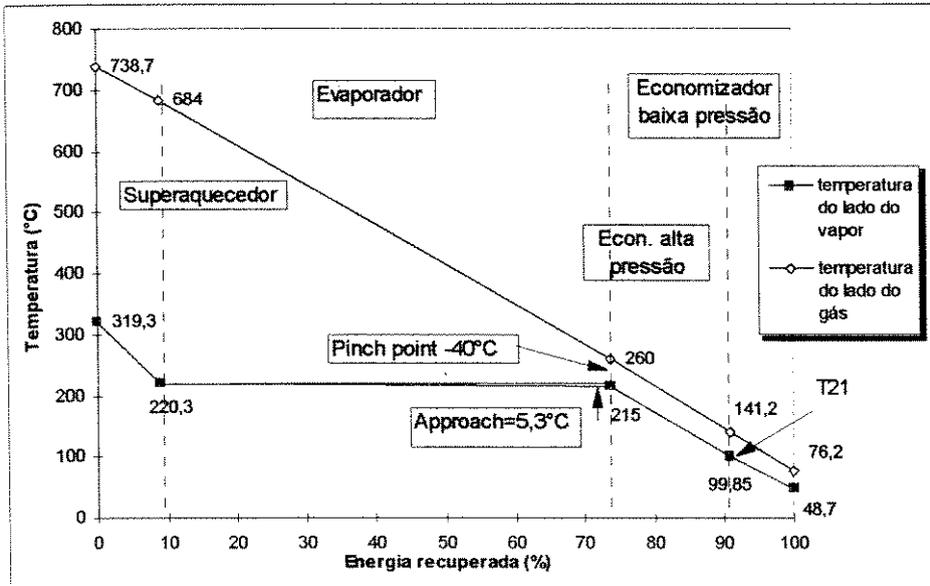


Figura B.2 Perfil de temperaturas na caldeira de recuperação para o modo de operação segundo o ciclo STIG .

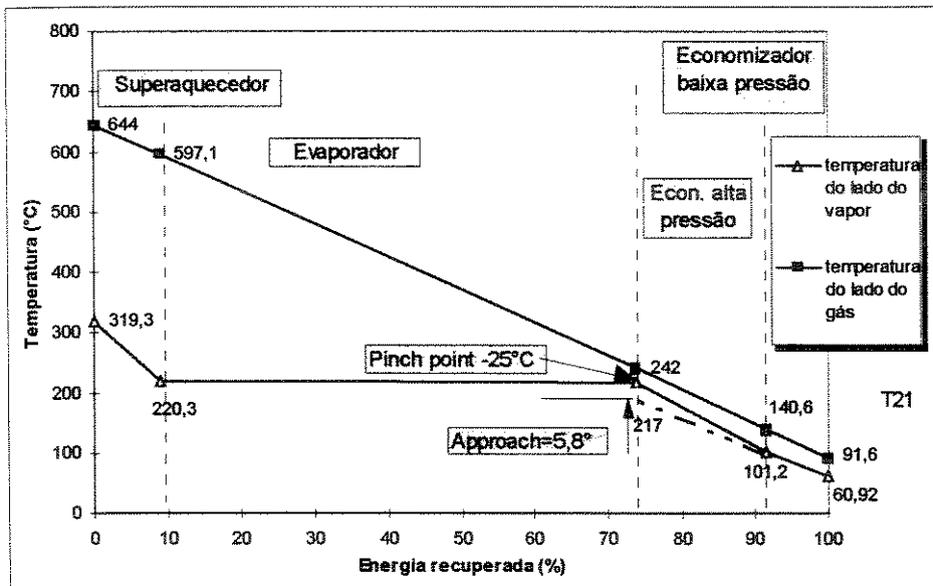


Figura B.3 Perfil de temperaturas na caldeira de recuperação para o modo de operação segundo o ciclo Simple (sem injeção de vapor na turbina a gás)

No desaerador os balanços de massa e energia são dados por:

$$\dot{m}_{24} + \dot{m}_{22} = \dot{m}_{20} \quad (129)$$

$$\eta_{term}(\dot{m}_{24}h_{24} + \dot{m}_{22}h_{22}) = \dot{m}_{20}h_{20} \quad (130)$$

onde:

\dot{m}_{20} e h_{20} = fluxo mássico de água que sai do desaerador e entra na bomba de alimentação da caldeira e supre o desuperaquecedor e a respectiva entalpia específica(kJ/kg);

\dot{m}_{22} e h_{22} = fluxo mássico de vapor de reevaporado proveniente do tanque *blowdown* e a respectiva entalpia específica(kJ/kg);

$\eta_{term} = 0,90$, que representa perdas de calor por irradiação e convecção para o meio ambiente através das paredes externas do desaerador, pequena perda de vapor despreendido através da válvula de alívio, massa esta não contabilizada no balanço; e da redução da entalpia devido a queda de pressão no processo de degaseificação.

A retirada de impurezas dissolvidas de maneira contínua através de purgas de fundo do balão inferior do evaporador, representado pelo fluxo 18, permite a regeneração da energia contida no aquecimento da água no desaerador, através de reevaporação no tanque *blowdown*. O balanço de massa e energia é dado por:

$$\dot{m}_{18} + \dot{m}_{22} = \dot{m}_{32} \quad (131)$$

$$(\dot{m}_{18}h_{18} + \dot{m}_{22}h_{22}) = \dot{m}_{32}h_{32} \quad (132)$$

onde:

\dot{m}_{32} e h_{32} = fluxo mássico de água que sai do tanque *blowdown* e que posteriormente é aproveitado no trocador de calor e a respectiva entalpia específica(kJ/kg);

\dot{m}_{22} e h_{22} = fluxo mássico de vapor de reevaporado proveniente do tanque *blowdown* e a respectiva entalpia específica(kJ/kg);

Desconsidera-se qualquer perda significativa de calor para o meio ambiente.

Após ser parcialmente evaporado, o fluxo 18 é purgado e ainda regenerado em uma trocador de calor casco e tubo, que pré - aquece a água de alimentação da caldeira.

O balanço de massa e energia no trocador de calor *blowdown* é dado por:

$$\dot{m}_{19} = \dot{m}_{31} \quad e \quad \dot{m}_{32} = \dot{m}_{33} \quad (133)$$

$$m_{31}(h_{19}' - h_{31}) = m_{32}(h_{32} - h_{33}) \quad (134)$$

onde:

\dot{m}_{31} e h_{31} = fluxo mássico de água proveniente da bomba de água desmineralizada e a respectiva entalpia específica(kJ/kg);

h_{31} = entalpia específica(kJ/kg) da água de aquecimento à jusante do trocador de calor que é descarregada no sistema de drenagem;

h_{19}' = entalpia específica(kJ/kg) da água que é aquecida à jusante do trocador de calor.

Perda de pressão($\Delta p/p$) do lado da água de alimentação da caldeira, 2 %. Do lado da água quente, a mesma é descarregada no sistema de drenagem a pressão atmosférica.

Para ambas situações de operação, admite-se que a efetividade de troca térmica no trocador de calor é constante.

No subsistema desuperaquecedor, compreendido pela válvula redutora e atemperador, admite-se escoamento isoentálpico entre os fluxos 15 e 39, com redução de pressão tal, que possibilite atingir a condição requerida pelo fluxo 17(vapor saturado).

Na válvula redutora, o balanço de massa e energia é dado por:

$$\dot{m}_{15} = \dot{m}_{39} \quad e \quad h_{15} = h_{39} \quad (135)$$

e no atemperador:

$$\dot{m}_{39} + \dot{m}_{23} = \dot{m}_{17} \quad (136)$$

$$\dot{m}_{39}h_{39} + \dot{m}_{23}h_{23} = \dot{m}_{17}h_{17} \quad (137)$$

onde:

m_{17} e h_{17} = fluxo mássico de vapor saturado que atende a demanda térmica do processo e a respectiva entalpia específica(kJ/kg);

m_{15} e h_{15} = fluxo mássico de vapor superaquecido que entra pela válvula redutora de pressão e a respectiva entalpia específica(kJ/kg).

E finalmente, as propriedades do fluxo 30 são determinadas segundo a vazão de vapor injetada na turbina a gás. O balanço de massa e energia é dado por :

$$\dot{m}_{29} + \dot{m}_{28} = \dot{m}_{30} \quad (138)$$

$$(\dot{m}_{29}h_{29} + \dot{m}_{28}h_{28}) = \dot{m}_{30}h_{30} \quad (139)$$

onde:

m_{29} e h_{29} = fluxo mássico de condensado de retorno de processo e a respectiva entalpia específica(kJ/kg);

m_{28} e h_{28} = fluxo mássico de água desmineralizada e a respectiva entalpia específica(kJ/kg).

m_{30} e h_{30} = fluxo mássico de água misturada a montante da bomba de água desmineralizada e a respectiva entalpia específica(kJ/kg).

Em relação as bombas centrífugas, as condições de operação (potências elétricas desenvolvidas e a pressão à saída) são extraídas segundo as curvas características de catálogos da KSB. Admite-se escoamento isoentrópico, para determinação das temperaturas a jusante.

B.2 Compressor de gás natural

O equacionamento do compressor, permite a determinação da temperatura do gás natural na descarga do compressor (T^*) e da potência consumida pelo processo de compressão. O gás natural é fornecido à unidade industrial na pressão de 897 kPa e comprimido a uma pressão necessária à injeção na câmara de combustão, pressão esta

equalizada a do fluxo 2 (ar comprimido). Esta pressão a jusante, deve ter um valor tal que possibilite o modulamento da pressão na válvula reguladora de vazão localizada imediatamente após o compressor. A temperatura a jusante da válvula reguladora de fluxo de gás natural T_{gn}^* é determinada segundo a expressão :

$$T_{gn}^* = T_{12} \cdot \left\{ 1 + \left\{ \frac{1}{\eta_{cgn}} \left[(rp)^{\frac{\gamma-1}{\gamma}} - 1 \right] \right\} \right\} \quad (140)$$

e a potência elétrica consumida (W_{45}):

$$W_{cgn} = \frac{m_{gn} \cdot c_p \cdot T_{12}}{\eta_{cgn}} \cdot \left\{ \left[(rp)^{\frac{\gamma}{\gamma-1}} \right] - 1 \right\} \quad (141)$$

onde :

W_{cgn} = potência elétrica consumida pelo compressor;

m_{gn} = vazão mássica de gás natural requerida pela turbina;

rp = relação de pressão entre a entrada do compressor e à saída da válvula reguladora de vazão;

η_{cgn} = eficiência politrópica, mecânica e elétrica do compressor, igual a 0,76

γ = relação do calor específico a pressão e a volume constante, ou expoente politrópico;

T_{12} = temperatura do gás natural à entrada do compressor;

T_{gn}^* = temperatura do gás natural à saída da válvula reguladora de vazão, determinada até a convergência entre o admitido e o calculado;

c_p = calor específico médio entre a temperatura T_{12} e T_{gn}^* .

Anexo C

Investimentos de capital e suposições econômico - financeiras

C.1 Introdução

Avaliar um sistema de cogeração requer a introdução de diversos fatores que não dependem exclusivamente da tecnologia utilizada e características de demanda, mas também de parâmetros econômicos. Taxas de interesse ou de desconto, preços de combustível, tarifas de venda de excedentes, vida útil, etc., são parâmetros relevantes que servem como dados de entrada, para a elaboração de uma análise de sensibilidade do investimento de capital, em termos de custos e tempo de retorno sobre o investimento (ROI).

Na avaliação econômica, enquadra - se a RMB, como o agente principal da atividade, onde todos os benefícios obtidos são revertidos para si, mesmo que seja possível a formação de modalidades de operação do tipo *turn - key* aberto: BOT, BOOT ou BLT.

C.2 Suposições para análise de sensibilidade econômica

C.2.1 Cronograma de investimentos

HU (1985), compara tecnologias e prazos de construção entre vários ciclos e relata um prazo de construção para um ciclo simples com caldeira de recuperação entre 8 meses e 2 anos. Para o sistema em análise, presume-se 18 meses para implantação, com 33% do investimento total no 1º ano de implantação e 66% no 2º.

C.2.2 Vida útil do investimento : 15 anos

A vida útil economicamente atrativa para a turbina LM 2500, segundo SAAD & CHENG (1996), situa-se em torno de 15 anos. Acima deste período, os custos com manutenção elevam-se consideravelmente. É o mesmo valor utilizado para a análise econômica de uma planta de potência idêntica, implantada em TAIWAN. Desconsideram-se valores residuais da planta no final da vida útil.

C.2.3 Taxa de desconto

Segundo LIMA(1997), gerente de engenharia da RMB, a taxa de desconto adotada para estudos desta natureza, é de 15 %. Como a cogeração não faz parte das atividades regulares da empresa, a taxa de desconto empregada é superior àquela requerida nos investimentos correntes, de 12 %.

C.2.4 Forma de depreciação

De acordo com a legislação brasileira, admite - se 10 anos para depreciação dos equipamentos. A legislação federal brasileira permite a depreciação acelerada, reduzindo-se o valor do imposto devido nos primeiros anos de operação, porém, uma empresa somente poderá adotar este tipo de depreciação, se for autorizada pela Receita Federal. WALTER (1994)

C.2.5 Custos de manutenção e estoque

Vários são os parâmetros para comparação entre os custos de manutenção de uma planta de cogeração. Estes custos representam uma considerável parcela do custo total de produção, e pode afetar sensivelmente a análise econômica. Segundo LARSON & WILLIAMS (1987), em termos relativos, estes custos podem situar em torno de 2 US\$/MWh para uma turbina LM5000. NOGUEIRA & CARVALHO (1996), estimam entre 1 e 3% dos custos totais de capital investido. Adota - se neste trabalho, 2 %. Acrescenta - se ainda, 2% de despesas referentes a estoque de peças de reposição.

C.2.6 Custos adicionais de mão de obra operacional

Ainda que seja um projeto de elevado nível de automação, o mesmo requer no mínimo 02 homens por turno de trabalho para supervisão técnica de todo o sistema de cogeração, com 3 turnos diários em regime de revezamento e mais 02 homens para substituição em períodos de férias e outras eventualidades.

Salário médio: US\$ 1.500,00 + 120% (encargos, férias, 13º) = US\$3.300,00/homem/mês

Custo anual : US \$ 3.300,00 x 12 meses x 8 homens = **US\$ 316.800,00/ano**

C.2.7 Regime de operação

A jornada anual é determinada segundo os prazos requeridos para manutenção e eventuais períodos de redução de processamento da RMB e por parte de terceiros.

Para o fator de capacidade (FC) apresentado, 0,92, a jornada disponível, excluindo - se o período de 40 horas de manutenção para a turbina a gás, situa-se em 8600 horas equivalentes a plena carga, segundo perfis de operação apresentado no item 2.5.1.

Portanto, na análise de sensibilidade, para efeito de obtenção das receitas, a RMB supostamente deve adquirir eletricidade da concessionária, em média 40 horas anuais.

C.2.8 Custo do combustível

Segundo informações do Departamento de Engenharia da RMB, o preço pago a distribuidora local, para o Nm³ de gás natural é US\$ 0,1035, sem a consideração de ICMS¹. Esta tarifa equivale a US\$ 2,06 /MMBTU.

C.2.9 Custo da água desmineralizada

O sistema de tratamento da água de alimentação da caldeira de recuperação, aproveita as instalações já existentes na unidade de Cabo - PE, utilizadas atualmente pelo

¹ O ICMS incidente sobre todos os energéticos usados para fins industriais produtivos, poderá ser creditado.

processo de produção e refinamento de *high maltose*, com o seguinte custo específico² : US\$ 0,22/m³. Como referência, segundo TORRES (1997), a COPENE pratica o preço de venda para as industriais instaladas no Pólo Petroquímico de Camaçari, de US\$ 1,08 /m³; base: Abril de 1997.

C.2.10 Impostos incidentes sobre a receita

Os impostos incidem sobre o faturamento bruto obtido com a venda de excedentes. Em conjunto, PIS, FINSOCIAL representam 2,65% da receita bruta. O Imposto de Renda é cobrado de forma progressiva, sendo: 30% sobre o lucro inferior a 90 mil US\$/ano, 35% entre a faixa de 90 mil a 180 mil US\$/ano e 40% sobre os lucros auferidos acima.

C.2.11 Tarifas elétricas de fornecimento

Segundo a estrutura tarifária brasileira, a eletricidade consumida atualmente pela empresa, na cidade de Cabo, PE, pertence ao subgrupo A3 (69 KV). A fatura mensal contabiliza duas parcelas que compõem o valor final: 50% demanda e 50% consumo.

Tabela C.1 Tarifa de energia elétrica para o subgrupo A3, horosazonal, sem ICMS

Energia elétrica	Demanda (US\$/kWh)	Consumo(US\$/MWh)
Na ponta ³ Azul	9,46	42,70
Fora de ponta Azul	2,58	29,11
Emergência (<i>back-up</i>)	27,47/ano	165,49

Nota: Tarifas vigentes a partir de 08/04/97. CPFL - Boletim de Tarifas de Fornecimento.

C.2.12 Estrutura tarifária adotada para venda de excedentes de eletricidade e vapor

A análise de sensibilidade econômica é realizada mediante a adoção de tarifas de venda de eletricidade e de vapor. Para que haja interesse na aquisição de eletricidade por

² Inclui-se os equipamentos, produtos químicos e resinas iônicas para desmineralização da água de serviço.

parte das empresas vizinhas, a tarifa de eletricidade deve ser ligeiramente menor que àquela praticada pela concessionária local. Para efeito de diferenciação entre o valor pago à concessionária e o valor de venda a terceiros, excluem - se os custos operacionais médios da tarifa praticada pela Eletronorte e CHESF, referência 1994, em torno de 20 % do custo total de geração (custo de capital, operacional e transmissão), segundo ALMEIDA *et alii.* (1997), de tal forma que torne o preço de venda atrativo. Não estão previstos custos referentes a utilização de linhas de transmissões estatais - *Wheeling*.

Portanto, a análise de sensibilidade, segundo a metodologia VAL, é realizada mediante a fixação de tarifas de venda de vapor em US\$/ton., e a variação da tarifa de eletricidade em US\$/MWh.

C.3 Investimentos de referência

A lista de equipamentos a seguir, esta apresentada de tal forma que seja possível a determinação dos custos exergoeconômicos dos fluxos de acordo com cada subsistema considerado.

Tabela C.2 Custos da turbina a gás GE LM 2500 PH, 22.8 MW nominal.

Subsistema	Valor (US\$) FOB	
Sistema de filtragem e umidificação de ar	200.000,00	§
Compressor de ar	2.500.000,00	§
Câmara de combustão	1.500.000,00	‡
Turbina de alta pressão	3.500.000,00	§
Turbina de potência	2.500.000,00	§
Total turbina a gás	10.200.000,00	†

Notas: † Valor proposto pela *Turbine Systems Engineering*.

‡ Valor médio apresentado por FARMER (1996), referente a troca de câmara de combustão convencional pelo sistema DLNOx. Somente equipamento.

§ Valores admitidos pelo autor.

³ Corresponde ao intervalo de 03 horas consecutivas, compreendido entre 17 e 22 horas, de segunda à sexta feira.

Tabela C.3 Custos do gerador de vapor (HRSO) com um nível de pressão, 22,5 bar.

Subsistema	Valor (US\$)FOB	
Queimador suplementar tipo <i>duct burner</i>	30.000,00	§
Superaquecedor	151.000,00	§
Evaporador	920.000,00	§
Economizador de alta pressão	200.000,00	§
Economizador de baixa pressão e chaminé	180.100,00	§
Desaerador	64.000,00	§
Desuperaquecedor	15.000,00	§
Bomba de Alimentação, 250 m.c.a, 75 m ³ /h, 175 HP	16.000,00	†
Tanque de reevaporação (blowdown)	18.000,00	§
Trocador de calor casco e tubo	20.000,00	§
Bomba de água desmineralizada, 65 m.c.a, 75 m ³ /h, 40 HP	9.000,00	†
Câmara de mistura de água	40.000,00	§
Bomba de retorno de condensado, 25 m.c.a, 38 m ³ /h, 6 HP	600,00	†
Bifurcação de água	0,00	#
Bifurcação de vapor superaquecido	0,00	#
Total caldeira de recuperação e periféricos	1.663.700,00	‡

Notas: † Orçamento Pró - Bombas Ind. e Com.

‡ Valor apresentado por SAAD & CHENG(1996) para uma caldeira de recuperação de 90 ton./h. Para uma caldeira de 60.5 MW o custo de aquisição, segundo metodologia apresentada por BEJAN *et alii.*(1996), é de US\$ 1.790.000,00, ano base 1992, segundo o índice de equipamento CE, da revista *Chemical Engineering*.

§ Valores determinados pelo autor, de acordo com experiência prática em orçamentos de vasos de pressão.

valores alocados para o montante total.

Há ainda um sistema de armazenamento e bombeamento, em regime *stand-by*, de óleo combustível tipo 2B para eventual necessidade na falta de gás natural ou manutenção da linha.

Tabela C.4 Custos do sistema *stand - by* de óleo combustível

Equipamento	Valor (US\$) FOB
<ul style="list-style-type: none"> • Tanque de armazenamento de óleo combustível 1000 m³ (12 m diam. x 9,75 m alt.), classificação óleo 2B ou destilado leve; • Tanque separador água/óleo e de drenagem; • Bomba de deslocamento positivo para bombeamento do óleo combustível do tanque separador até a injeção na câmara de combustão, 27,6 bar, 5,33 m³/h (5,17 ton./h). 	150.000,00

Serviços de engenharia, mão de obra para montagem e outros equipamentos diversos (tubulação de vapor, isolamento, pinturas, seguros, etc.) é apresentado por SAAD & CHENG (1996) para um sistema similar instalado em TAIWAN.

Tabela C.5 Despesas com engenharia e construção

	Valor (US\$) FOB
Engenharia	1.012.000,00
Miscelâneas & imprevistos	200.000,00
Transportes	350.000,00
Sistema de controle	2.000.000,00
Construção civil	850.000,00
<i>Start-up</i> & treinamento	250.000,00
Acessórios mecânicos	150.000,00
<i>Hardware</i>	500.000,00
Taxas diversas (bombeiros, prefeitura etc.)	200.000,00
Total	5.512.000,00

Os valores apresentados na tabela C.4 e C.5, são distribuídos proporcionalmente à contribuição de cada subsistema no investimento total.

Agregados estritamente ao sistema de geração de eletricidade, estão os custos dos equipamentos auxiliares.

Tabela C.6 Custos de equipamentos auxiliares utilizados na geração de eletricidade.

Subsistema	Valor (US\$)FOB
Compressor de gás natural, 350 HP, válvulas de controle de vazão etc.	151.700,00 §
Gerador elétrico 32,55 MVA, 13,8 KV, 60 Hz; transformador 20/26,6/33,3 MVA e demais equipamentos da subestação e ligação com a rede.	2.098.750,00 ‡

Notas : § Valor determinado segundo relações apresentadas por BEJAN et. Alii. (1996)

‡ Valor apresentado por SAAD & CHENG (1996)

C.4 Benefícios do sistema de cogeração em relação ao sistema atual

A receita bruta (RB) do sistema de cogeração, é obtida através da diferença entre a receita de venda de excedentes de eletricidade e vapor (RVE) e as despesas com

amortização de financiamento (DA), caso ocorra esta opção e no ano de sua incidência no fluxo de caixa. A equação da receita bruta (RB) fica:

$$RB = RVE - DA \quad (142)$$

A receita líquida (RL) é obtida descontando - se os impostos (IMP) da receita bruta (RB) :

$$RL = RB - IMP \quad (143)$$

E, finalmente, o benefício anual obtido (BEN) é determinado pelas expressão:

$$BEN = RL - DSG - DSC - DCE \quad (144)$$

onde: RL é a receita líquida; DSG, as despesas de combustível, operação e manutenção com os sistema de cogeração; DSC, as despesas com o sistema convencional⁴ (combustível e eletricidade comprada) e DCE, as despesas com eletricidade do sistema de cogeração (consumo de eletricidade em regime programado, de acordo com a tarifa emergencial) .

⁴ Em relação a despesa de combustível atual , a mesma é determinada mediante dados fornecidos pela RMB, para 02 caldeiras instaladas, segundo a eficiência média obtida no mês de Dezembro/96 de 83 %.

Apêndice

- **Tabela de propriedades termodinâmicas - ciclo Simplex**
- **Tabela de propriedades termodinâmicas - ciclo STIG**
- **Matrizes de determinação dos custos exergéticos**

FLUXO	Pressão (Kpa)	Temperatura (°C)	Vazão Mássica (Kg/s)	Energia Esp. (KJ/Kg)	Fluxo de Energia (KJ/s)	Energia Esp. (KJ/Kg)	Exergia Esp. (KJ/Kg)	Fluxo de Exergia (KJ/s)
0	94,4	25	61,59	25	1539,8	0	0	0,0
1	93,3	21,1	61,7	48,5	2992,5	-8,83	-8,83	-544,8
2	167,4	450	61,7	489,5	30202,2	418,52	418,52	25822,7
3	1624,6	1113	68,53	1612	110470,4	1087,7	1087,7	74540,1
4	544	809	68,53	1202	82373,1	676,5	676,5	46360,5
5	96,9	463	68,53	764	52356,9	231,8	231,8	15886,3
6	96,8	738,7	69,05	1124	77612,2	483,93	483,93	33415,4
7	96,6	684	69,05	1052	72640,6	433,2	433,2	29912,5
7	94,9	260	69,05	526,5	36354,8	115,02	115,02	7942,1
8	94,6	141,2	69,05	387	26722,4	63,01	63,01	4350,84
9	94,4	76,2	69,05	313	21612,7	46,12	46,12	3184,6
10	0	0	0	0,0	0,0	0,0	0,0	0,0
11	897	25	1,826	48023	87690,0	50486,2	50486,2	92187,8
12	897	25	1,301	48023	62477,9	50486,2	50486,2	65682,5
13	345	25	0,525	48023	25212,1	50352,04	50352,04	26434,8
14	2310	319,3	18,929	3060,2	57926,3	1575,1	1575,1	28815,1
15	2250	318,6	13,4	3060,2	41006,5	1572,8	1572,8	21075,5
16	2250	317	5,529	3060,2	16919,8	1572,8	1572,8	8696,0
17	1140	186,6	14,98	2781,9	41672,7	1384,4	1384,4	20438,7
18	2380	221	0,189	948,2	179,2	727,02	727,02	137,4
19	170	48,7	20,65	204,6	4212,6	530,2	530,2	10948,6
20	138	99,85	20,7	418,4	8660,9	561,6	561,6	11625,1
21	2440	100	19,12	420,8	8045,7	564,06	564,06	10784,8
22	138	109	0,042	2690,0	113,0	1060,54	1060,54	44,5
23	2440	100	1,579	420,8	664,4	564,06	564,06	890,7
24	140	107,9	20,65	452,4	9341,9	568,8	568,8	11745,7
25	2330	220,3	18,93	2802,0	53041,7	1460,7	1460,7	27651,1
26	345	14,1	10,26	59,6	611,4	529,2	529,2	5429,6
27	345	14,1	0,106	59,6	6,3	529,2	529,2	56,1
28	345	14,1	10,154	59,6	605,1	529,2	529,2	5373,5
29	345	81,1	10,48	339,5	3557,9	548,1009	548,1009	5744,1
30	94	48,2	20,65	201,9	4169,2	529,6	529,6	10936,2
31	646	48,4	20,65	203,2	4195,9	530,1	530,1	10946,6
32	138	109	0,148	456,6	67,6	571,54	571,54	84,6
33	94	69,1	0,148	289,2	42,8	540,9	540,9	80,1
34				0,0	80,5	80,5	80,5	80,5
35				0,0	15,0	15,0	15,0	15,0
36				0,0	4,0	4,0	4,0	4,0
37				0,0	25062,0	25062,0	25062,0	25062,0
38	897	25	0,525	48023,0	25212,1	50486,2	50486,2	26505,3
39	1140	305,9	13,4	2955,3	39801,0	1481,65	1481,65	19854,1
40	94,4	81,09	10,48	339,5	3557,9	547,8	547,8	5740,9
19'	633	48,7	20,65	204,4	4221,1	531,9	531,9	10983,7
41				104,9	27985	27985	27985	27985
42				0,0	24712,5	24712,5	24712,5	24712,5
43				104,9	27540,7	27540,7	27540,7	27540,7
44	2760	101	1,301	48197,1	62704,4	50664,3	50664,3	65914,3
45				0,0	250	250	250	250
46	2350	215	19,12	920,7	17603,8	715,6	715,6	13682,3

Propriedades Termodinâmicas- Ciclo Simples

FLUXO	Pressão (Kpa)	Temperatura (°C)	Vazão Mássica (Kg/s)	Energia Esp. (KJ/Kg)	Fluxo de Energia (KJ/s)	Exergia Esp. (KJ/Kg)	Fluxo de Exergia (KJ/s)
0	Ar	94,4	25	61,59	1539,8	0	0,0
1	Ar	93,3	21,1	61,7	2992,5	-8,83	-544,8
2	Ar pressurizado	1675	450	61,7	3020,2	418,52	25822,7
3	Gases de combustão -turbina	1624,6	1210	62,96	89447,9	1098,98	69191,8
4	Gases de combustão -turbina	486	850	62,96	60820,0	644,42	48572,7
5	Gases de combustão -turbina	96,9	516,6	62,96	36083,5	232,2	14619,3
6	Gases de combustão -caldeira	96,8	644	722,3	45627,7	336,02	21228,4
7	Gases de combustão -caldeira	96,6	597,1	63,17	42109,1	298,96	18885,3
7	Gases de combustão -caldeira	94,9	242	63,17	16613,7	73,12	4619,0
8	Gases de combustão -caldeira	94,6	140,6	63,17	9671,3	34,46	2176,8
9	Gases de combustão -caldeira	94,4	91,6	63,17	6456,0	22,79	1439,6
10	Óleo combustível	0	0	0	0,0	0	0,0
11	Gás natural	897	25	1,470	70593,8	50486,2	74214,7
12	Gás natural	897	25	1,26	60509,0	50486,2	63612,6
13	Gás natural	345	25	0,21	10084,8	50362,04	10573,9
14	Vapor superaquecido	2310	319,3	13,4	41006,5	1575,1	21106,3
15	Vapor superaquecido	2250	318,7	13,4	41006,5	1573,8	21088,9
16	Vapor superaquecido						
17	Vapor saturado	1140	188	14,98	41672,7	1365,1	20449,2
18	Água aquecida	2380	221	0,1344	127,4	727,02	97,7
19	Água aquecida	178	60,92	15,08	3851,3	536,2	8085,9
20	Água alimentação da caldeira	160	101,2	15,11	6408,0	562,8	8503,9
21	Água alimentação da caldeira	2440	102	13,53	5769,6	565,75	7654,6
22	Vapor saturado	138	109	0,03	80,7	1060,5	31,8
23	Água alimentação da caldeira	2440	102	1,579	673,3	565,75	893,3
24	Água aquecida	160	113,32	15,08	7167,5	573,9	8654,4
25	Vapor saturado	2330	220,3	13,4	37546,8	1460,8	19574,7
26	Água desmineralizada	345	14,1	4,706	280,4	528,98	2489,4
27	Água desmineralizada	345	14,1	0,106	6,3	528,98	56,1
28	Água desmineralizada	345	14,1	4,6	274,1	528,98	2433,3
29	Condensado	345	81,1	10,48	3657,9	547,7	5739,9
30	Condensado e água desmin.	141	60,69	15,08	3831,7	536,1	8084,4
31	Condensado e água desmin.	729,5	60,71	15,08	3840,9	536,7	8093,4
32	Água aquecida	138	109	0,104	47,5	571,5	59,4
33	Água aquecida	94	77,5	0,104	33,8	540,9	56,3
34	Potência elétrica			0	73,4		73,4
35	Potência elétrica			0	13,2		13,2
36	Potência elétrica			0	4,0		4,0
37	Potência elétrica			0	21737,0		21737,0
38	Gás natural	897	25	0,21	10084,8	50486,2	10602,1
39	Vapor superaquecido	1140	305	13,4	40989,1	1480,6	19840,0
40	Condensado	94,4	81,09	10,48	3557,9	547,4	5736,8
19	Água aquecida	714,9	60,92	15,08	3857,6	536,8	8094,9
41	Potência mecânica			0	27985		27985
42	Potência elétrica líquida			0	21412,8		21412,8
43	Potência mecânica líquida			0	23888,8		23888,8
44	Gás natural	2760	95,85	1,26	60706,8	50661,8	63833,9
45	Potência mecânica			0	233,6		233,6
46	Água aquecida	2350	217	13,53	12580,0587	719,75	9738,2

