

TESE

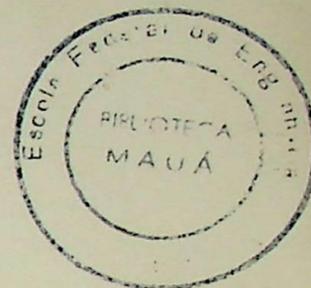
724

1-09-93

666a
121

ESCOLA FEDERAL DE ENGENHARIA DE ITAJUBÁ

DISSERTAÇÃO DE MESTRADO



"ANÁLISE TERMODINÂMICA APLICADA
À CENTRAL TERMOELÉTRICA DA
Cia SIDERÚRGICA DE TUBARÃO - CST"

JOÃO LUIZ MARCON DONATELLI

ORIENTADOR:

PROF. DR. LUIZ AUGUSTO HORTA NOGUEIRA

ITAJUBÁ

1993

EFEI / BIBLIOTECA

ESTE LIVRO DEVE SER DEVOLVIDO NA
ÚLTIMA DATA CARIMBADA.

CLASS. 536.001.8:621.311.23
CUT. D 666 a (0432)
TOMBO. 724

10/02/94	22/9/95	
25/02/94	06/11/95	
04/11/03/94	19/2/98	
25/3/94	09/11/96	
5/4/94	18/11/96	
25/4/94	09/09/97	
15/5/94	05-12-97	
23/5/94	23/10/98	
07/3/94	17/8/99	
20/07/94	20/6/2000	
18/08/94	21/10/2000	
25/8/94		
08/9/94	18/05/2001	
15/9/94	28/06/03	
11/10/94	14/12/2004	
27/10/94	14/6/2005	
9/12/94	27/8/2005	
26/12/94		
21/3/95		
30/3/95		
05/04/95		
04/09/95		

*À
minha esposa e amiga Maria Cândida
meus filhos André Luiz, Ana Cláudia e João Victor*



AGRADECIMENTOS

Ao Prof. Dr. Luiz Augusto Horta Nogueira, pela orientação segura e dedicação constante.

A todos os amigos, que de uma forma ou de outra, contribuíram para a realização deste trabalho.



RESUMO

Neste trabalho são realizadas análises termodinâmicas, considerando a Primeira e Segunda Leis da Termodinâmica concomitantemente, sendo a Segunda Lei aplicada através do método exerético, que se mostra muito eficiente no estudo do desempenho, separação das irreversibilidades e determinação das perdas nos ciclos de potência. Assim, analisa-se o ciclo de potência a vapor da central termoelétrica da Cia Siderúrgica de Tubarão - CST, que é composta por duas unidades idênticas, cada qual com uma caldeira modelo VU-50 da Mitsubishi de 250 t/h ($88 \text{ kgf/cm}^2 - 513 \text{ }^\circ\text{C}$), queimando basicamente gás de alto forno (GAF) e gás de coqueria (GCO), e um grupo turbina-gerador-soprador (TGS), montado num único eixo, de 66 MW de potência na turbina.

A caldeira é analisada separadamente, devido a grande importância relativa das irreversibilidades localizadas na mesma.

A influência da variação dos parâmetros típicos da combustão e da porcentagem de GCO na mistura GAF/GCO no desempenho do processo de combustão dos gases siderúrgicos é analisada através de um programa de simulação desenvolvido para essa finalidade. Neste programa, os fenômenos físico-químicos da combustão são considerados ocorrerem em etapas distintas.

Tratando-se da análise de uma planta de potência em fase de operação, torna-se de grande interesse prático a determinação da influência das alternativas e parâmetros operacionais no desempenho da mesma. Com esse objetivo foram desenvolvidos dois programas de simulação, um para a caldeira e outro para o bloco de condensação, considerando aqui como o conjunto Turbina-Condensador-Aquecedores de água de alimentação, que contemplam as principais flexibilidades operacionais.

ABSTRACT

In this work is realized thermodynamic analysis, considering the First and Second Laws of Thermodynamic. The Second Law is used through the exergetic method that is efficient at performance study, irreversibility separation and losses determination at power cycles. Then, the steam power cycle of power station from Tubarão Steel Works (CST) is analysed. This power station has two identical unity, each one with a Mitsubishi VU-50 model boiler producing 250 t/h of steam at 88 kgf/cm² and 513 °C, burning basically blast-furnace gas (BFG) and coke-oven gas (COG), and turbine-generator-blower (TGB) group at the same shaft. The turbine power output is 66 MW.

The boiler is analysed separated because of the relative importance of irreversibility situated at the boiler.

The influence from variation of combustion typic parameters and the COG concentration in the mixture BFG/COG at the performance of siderurgical gases combustion process is analysed through simulation program developed for this objective. At this program, the physical-chemical phenomenes of combustion are considered in distinct steps.

At the analyse of one power plant in operation fase, the determination operational alternative and parameter influence in power plant performance is interesting. With this objective, was developed two simulation programs, one for boiler and other for condensing group. This condensing group is composed by turbine, condenser and water heaters. The main operational flexibilities can be simulate at this programs.

CONTEÚDO

RESUMO	1
ABSTRACT	11
CONTEÚDO	111
SIMBOLOGIA	vii
LISTA DE TABELAS	xi
LISTA DE GRÁFICOS E ILUSTRAÇÕES	xii

	Pág.
CAPÍTULO 1 - INTRODUÇÃO	1
CAPÍTULO 2 - DESCRIÇÃO DO SISTEMA DE ENERGIA DA CST	5
2.1 - Introdução	5
2.2 - O Processo Siderúrgico	6
2.3 - Distribuição de Combustíveis	11
2.4 - Energia Elétrica	14
2.5 - Oxigênio, Nitrogênio e Ar Comprimido	16
2.6 - Sistema de Águas	19
2.7 - Vapor de Processo	20
2.8 - Central Termoelétrica	22
CAPÍTULO 3 - FUNDAMENTOS DE TERMODINÂMICA	35
3.1 - Histórico	35
3.2 - Conceitos de Termodinâmica	39
3.2.1 - Conceitos básicos	39
3.2.2 - Primeira e Segunda Leis da Termodinâmica	42
3.2.3 - Geração de entropia	49
3.2.4 - Reversibilidade, irreversibilidade e disponibilidade	51
3.3 - Exergia	52
3.3.1 - Definições	53
3.3.2 - Estados de referência	56
3.3.3 - Equações exergéticas	58
3.3.3.1 - Exergia termo-mecânica	59
3.3.3.2 - Exergia química	60

3.3.3.3 - Balanço de exergia para um volume de controle	60
3.3.3.4 - Exergia química padrão	61
3.4 - Métodos de Análise Termodinâmica	64
3.4.1 - Descrição de alguns métodos	64
3.4.2 - Critérios de desempenho	67
3.5 - Análise Exergética de Alguns Processos Elementares	71
3.5.1 - Estrangulamento	71
3.5.2 - Expansão através de turbinas	72
3.5.3 - Mistura de fluidos	74
3.5.4 - Transferência de calor	76
CAPÍTULO 4 - ANÁLISE EXERGÉTICA DA COMBUSTÃO DE GASES SIDERÚRGICOS	79
4.1 - Introdução	79
4.2 - Origem dos Gases no Processo Siderúrgico	79
4.3 - Mistura de Gases	80
4.3.1 - Composição	80
4.3.2 - Poder calorífico	83
4.3.3 - Massa específica	83
4.3.4 - Calor específico e entalpia	84
4.3.5 - Entropia	85
4.3.6 - Exergia	87
4.4 - Combustão	89
4.4.1 - Fórmula representativa do combustível	90
4.4.2 - Ar de combustão	90
4.4.3 - Equações generalizadas	92
4.4.4 - Gases de combustão	93
4.4.5 - Temperatura adiabática	94
4.4.6 - Temperatura do ponto de orvalho ácido dos gases de combustão	94
4.5 - Sistema Analisado	96
4.5.1 - Considerações fundamentais no programa SIMCOMB	97
4.5.2 - Descrição funcional do programa SIMCOMB	99
4.6 - Resultados, Comentários e Conclusões	102

4.6.1 - Porcentagem de GCO na mistura GAF/GCO	104
4.6.2 - Excesso de ar na combustão	105
4.6.3 - Umidade relativa do ar atmosférico	106
4.6.4 - Enriquecimento do ar de combustão	106
4.6.5 - Pré-aquecimento do ar de combustão	108
4.6.6 - Pré-aquecimento do combustível	110
CAPÍTULO 5 - MODELAGEM TERMODINÂMICA DO CICLO DE POTÊNCIA	111
5.1 - Introdução	111
5.2 - Caldeira	113
5.2.1 - Controle da pressão	116
5.2.2 - Controle da temperatura	116
5.2.3 - Transferência de calor	117
5.2.4 - Considerações fundamentais	119
5.2.5 - Programa de simulação	123
5.3 - Bloco de Condensação	124
5.3.1 - Considerações fundamentais	128
5.3.2 - Programa de simulação	147
CAPÍTULO 6 - RESULTADOS E DISCUSSÃO	150
6.1 - Casos Básicos	150
6.1.1 - Análise do ciclo	150
6.1.2 - Análise da caldeira	151
6.2 - Alternativas Operacionais	160
6.2.1 - Caldeira	160
6.2.1.1 - Excesso de ar na combustão	161
6.2.1.2 - Porcentagem de GCO no "mix" de combustível	161
6.2.1.3 - Carga na caldeira	163
6.2.1.4 - Taxa de recirculação dos gases de combustão	165
6.2.1.5 - Pré-aquecimento do GAF	166
6.2.2 - Bloco de condensação	169
6.2.2.1 - Pressão e temperatura no CBP	170
6.2.2.2 - Vapor recebido do CDQ	171
6.2.2.3 - Vapor enviado para processo	173

6.2.2.4 - Vazão de água do mar no condensador	175
6.2.2.5 - Temperatura da água do mar	177
CAPÍTULO 7 - CONCLUSÕES	178
APÊNDICE A - FLUXOGRAMAS FUNCIONAIS DOS PROGRAMAS DE SIMULAÇÃO	183
APÊNDICE B - RESUMO DOS RESULTADOS DOS PROGRAMAS DE SIMULAÇÃO	192
APÊNDICE C - RESULTADOS DO TESTE DE DESEMPENHO REALIZADO NA UNIDADE Nº2 DA CTE/CST	205
BIBLIOGRAFIA	216

SIMBOLOGIA

Caracteres Latinos

A	área de uma superfície
ΔG_{fo}	variação da energia livre de Gibbs
C_c	coeficiente de correção quanto a carga
C_l	coeficiente de correção quanto ao grau de limpeza
C_m	coeficiente de correção quanto ao material
C_p	calor específico à pressão constante
C_t	coeficiente de correção quanto a temperatura
d_e	diâmetro externo
DTAD	diferença de temperatura de acesso do dreno
DTT	diferença de temperatura terminal
DTML	diferença de temperatura média logarítmica
Ex	exergia
ex	exergia específica
Exq	exergia química
exq	exergia química específica
Ex _{tm}	exergia termo-mecânica
ex _{tm}	exergia termo-mecânica específica
g	aceleração da gravidade
\bar{g}_{fo}	energia livre de formação de Gibbs em base molar na condição ambiente
h	entalpia
I	destruição de exergia
\dot{I}	taxa de destruição de exergia
K	constante isoentrópica de um gás, definida como a razão entre calor específico a pressão constante e a volume constante
k	constantes nas equações
M	massa molecular
\dot{m}	vazão mássica
m_k	massa do componente K
NC_i	número de átomos de carbono no gás i
NH_i	número de átomos de hidrogênio no gás i
N_{ki}	número de moles do componente i
NN_i	número de átomos de nitrogênio no gás i

NO_i	número de átomos de oxigênio no gás i
NS_i	número de átomos de enxofre no gás i
P	pressão
PC	poder calorífico
PCI	poder calorífico inferior
PCS	poder calorífico superior
\dot{Q}	Fluxo de calor
R	constante de um gás ou de uma mistura de gases
S	entropia
s	entropia específica
T	temperatura
t	tempo
U	coeficiente global de transferência de calor
U	energia interna
u	energia interna específica
v	volume específico
V	velocidade ou volume
x	título do vapor
\dot{W}	fluxo de trabalho
Z	cota em relação a uma referência

Caracteres Gregos

α	excesso de ar na combustão
β	porcentagem de SO_2 transformado em SO_3
χ_k	fração molar de um gás K numa mistura
χ_{iGAC}	fração molar do gás i no GAC
χ_{iGAF}	fração molar do gás i no GAF
χ_{iGCO}	fração molar no gás i no GCO
ϵ	rendimento exergético ou efetividade de trocador de calor ou emissividade combinada
ϕ	umidade relativa do ar atmosférico
γ_k	fração volumétrica do gás K numa mistura
η	rendimento energético
η_c	fator de Carnot
η_{isent}	rendimento isentrópico

ψ	frações volumétricas de GAF, GCO e GAC no "mix" de combustível
λ_k	fração mássica do gás k numa mistura
π	taxa de enriquecimento do ar de combustão
ρ	massa específica
Ω_{CH_4}	fração molar do CH_4 numa mistura formada pelo CO , H_2 e CH_4 presentes no "mix" de combustível
Ω_{CO}	fração molar do CO numa mistura formada pelo CO , H_2 e CH_4 presentes no "mix" de combustível
Ω_{H_2}	fração molar do H_2 numa mistura formada pelo CO , H_2 e CH_4 presentes no "mix" de combustível

Índices Inferiores

ad.	adiabático
ad.ch.	adiabática de chama
ae	água na entrada
ar	ar de combustão
as	água na saída
aux	auxíliar
bs	referente a base seca
bt	banco de tubos
bu	referente a base úmida
C	Carnot, cinética, condensador e condensado
comb.	combinado
e	entrada/externo
f	fornalha ou formação
fech.	fechado
i	i-ésimo ponto
isent.	isentrópico
K	componente de uma mistura de gases
máx.	máximo
meio amb.	meio ambiente
min.	mínimo
o	referente ao meio ambiente
orv.	referente ao ponto de orvalho

P	potencial, referente a estado de referência padrão ou parede	
prod.	produtos da combustão	Pág.
q	química	12
rev.	reversível	13
s	saída	13
sat.	referente a condição de saturação	15
sist.	sistema	22
tm	termo-mecânica	23
v	vapor	31
vc	volume de controle	31

Índices Superiores

o	referente ao meio ambiente	42
prod.	produtos da combustão	50
-	em base molar	50
*	referente a um ponto de operação (ou projeto)	62
1.1	dados de algumas substâncias	61
1.2	calor específico a pressão constante (Cp-f(T))	65
1.3	composição do ar de combustão	71
2.1	dados de caldeira p. 2 da CIE/CST referente a um ponto de operação utilizado como base de modelagem termodinâmica das caldeiras	112
2.1	parâmetros, fluxos de energia, destruição de energia e rendimentos exergéticos dos pontos e componentes do ciclo de figura 2.1	122
2.2	fluxos de energia e exergia e irreversibilidades na caldeira	154
2.3	índices e parâmetros levantados para a caldeira	159
3.1	resumo dos resultados do programa de simulação SINGOM	192
3.2	resumo dos resultados do programa de simulação SINGALD	199
3.3	resumo dos resultados do programa de simulação SINGILO	204

LISTA DE TABELAS

Tabela	Pág.
2.1 - principais unidades operacionais	12
2.2 - principais equipamentos do sistema de distribuição de combustíveis	13
2.3 - principais equipamentos do fracionamento de ar	18
2.4 - características dos principais equipamentos da CTE/CST	25
2.5 - desempenho da caldeira em função do "mix" de combustível (previsão do fabricante - MHI)	31
2.6 - instrumentação existente na unidade nº1 da CTE	32
3.1 - evolução histórica da 2ª Lei da Termodinâmica	35
3.2 - características das energias ordenada e desordenada	42
3.3 - comparação das características energia x exergia	56
3.4 - pressões médias convencionadas por Szargut [3] de algumas espécies gasosas e exergia química padrão a 298.15 K e 101.235 Kpa	62
4.1 - dados de algumas substâncias	81
4.2 - calor específico a pressão constante ($C_p=f(T)$)	85
4.3 - composição do ar de combustão	91
5.1 - dados da caldeira nº 2 da CTE/CST referente a um ponto de operação utilizados como base na modelagem termodinâmica das caldeiras	114
6.1 - parâmetros, fluxos de exergia, destruição de exergia e rendimentos exergeticos dos pontos e componentes do ciclo da Figura 6.1	152
6.2 - fluxo de energia e exergia e irreversibilidades na caldeira	154
6.3 - índices e parâmetros levantados para a caldeira	159
B.1 - resumo dos resultados do programa de simulação SIMCOMB	192
B.2 - resumo dos resultados do programa de simulação SIMCALD	199
B.3 - resumo dos resultados do programa de simulação SIMCICLO	204

LISTA DE GRÁFICOS E ILUSTRAÇÕES

Figura	Pág.
2.1 - localização da CST	6
2.2 - lay-out geral da usina	7
2.3 - fluxograma do processo siderúrgico da CST	8
2.4 - fluxograma do processo CDQ	9
2.5 - fluxo de materiais na produção do aço na CST	10
2.6 - fluxo de energia na produção de aço na CST	11
2.7 - esquema de distribuição de gases siderúrgicos na CST	14
2.8 - esquema de estocagem e distribuição de alcatrão na CST	15
2.9 - esquema de distribuição elétrica na CST	17
2.10 - ciclo de fracionamento do ar	19
2.11 - sistema de vapor de processo	21
2.12 - fluxograma do processo na CTE/CST	23
2.13 - desenho da turbina de condensação com 4 extrações, utilizada na CTE/CST	24
2.14 - desenho esquemático da caldeira CTE/CST	30
2.15 - disposição das 2 caldeiras da CTE/CST	30
3.1 - volume de controle para elaboração do balanço de exergia	61
3.2 - esquema para cálculo de exergia química com a separação da exergia química padrão	63
3.3 - processo de estrangulamento numa válvula redutora de pressão	71
3.4 - processo de expansão de vapor d'água numa turbina	73
3.5 - esquema de processo de dessuperaquecimento	75
3.6 - aquecedor de água de alimentação num ciclo de potência a vapor regenerativo	76
4.1 - variação do PCI em função da temperatura, considerando os gases saturados de água	84
4.2 - sistema de combustão idealizado para o programa SIMCOMB	97
4.3 - volume de controle referente a denominação "combustão propriamente dita" no programa SIMCOMB	99

Figura	Pág.
4.4 - impressão dos dados e propriedades dos combustíveis (GAF/GCO/GAC) no SIMCOMB	103
4.5 - impressão da planilha de resultados no SIMCOMB	103
4.6 - comportamento exergetico da combustão em função da quantidade de GCO na mistura GAF/GCO	104
4.7 - desempenho exergetico da combustão em função do excesso de ar na combustão	105
4.8 - comportamento exergetico da combustão em função do enriquecimento do ar de combustão	107
4.9 - desempenho exergetico da combustão em função do pré-aquecimento do ar de combustão	108
4.10 - desempenho exergetico da combustão em função do pré-aquecimento do combustível	109
5.1 - esquema detalhado da caldeira	115
5.2 - desenho esquemático para o cálculo da combustão	120
5.3 - impressão de dados e resultados do programa SIMCALD	125
5.4 - esquema básico do bloco de condensação	127
5.5 - desenho esquemático do condensador	136
5.6 - esquema dos aquecedores de água de alimentação de superfície	144
5.7 - saída típica do programa SIMCICLO	148
6.1 - esquema simplificado da unidade Nº 1 da CTE/CST	150
6.2 - diagrama de Grassman (fluxos de exergia e irreversibilidades do ciclo)	153
6.3 - diagrama de Sankey (fluxo de energia do ciclo)	153
6.4 - diagrama de Sankey (da caldeira)	155
6.5 - aporte de energia na caldeira	156
6.6 - variação da temperatura dos gases e da água na caldeira	157
6.7 - diagrama de Grassmann (fluxo de exergia e irreversibilidades da caldeira)	158
6.8 - aporte de exergia na caldeira	158
6.9 - desempenho da caldeira em função do excesso de ar na combustão	162
6.10 - desempenho da caldeira em função da participação do GCO no "mix" de combustível	164

Figura		Pág.
6.11	- desempenho da caldeira em função da carga	166
6.12	- desempenho da caldeira em função da taxa de recirculação dos gases de combustão	167
6.13	- desempenho da caldeira em função do pré-aquecimento do GAF utilizando-se os gases de combustão	168
6.14	- desempenho do bloco de condensação em função da pressão e temperatura no CBP	170
6.15	- desempenho do bloco de condensação em função do recebimento de vapor do CDQ	172
6.16	- desempenho do bloco de condensação em função do envio de vapor para o processo	174
6.17	- desempenho do bloco de condensação em função da vazão de água do mar no condensador	176
6.18	- desempenho do bloco de condensação em função da temperatura da água do mar	178
A.1	- fluxograma funcional do programa de simulação SIMCOMB	183
A.2	- fluxograma funcional do programa de simulação SIMCALD	188
A.3	- fluxograma funcional do programa de simulação SIMCICLO	190

CAPÍTULO 1 - INTRODUÇÃO



1

Engenheiros e cientistas tem estudado muitos aspectos da obtenção de energia a partir dos recursos naturais e na utilização racional da mesma pela humanidade. Neste sentido, tem-se efetuado muitas pesquisas e desenvolvimentos para melhorar a eficiência dos processos de conversão de energia e se obtido avanços nas chamadas técnicas de conservação de energia.

A eficiência na utilização da energia pode ser incrementada, muitas vezes, sem o emprego de análises laboriosas; mas sómente através de um gerenciamento eficaz e um bom sistema de monitoramento e eliminação de perdas desnecessárias de energia. No entanto, como as plantas industriais tornam-se cada vez mais complexas, assim como a concorrência mais acirrada, faz-se necessário utilizar métodos de análise termoeconômica mais completos, indo além da simples contabilidade de energia, para auxiliar a tomada de decisões nas indústrias [1]. Portanto, no que tange à termodinâmica como ciência a sua aplicação efetiva na indústria é essencial, pois os métodos de análise termodinâmicos são as ferramentas para compreender e melhorar os processos energéticos. Contudo, os engenheiros termodinamicistas enfrentam o desafio de utilizar a análise termodinâmica de forma prática e, de igual importância, apresentar os resultados de maneira organizada e compreensível para "convencer a gerência a agir ao invés de ridicularizar", como afirma Kenney [2].

De acordo com a 1ª Lei da Termodinâmica a energia não pode ser destruída em nenhum equipamento ou processo. Assim, a idéia de que "alguma coisa" pode ser destruída é útil. Essa alguma coisa tem sido chamada de exergia. Esse ponto de vista constitui essencialmente a 2ª Lei da Termodinâmica. Considerando que as análises de 1ª Lei são mais familiares aos engenheiros, não é interessante substituir a análise de 1ª Lei pela de 2ª Lei, e sim realizar concomitantemente análises energética e exergética dos equipamentos e plantas.

O método exergético de análise termodinâmica, que leva em conta a 2ª Lei da Termodinâmica, é o adotado neste trabalho.

Esse método tem como principal propósito detectar e avaliar quantitativamente as causas das imperfeições termodinâmicas dos processos térmicos e químicos [3]. No entanto, a abordagem termodinâmica não elide nem substitui a análise econômica financeira, mas sim a antecede e fundamenta. Neste sentido, os resultados aqui obtidos sinalizam possibilidades de melhoria e merecem ser avaliados em seus outros aspectos.

Assim, a análise termodinâmica, com base na 1ª e 2ª Leis da Termodinâmica, é uma ferramenta importante e de crescente difusão na área de sistemas térmicos de potência, permitindo a redução de perdas e a otimização do projeto e da operação. Em anos recentes vem sendo publicados diversos trabalhos aplicando este tipo de análise à centrais termoelétricas, inclusive em plantas brasileiras [4,5]. No entanto, a expressiva maioria destes trabalhos refere-se a estudos paramétricos ou em um ponto de operação, geralmente o ponto de projeto. Considerando os requisitos de detalhamento de configurações reais, são oportunos estudos fora do ponto de projeto, verificando a sensibilidade do desempenho à variação de parâmetros operacionais. Neste último caso, são necessários dados do comportamento do sistema em várias situações, que podem ser obtidos por testes e ensaios, com custo elevado, ou através de modelos de simulação, que é o método adotado neste trabalho.

A maioria dos trabalhos que faz uma abordagem de 2ª Lei da Termodinâmica em ciclos de potência a vapor, trata a caldeira como um único volume de controle, embora indique-na como o ponto de maior irreversibilidade no ciclo [4,5]. Neste trabalho, tendo em conta esta maior importância relativa da caldeira, estuda-se a mesma em detalhe através de análises energética e exérgica.

Este trabalho tem como motivação básica a necessidade de compreender, modelar e simular ciclos e equipamentos de centrais de potência a vapor, particularmente aqueles associados à Cia Siderúrgica de Tubarão - CST.

Com este objetivo e considerando sempre o contexto da CST, este trabalho se desenvolve em seis capítulos e três apêndices. No Capítulo 2 é descrito todo o sistema de energia da CST, posicionando claramente a central termoelétrica (CTE) no contexto da usina e fornecendo as principais características

dos equipamentos da CTE e das outras unidades operacionais do sistema de energia (Utilidades) e da usina. Este capítulo auxilia a compreender o contexto estudado e apresenta a terminologia das instalações.

No Capítulo 3 apresenta-se a evolução histórica da 2ª Lei da Termodinâmica, os fundamentos termodinâmicos da exergia, as equações utilizadas neste trabalho e a descrição do método exergético. Como exemplo, no final do capítulo, são realizadas as análises energética e exergética de alguns processos elementares.

No Capítulo 4 desenvolve-se a análise exergética da combustão dos gases siderúrgicos simulando o desempenho da mesma em função de fatores tais como excesso, enriquecimento e temperatura do ar de combustão, porcentagem de gás de coqueria (GCO) no "mix" de combustível, temperatura do combustível e umidade relativa do ar atmosférico. Os resultados são apresentados e discutidos no corpo deste capítulo.

O próximo capítulo é dedicado a descrição da modelagem termodinâmica da caldeira e do bloco de condensação, tomando como base para determinar as características dos equipamentos os dados de um ponto operacional típico da unidade nº 2 da CTE/CST. Também são apresentados neste capítulo os programas de simulação, desenvolvidos a partir desta modelagem, da caldeira e do bloco de condensação. Os resultados destes desenvolvimentos são apresentados e discutidos no Capítulo 6.

Os resultados de uma análise energética e exergética da unidade nº1 e da caldeira nº2 da CTE/CST são apresentados e discutidos no item 6.1, enquanto no item 6.2 são analisadas as variações de desempenho da caldeira e do bloco de condensação em função dos principais parâmetros operacionais.

No último capítulo são feitas algumas conclusões básicas e apresentadas algumas sugestões para tornar mais racional o uso da energia, não só na central termoelétrica como uma unidade isolada, mas em toda a usina, inclusive estendendo o sistema para fora da mesma.

Finalmente, nos apêndices são fornecidos os fluxogramas funcionais dos programas de simulação da combustão, da caldeira e do bloco de condensação, um resumo, em forma de tabelas, dos principais resultados obtidos a partir dos programas de

simulação e os dados de um ponto de operação da unidade nº2 da CTE/CST, baseado nos quais elaborou-se a modelagem da caldeira e do bloco de condensação descrita no Capítulo 5.

2.1 - Introdução

Neste capítulo, busca-se descrever o sistema de energia de CST e suas interações com o processo, dando ênfase à Central Termoeletrônica (CTE), objeto de estudo deste trabalho. Todavia, antes de descrever o sistema de energia, apresenta-se de forma sucinta a empresa e seu processo siderúrgico.

A CST é uma empresa multinacional constituída em 11 de Junho de 1973, originalmente através da combinação de grupos corporativos do Brasil (Siderurgos Brasileira S.A. - SIBRAHU), Japão (Nippon Steel Corporation) e Itália (Industria Finanziaria Siderurgia Tisa - Finisider), em proporção acionária de 50, 24,5 e 24,5 %, respectivamente. A empresa possui o capital de 14 bilhões de dólares, capital de risco de 5 bilhões de dólares, conforme a Figura 2.1, e possui um patrimônio líquido de 7 bilhões de dólares, sendo que a empresa possui atualmente unidades operacionais, localizadas na Figura 2.2.

A planta, projetada para um produto líquido de 2 milhões de toneladas anuais de produto em um shift 24 horas, começou a operar em 30 de novembro de 1973. O processo desta planta é muito semelhante ao da Fase II, mas os projetos são totalmente diferentes de tecnologia tanto de reatores a gás, como de equipamentos na Figura 2.3. Entretanto, o layout construtivo de II, previsto para a Fase I, ainda não foi realizado.

A produção de aço é caracterizada pela principal demanda de consumo de energia no setor industrial, sendo representado no Brasil, em 1970, 17% do total consumido, e 14% do consumo total de energia (2). Além disso, tem-se de se notar que a energia elétrica tem grande importância no custo final do aço, geralmente a energia elétrica representa 10% do custo total de produção de energia no processo de produção de aço. Portanto, a energia elétrica tem grande importância no custo final do aço, sendo que a energia elétrica representa 10% do custo total de produção de energia no processo de produção de aço. Portanto, a energia elétrica tem grande importância no custo final do aço, sendo que a energia elétrica representa 10% do custo total de produção de energia no processo de produção de aço.

CAPÍTULO 2 - DESCRIÇÃO DO SISTEMA DE ENERGIA DA CST

2.1 - Introdução

Neste capítulo, busca-se descrever o sistema de energia da CST e suas interações com o processo, dando ênfase à Central Termoelétrica (CTE), objeto de estudo deste trabalho. Todavia, antes de descrever o sistema de energia, apresenta-se de forma sucinta a empresa e seu processo siderúrgico.

A CST é uma empresa trinacional constituída em 11 de junho de 1976; originalmente através da associação de grupos empresariais do Brasil (Siderurgia Brasileira S.A. - SIDERBRÁS), Japão (Kawasaki Steel Corporation) e Itália (Società Finanziaria Siderurgia P.Az - Finsider), com participação acionária de 51, 24,5 e 24,5 %, respectivamente. Está localizada a cerca de 14 Km da cidade de Vitória, capital do Estado do Espírito Santo, conforme a Figura 2.1, e ocupa uma área superior a 7 milhões de m², onde estão dispostas suas principais unidades operacionais, apresentadas na Figura 2.2.

A usina, projetada para uma produção nominal de 3 milhões de toneladas anuais de placas em sua Fase I, está operando desde 30 de novembro de 1983. O processo desta Fase I, assim como o da Fase II, onde se alcançará uma produção de 6 milhões de toneladas anuais de laminados a quente, está esquematizado na Figura 2.3. Entretanto, o lingotamento contínuo N^o 1, previsto para a Fase I, ainda não foi instalado.

A produção de aço é responsável pela principal parcela do consumo de energia no setor industrial, tendo representado no Brasil, em 1988, 25% deste consumo, e 11% do consumo total de energia [6]. Além disso, levando-se em conta que a energia significa uma parcela importante no custo final do aço, geralmente, é atrativo aperfeiçoar o sistema de energia numa usina siderúrgica. Masuda [7], classifica as medidas de economia de energia na produção de aço em "medidas energéticas" e "medidas energísticas". Entre as primeiras constam controle de combustão, melhoria de rendimento de caldeiras, etc; e as últimas incluem as mudanças no processo visando racionalizar o

consumo de energia. Desta forma, este trabalho visa indicar possíveis medidas energéticas na CTE da CST.

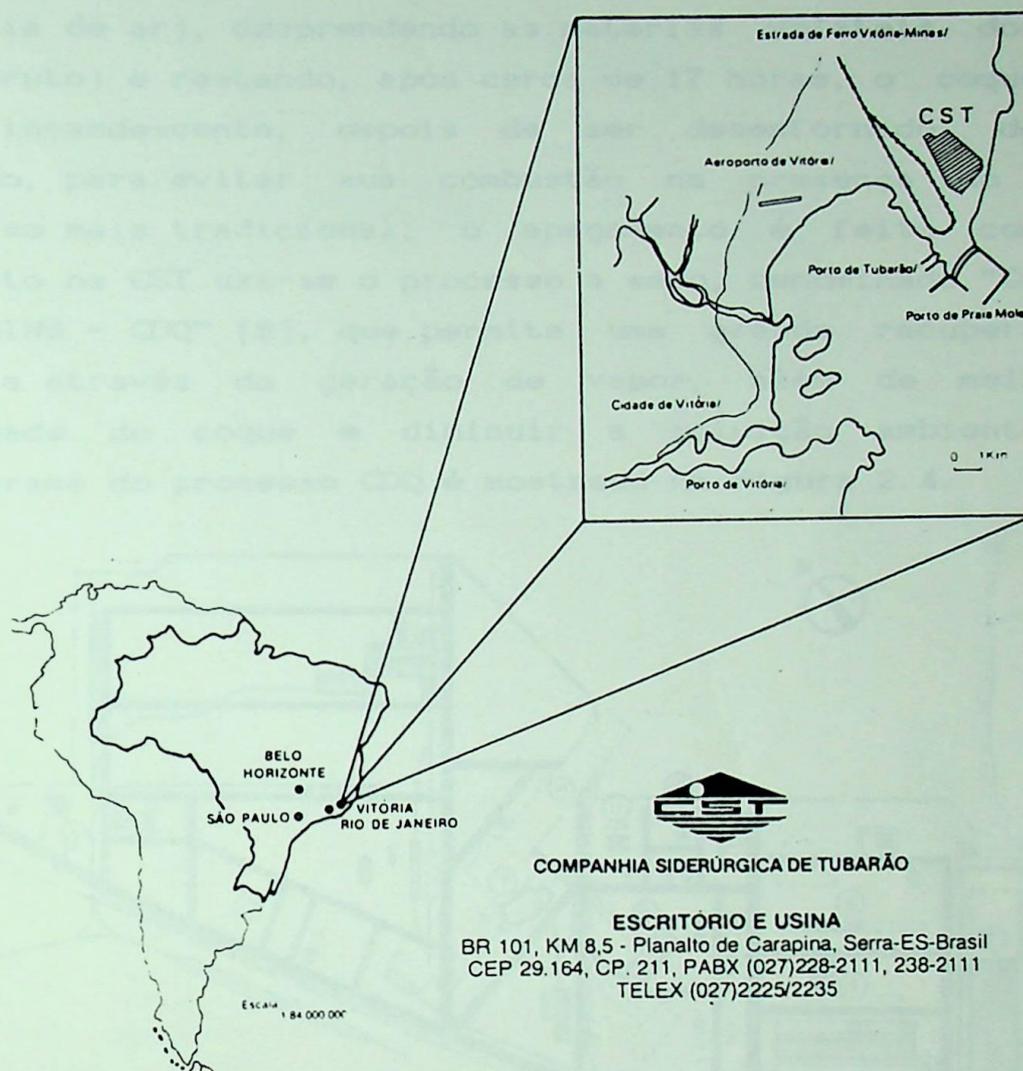


Figura 2.1 - Localização da CST.

2.2 - O Processo Siderúrgico

Na CST, uma usina integrada a coque, o aço é obtido a partir do processamento direto do minério de ferro, carvão mineral, calcário, etc, nas seguintes etapas: a) Preparação das matérias-primas; b) Produção de ferro-gusa; c) Produção do aço e d) Laminação (limitada, inicialmente, ao desbaste de placas).

O processo siderúrgico inicia-se com a preparação da carga do alto forno, composta de coque, sinter, minério de ferro granulado e pelotas. Esta última é preparada fora da usina.

Na produção do coque, primeiramente prepara-se a mistura ótima de carvão a ser carregada nos fornos da coqueria, dentro dos quais a mistura sofre uma destilação (aquecimento na ausência de ar), desprendendo as matérias voláteis do carvão (gás bruto) e restando, após cerca de 17 horas, o coque. Esse coque incandescente, depois de ser desenfundado, deve ser apagado, para evitar sua combustão na presença do ar. No processo mais tradicional, o apagamento é feito com água, enquanto na CST usa-se o processo a seco, denominado "COKE DRY QUENCHING - CDQ" [8], que permite uma grande recuperação de energia através da geração de vapor, além de melhorar a qualidade do coque e diminuir a poluição ambiental. Um fluxograma do processo CDQ é mostrado na Figura 2.4.

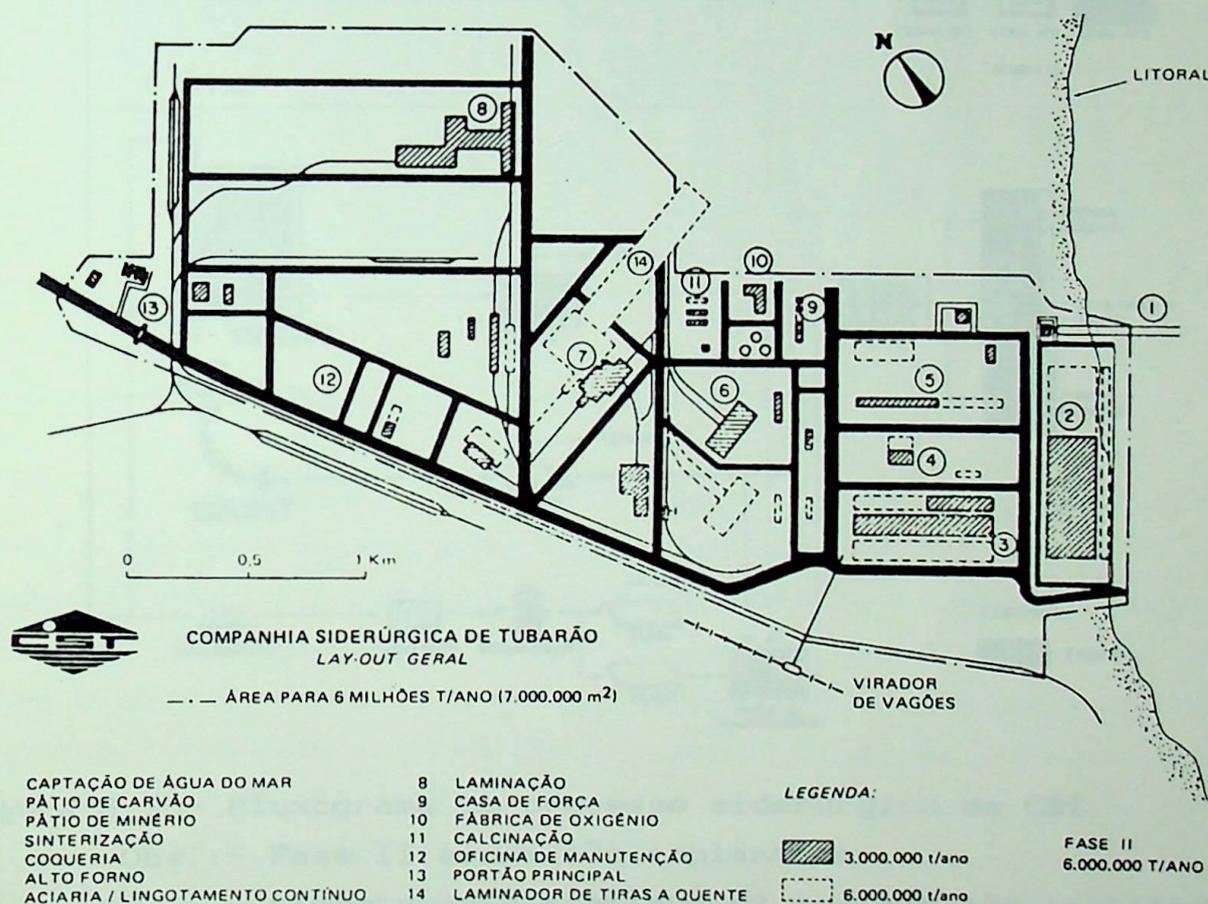


Figura 2.2 - Lay-Out geral da usina.

Após ter sido apagado, o coque bruto é britado e peneirado, sendo o coque grosso enviado para o alto forno e o fino para sinterização.

O gás de coqueria (GCO) é tratado antes de ser enviado ao

processo. Tal tratamento, na CST, consta da extração do alcatrão, naftaleno e amônia, que é queimada para produção de vapor, além do resfriamento e lavagem do gás.

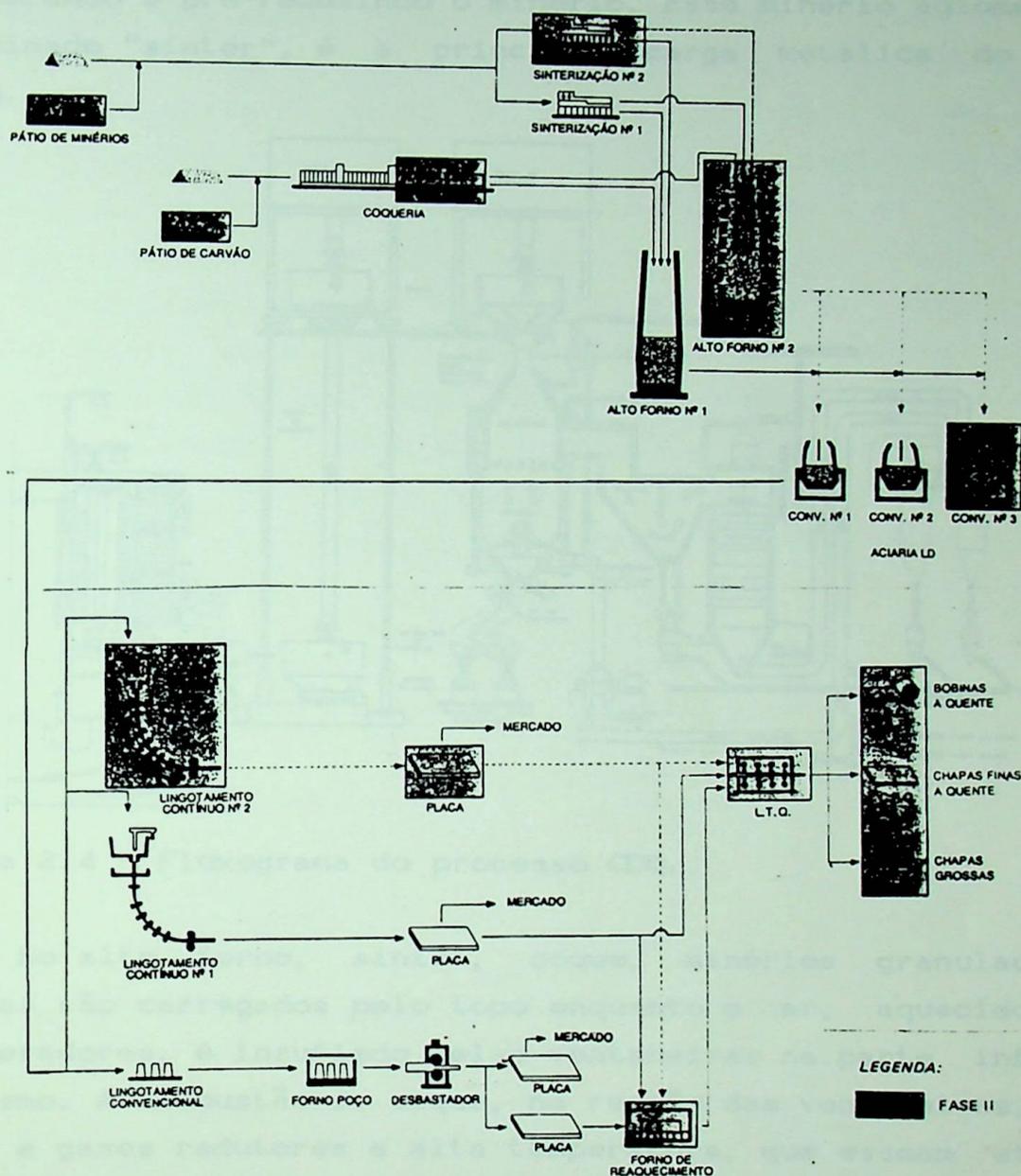


Figura 2.3 - Fluxograma do processo siderúrgico da CST.

Obs.: - Fase II ainda não implantada.

- Lingotamento contínuo nº 1 ainda não instalado.

O minério de ferro a ser sinterizado é uma mistura de minérios de várias origens, levando-se em conta características físicas e químicas e fatores tais como comerciais, políticos e estratégicos, disponibilidade, viabilidade de fornecimento e de transporte. Esse minério, misturado com cal, finos de coque,

fundentes e retornos do processo (lixo industrial), após ser umidificado é enviado à máquina de sinter, onde a combustão dos elementos carbonosos da própria mistura gera calor e gases, aglomerando e pré-reduzindo o minério. Esse minério aglomerado, denominado "sinter", é a principal carga metálica do alto forno.

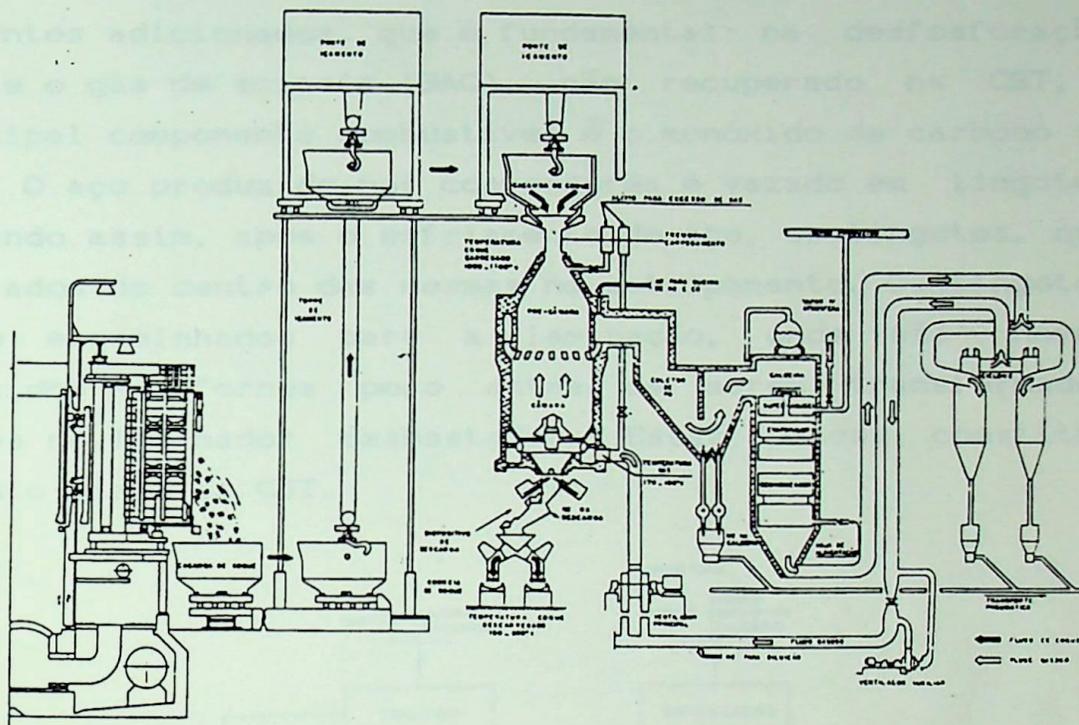


Figura 2.4 - Fluxograma do processo CDQ.

No alto forno, sinter, coque, minérios granulados e pelotas são carregados pelo topo enquanto o ar, aquecido nos regeneradores, é insuflado pelas ventaneiras na parte inferior do mesmo. A combustão do coque, na região das ventaneiras, gera calor e gases redutores a alta temperatura, que escoam através da carga reduzindo e fundindo a carga metálica originando o gusa, que é enviado para produzir o aço na aciaria, e a escória, que é granulada e vendida.

Como a reação de redução não tem eficiência de 100%, os gases que saem no topo do forno (gás de alto forno - GAF) tem componentes combustíveis. Esse gás é lavado, para remoção da poeira, antes de ser consumido na usina.

Na aciaria, carrega-se primeiramente o conversor com sucata e depois adiciona-se o gusa, após o mesmo ter sido dessulfurado. O processo de produção de aço, denominado "LD",

consiste então em soprar verticalmente oxigênio puro sobre a superfície do banho metálico, originando imediatamente reações violentas com os elementos do banho, seguidas por intensa movimentação do mesmo. Dentro do conversor, além de aço, forma-se a escória, a partir da oxidação do silício contido no gusa, de uma parte do óxido de ferro, da cal e de outros fundentes adicionados, que é fundamental na desfosforação do aço, e o gás de aciaria (GAC), não recuperado na CST, cujo principal componente combustível é o monóxido de carbono (CO).

O aço produzido nos conversores é vazado em lingoteiras, formando assim, após o esfriamento do aço, os lingotes, que são retirados de dentro das mesmas no estripamento. Os lingotes são então encaminhados para a laminação, onde são novamente aquecidos nos fornos poço antes de serem transformados em placas no laminador desbastador. Essas placas constituem o produto final da CST.

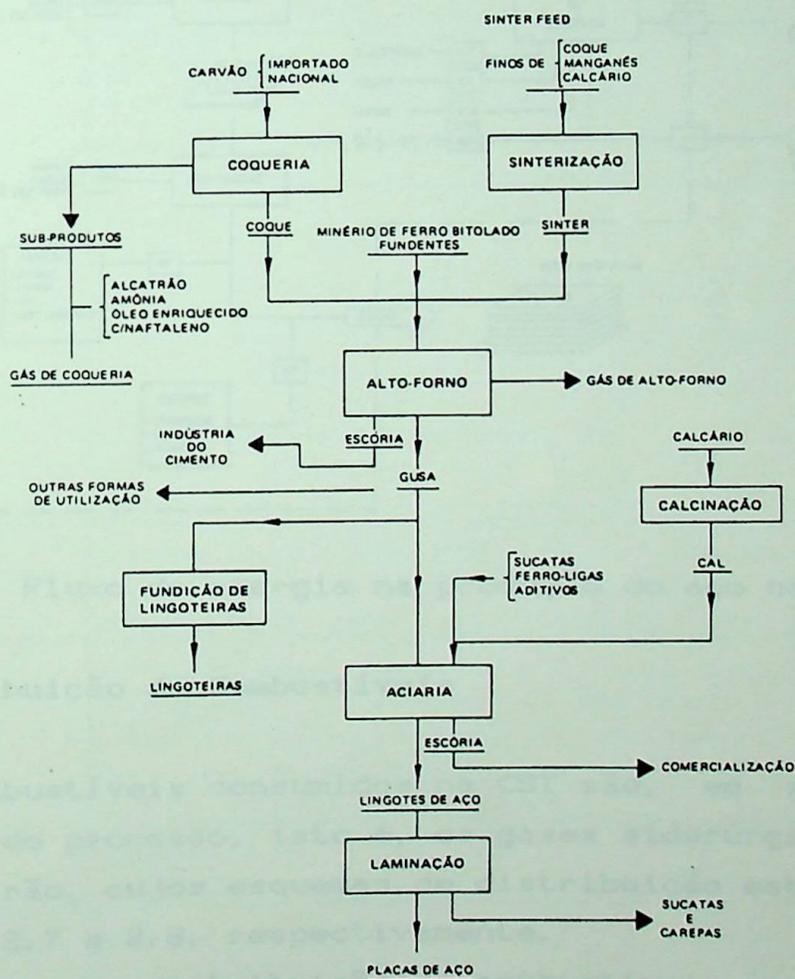


Figura 2.5 - Fluxo de materiais na produção do aço na CST.

Os fluxos de materiais e energia envolvidos na produção do aço na CST são mostrados nas Figuras 2.5 e 2.6, respectivamente; e as principais unidades operacionais na Tabela 2.1.

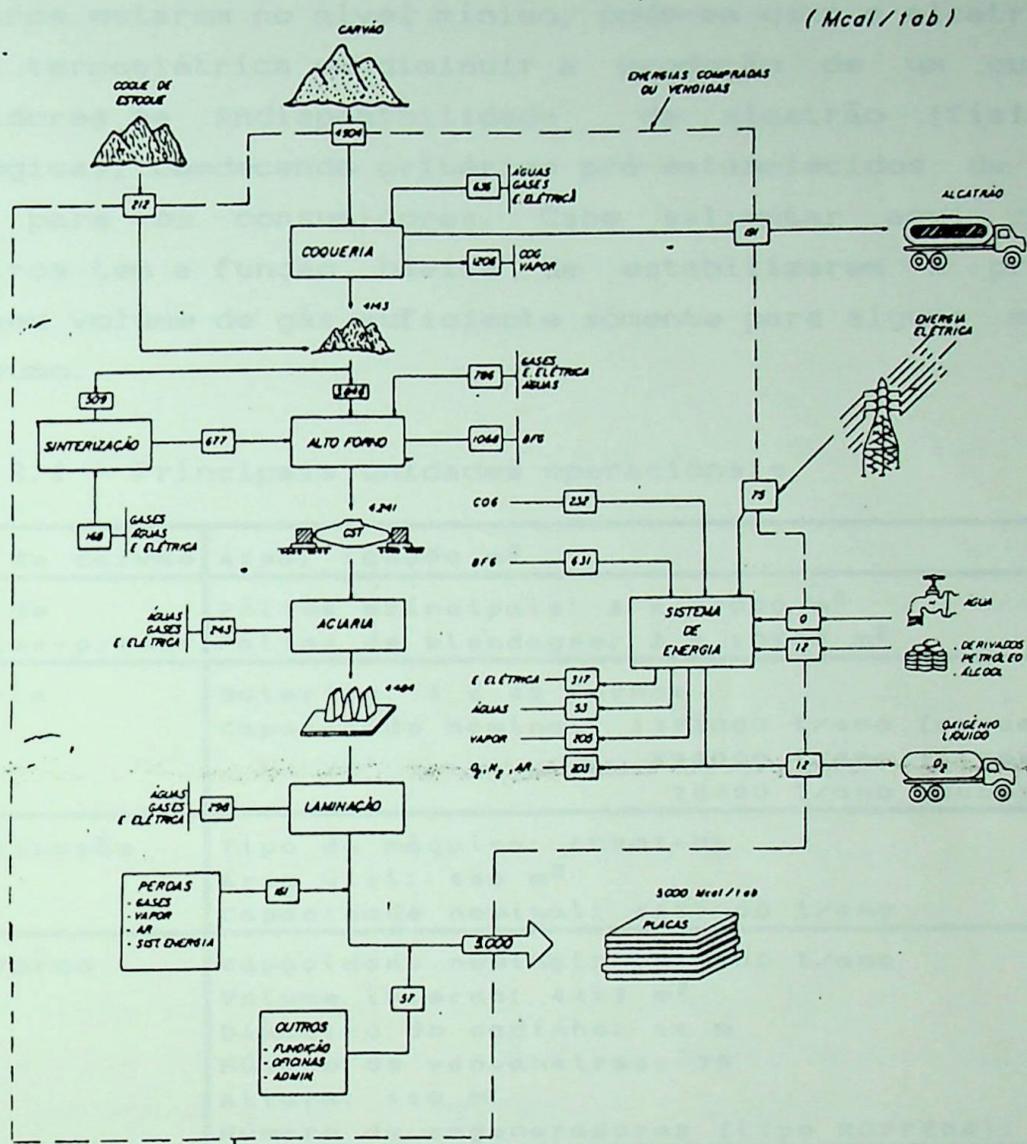


Figura 2.6 - Fluxo de energia na produção do aço na CST

2.3 - Distribuição de Combustíveis

Os combustíveis consumidos na CST são, em sua maioria, subprodutos do processo, isto é, os gases siderúrgicos (GAF e GCO) e alcatrão, cujos esquemas de distribuição estão mostrados nas Figuras 2.7 e 2.8, respectivamente.

O sistema de distribuição de combustíveis, dispendo dos equipamentos listados na Tabela 2.2, controla, através do

Centro de Energia, a demanda e oferta de combustíveis na usina. Quando a oferta de gás torna-se maior que a demanda e os gasômetros estão em seus níveis máximos, queima-se o excesso nas torres de queima. No caso da oferta ser insuficiente e os gasômetros estarem no nível mínimo, pode-se usar o alcatrão na central termoelétrica ou diminuir a produção de um ou mais consumidores na indisponibilidade de alcatrão (física ou estratégica), obedecendo critérios pré-estabelecidos de corte de gás para os consumidores. Cabe salientar aqui que os gasômetros tem a função básica de estabilizarem a pressão, sendo seu volume de gás suficiente somente para alguns minutos de consumo.

Tabela 2.1 - Principais unidades operacionais

Pátio de carvão	Área: 108000 m ²
Pátio de matérias-primas	Pátios principais: 2 x 32000 m ² Pátios de blendagem: 2 x 10500 m ²
Coqueria	Baterias: 3 x 49 fornos Capacidade nominal: 1372000 t/ano (coque AF) 298000 t/ano (finos) 78400 t/ano (subprod.)
Sinterização	Tipo de máquina: LURGI-DL Área útil: 440 m ² Capacidade nominal: 4857000 t/ano
Alto Forno	Capacidade nominal: 3285000 t/ano Volume interno: 4415 m ³ Diâmetro do cadinho: 14 m Número de ventaneiras: 38 Altura: 110 m Número de regeneradores (tipo KOPPERS): 4
Aciaria	Conversores LD: 2 x 280 t/corrida Estação de dessulfuração Capacidade nominal: 3370000 t bons ling./ano
Laminação	Fornos-poço: 30 x 140 t/cada Laminador universal de placas Máquina de escafagem a quente Tesoura de placas Setor de condicionamento
Calcinação	Fornos tipo rotativo Capacidade nominal: 2 x 350 t/dia
Fracionamento de ar	Ver Tabela 2.3
Central Termoelétrica	Ver Tabela 2.4

Tabela 2.2 - Principais equipamentos do sistema de distribuição de combustíveis

EQUIPAMENTOS	QUANT.	CAPACIDADE	PRESSÃO	FABRICANTE
Booster GCO	2	2x50000 Nm ³ /h	1200 mmH ₂ O	EBARA
Booster GM	3	3x40000 Nm ³ /h	1200 mmH ₂ O	EBARA
Gasômetro GCO	1	40000 m ³	500 mmH ₂ O	MHI (óleo)
Gasômetro GAF	1	150000 m ³	600 mmH ₂ O	MHI (graxa)
Bombas Alcatrão	3	3x20000 Kl/h	20 Kgf/cm ²	CASAK/SULZER
Tanque Alcatrão	2	2x10000 t	--	--
Tanque O.E.A.N.	1	500 m ³	--	--
Torre GCO	1	40000 Nm ³ /h	--	MHI
Torre GAF	2	2x150000 Nm ³ /h	--	MHI

Considerando a diferença existente entre as tarifas de energia elétrica nos horários de ponta e fora de ponta, torna-se vantajoso estar com os gasômetros no nível máximo no início do horário de ponta, permitindo aumentar ou manter no máximo a geração na central termoelétrica neste período.

Nenhuma unidade utiliza somente GAF, como mostra a Figura 2.7, pois o mesmo tem poder calorífico muito baixo (PCI=700 Kcal/Nm³) e apresenta instabilidade de chama. Portanto, torna-se necessário um combustível mais rico para estabilizar sua chama. Nas caldeiras da central termoelétrica usa-se normalmente o GCO para esta finalidade.

O alcatrão pode ser consumido no alto forno, na central termoelétrica ou ser vendido, conforme a Figura 2.8, sendo seu destino definido face a parâmetros técnicos e econômicos. Quando usado no alto forno propicia uma redução no consumo de coque. Esta redução leva a uma diminuição de produção na coqueria com geração menor de GCO e alcatrão, podendo causar um déficit de combustível na usina. Neste caso, haveria necessidade de diminuir a geração na central termoelétrica e/ou reduzir a produção em unidades auxiliares e adquirir no mercado o insumo não produzido ou ainda adquirir combustível externamente conforme necessidade técnica ou vantagem econômica. O caso do alcatrão é assim ilustrativo das várias relações de interdependência entre produção e consumo de energia no setor siderúrgico.

Os fornos poço consomem uma mistura de GAF e GCO, com características energéticas aproximadamente estáveis, denominada gás misto (GM).

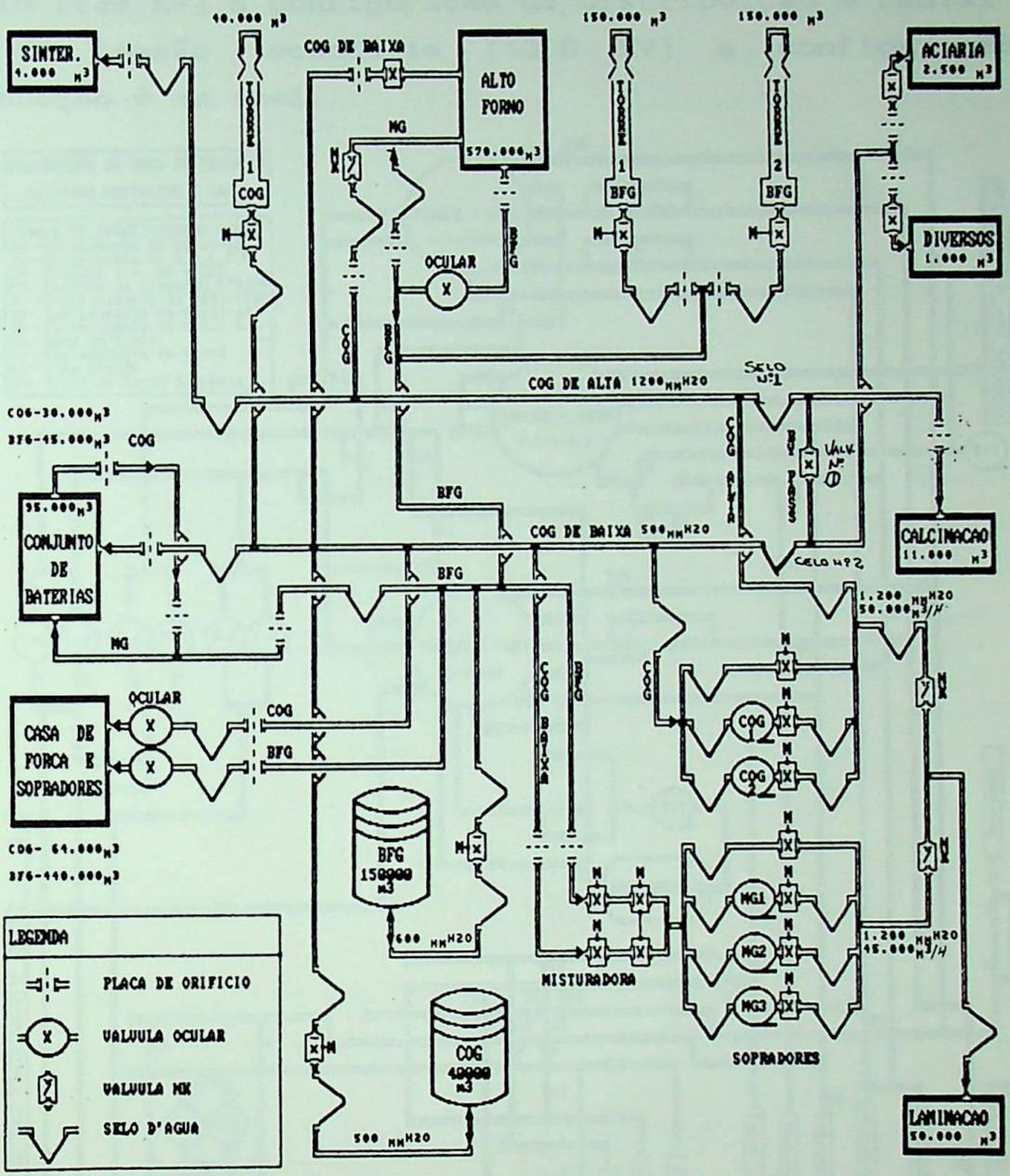


Figura 2.7 - Esquema de distribuição de gases siderúrgicos (GAF e GCO) na CST

2.4 - Energia Elétrica

Duas são as fontes de energia elétrica na CST. A primeira é a concessionária (Espírito Santo Centrais Elétricas S.A. - ESCELSA) e a outra é uma central termoelétrica própria, com capacidade nominal de 132 MW através da queima de gases siderúrgicos, principalmente o GAF, o que torna a companhia um

autoprodutor de grande porte.

O sistema de distribuição de energia elétrica da CST foi concebido em dois níveis básicos de tensão. No nível de tensão primário (138 KV) a configuração da distribuição é radial e no nível de tensão secundária (13,8 KV) a configuração da distribuição é em anel.

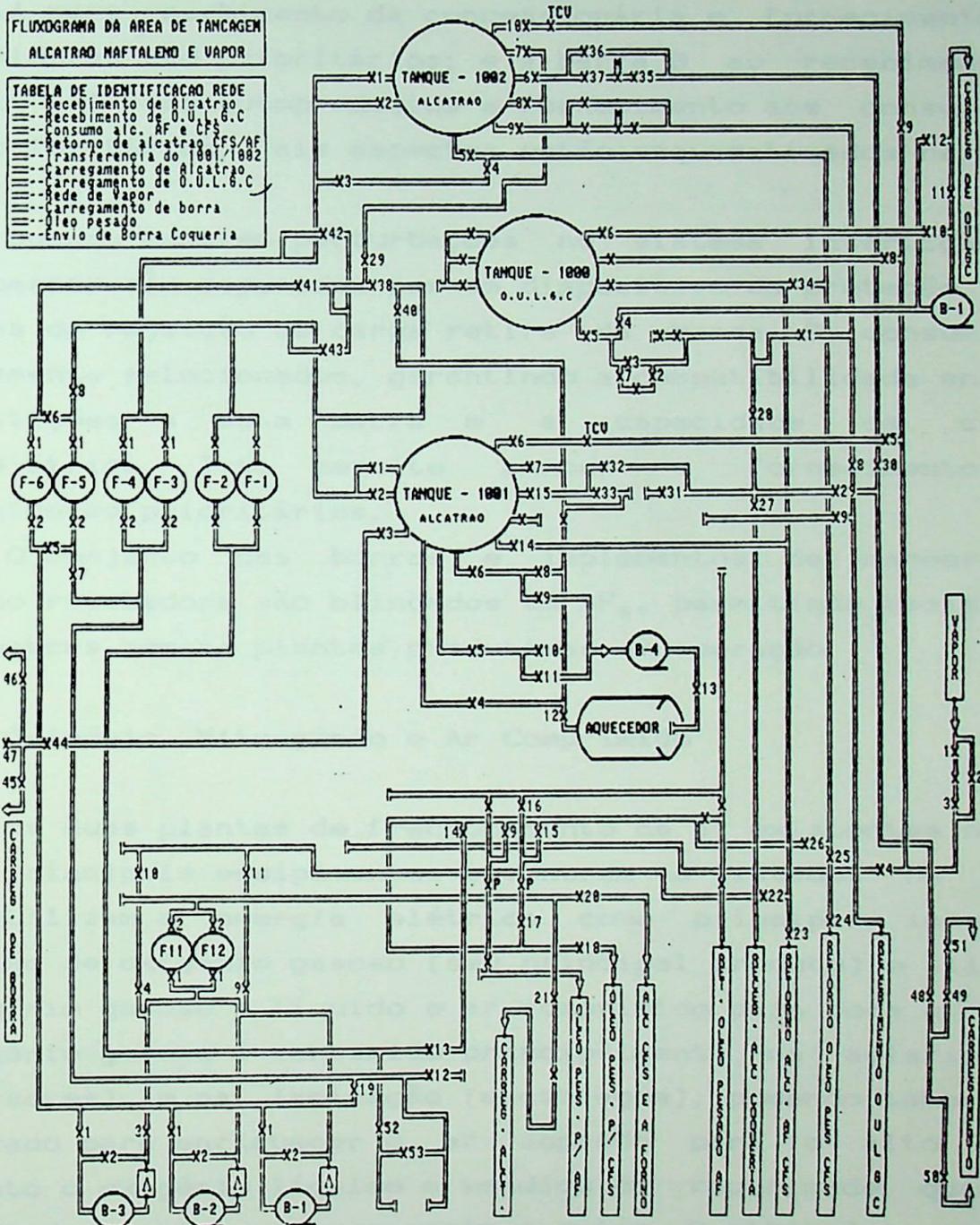


Figura 2.8 - Esquema de estocagem e distribuição de alcatrão na CST.

A energia elétrica é recebida da concessionária e da central termoeletrica pela estação recebedora e então

distribuída às subestações das áreas (Utilidades, Sinterização I, Sinterização II, Fracionamento de ar, Aciaria e Laminação) que abaixam a tensão para distribuição aos usuários.

A estação recebedora é composta por uma barra dupla (barras A e B) com a possibilidade de diversas configurações entre as fontes e os consumidores. Normalmente destina-se a barra A para recebimento da concessionária e fornecimento aos consumidores não prioritários; e a barra B ao recebimento da energia elétrica autoproduzida e fornecimento aos consumidores mais prioritários. Tais aspectos estão esquematizados na Figura 2.9.

Quando ocorrem perturbações no sistema interligado as duas barras são separadas por um dispositivo de proteção e um sistema de rejeição de carga retira da barra B consumidores previamente selecionados, garantindo a compatibilidade entre as solicitações a esta barra e a capacidade da central termoelétrica. Isto permite manter o fornecimento aos consumidores prioritários.

O conjunto das barras e implementos de manobras da estação recebedora são blindados em SF₆, permitindo assim todas as manobras com as plantas produtivas em operação.

2.5 - Oxigênio, Nitrogênio e Ar Comprimido

As duas plantas de fracionamento de ar existentes na CST, cujos principais equipamentos encontram-se listados na Tabela 2.3, utilizam a energia elétrica como principal insumo na produção de oxigênio gasoso (seu principal produto) e líquido, nitrogênio gasoso e líquido e ar comprimido para toda a usina. O oxigênio gasoso é consumido principalmente na aciaria (nos conversores) e na laminação (escarfagem), podendo também ser utilizado para enriquecer o ar soprado para o alto forno, enquanto o oxigênio líquido é vendido ou vaporizado quando a demanda de oxigênio gasoso assim o exige. O nitrogênio gasoso é utilizado principalmente como gás de selagem nas diversas unidades operacionais e o líquido vendido ou vaporizado.

No processo de fracionamento de ar o ar atmosférico é liquefeito e então destilado na coluna retificadora. Um

fluxograma simplificado desse processo, que utiliza trocador de calor reversível e turbina de expansão, é mostrado na Figura 2.10.

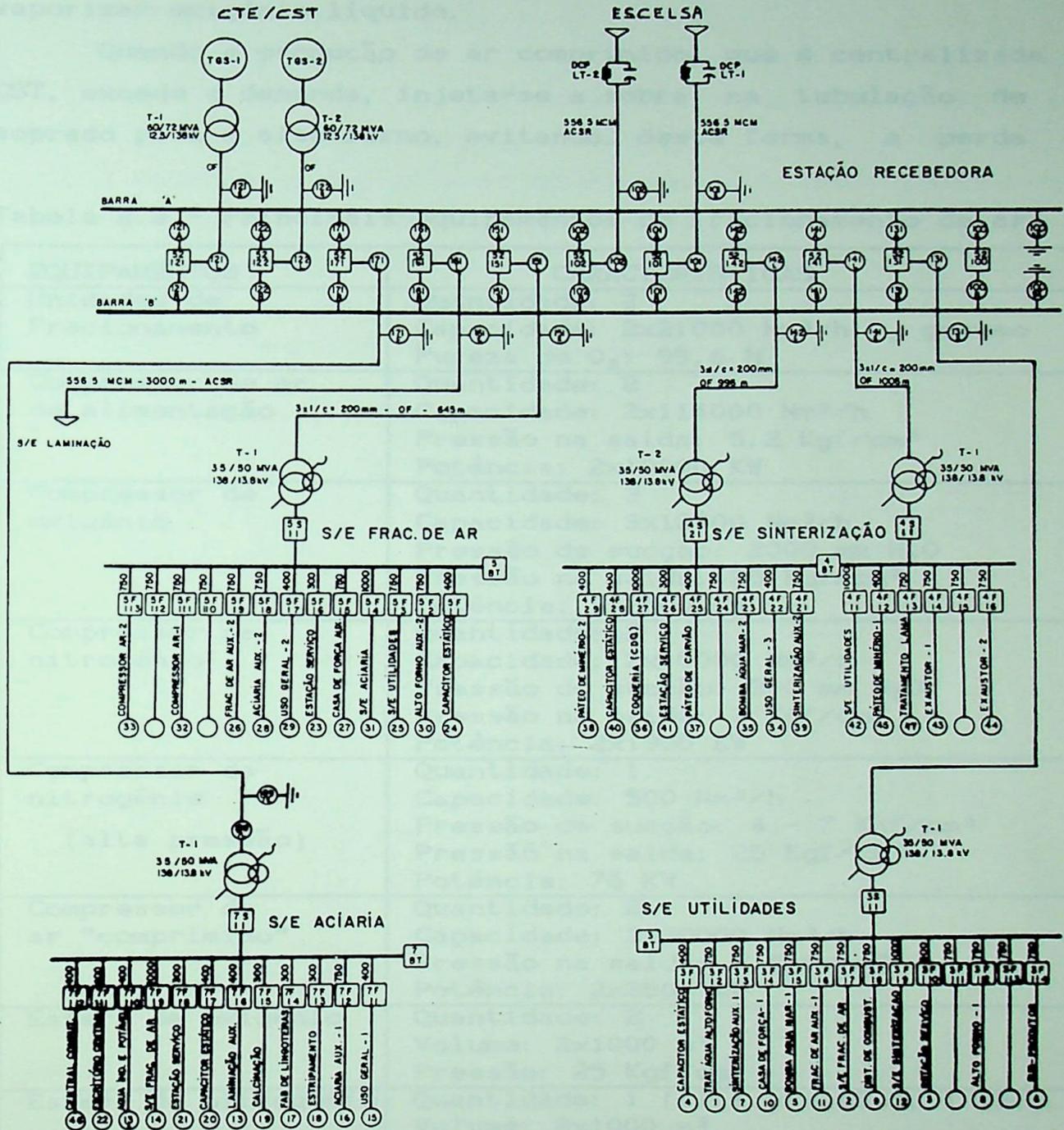


Figura 2.9- Esquema de distribuição de energia elétrica na CST.

O processo LD usado para produção de aço na aciaria da CST consome quase a totalidade do oxigênio gasoso produzido. Sendo esse processo intermitente, adota-se esferas de alta pressão para armazenar o oxigênio, que é produzido

continuamente, entre as corridas na aciaria e libera-lo nos picos de consumo. No entanto, mesmo assim, perde-se oxigênio gasoso em alguns momentos e em outros há a necessidade de vaporizar oxigênio líquido.

Quando a produção de ar comprimido, que é centralizada na CST, excede a demanda, injeta-se a sobra na tubulação de ar soprado para o alto forno, evitando, desta forma, a perda do

Tabela 2.3 - Principais equipamentos do fracionamento de ar.

EQUIPAMENTOS	CARACTERÍSTICAS
Unidades de Fracionamento	Quantidade: 2 Capacidade: 2x21000 Nm ³ /h O ₂ gasoso Pureza do O ₂ : 99,6 %
Compressor de ar de alimentação	Quantidade: 2 Capacidade: 2x114000 Nm ³ /h Pressão na saída: 5.2 Kgf/cm ² Potência: 2x10000 KW
Compressor de oxigênio	Quantidade: 3 Capacidade: 3x13000 Nm ³ /h Pressão de sucção: 2000 mm H ₂ O Pressão na saída: 25 Kgf/cm ² Potência: 3x2600 KW
Compressor de nitrogênio	Quantidade: 2 Capacidade: 2x15000 Nm ³ /h Pressão de sucção: 300 mm H ₂ O Pressão na saída: 7 Kgf/cm ² Potência: 2x1900 KW
Compressor de nitrogênio (alta pressão)	Quantidade: 1 Capacidade: 500 Nm ³ /h Pressão de sucção: 4 - 7 Kgf/cm ² Pressão na saída: 25 Kgf/cm ² Potência: 75 KW
Compressor de ar "comprimido"	Quantidade: 2 Capacidade: 2x30000 Nm ³ /h Pressão na saída: 8 Kgf/cm ² Potência: 2x3500 KW
Esfera de oxigênio	Quantidade: 2 Volume: 2x1000 m ³ Pressão: 25 Kgf/cm ²
Esfera de nitrogênio	Quantidade: 1 (alta pressão), 1 (b. p.) Volume: 2x1000 m ³ Pressão: 25/7 Kgf/cm ²
Tanque de oxigênio líquido	Quantidade: 1 Capacidade: 500 t
Bomba de oxigênio líquido	Quantidade: 2 Capacidade: 2x15000 Nm ³ /h Pressão de sucção: 0.3 - 1.2 Kgf/cm ² Pressão na saída: 25 Kgf/cm ² Potência: 2x30 KW
Vaporizador de oxigênio	Quantidade: 1 Capacidade: 15000 Nm ³ /h

produto e diminuindo a potência consumida no sopro de ar para o alto forno [9].

2.6 - Sistema de Águas

O sistema de água da CST pode ser dividido em dois, isto é, nos sistemas de água doce e água do mar.

A estação de captação de água do mar utiliza apenas duas das quatro bombas existentes e consome uma potência elétrica de 5.7 MW para proporcionar uma vazão média de 28000 m³/h, que são consumidos nos condensadores da central termoeletrica (75 %), em trocadores de calor na coqueria (20 %), na laminação (3 %) e na aciaria (2 %).

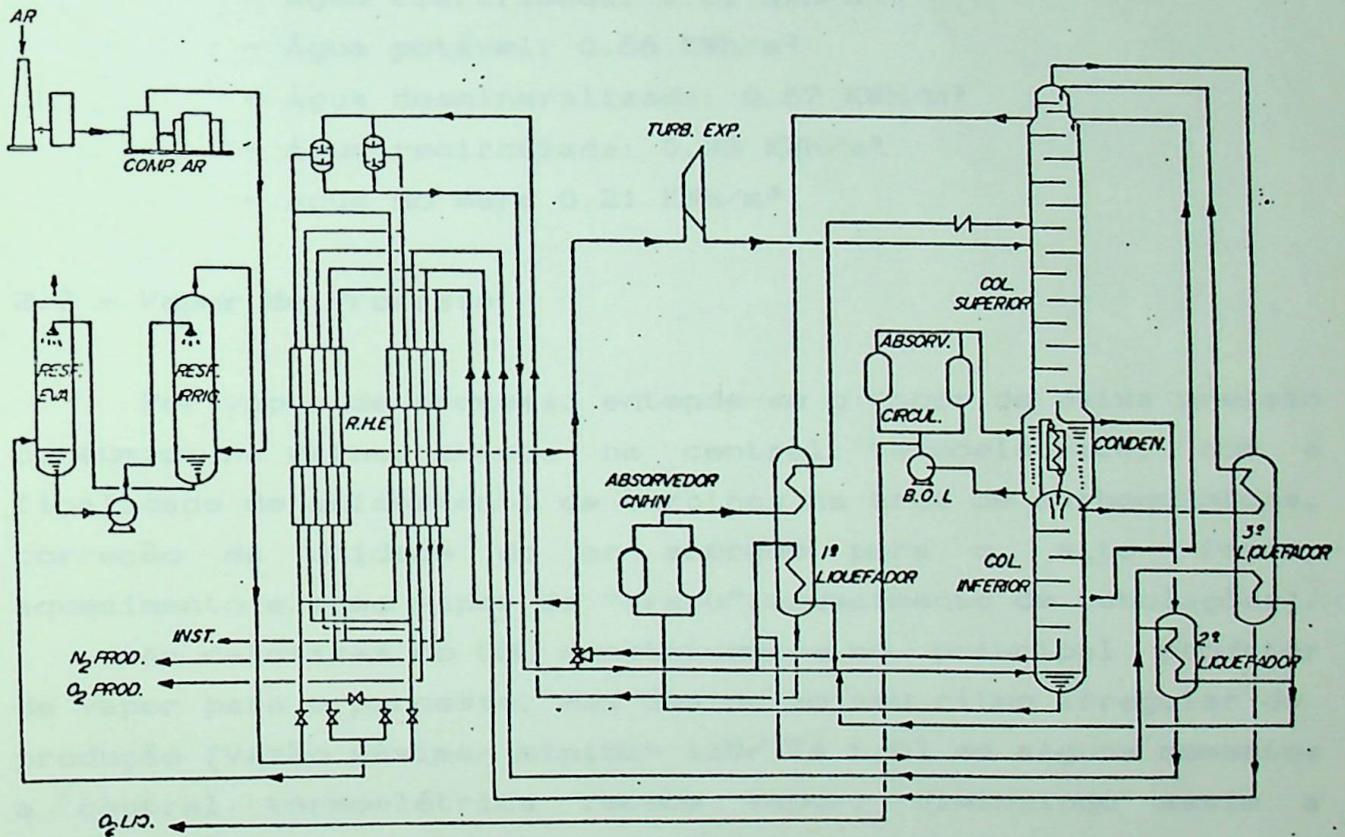


Figura 2.10 - Ciclo de fracionamento de ar (fábrica de O₂).

A água doce consumida na CST é comprada junto à concessionária de serviço de água e saneamento do Estado do Espírito Santo - CESAN numa vazão média de 2500 m³/h, sendo tratada internamente, já que a mesma é recebida diretamente do rio Santa Maria. O consumo de água clarificada, representando

cerca de 87 % do consumo de água doce na usina, divide-se em reposição nas torres de resfriamento (24 %) e na utilização direta (63 %). A água potável, representando 8 % do consumo total, é destinada principalmente ao consumo humano e a água desmineralizada (5 %) destinada à produção de vapor, "stave cooler" do alto forno e ciclo térmico da aciaria.

O sistema de emergência para água bruta consiste no aproveitamento de uma lagoa com volume aproximado de 400000 m³ e uma bomba com capacidade de 2200 m³/h.

A energia elétrica, único insumo energético nos sistemas de água, é utilizada principalmente no processo de bombeamento, sendo os consumos específicos de energia elétrica do ano de 1990 mostrados abaixo.

- Água clarificada: 0.11 KWh/m³
- Água potável: 0.66 KWh/m³
- Água desmineralizada: 0.67 KWh/m³
- Água recirculada: 0.33 KWh/m³
- Água do mar: 0.21 KWh/m³

2.7 - Vapor de Processo

Por vapor de processo entende-se o vapor de baixa pressão consumido na usina, exceto na central termoelétrica, com a finalidade de acionamento de turbinas na área de carboquímicos, correção da umidade do ar soprado para o alto forno, aquecimento e como vapor de "traço" (aquecimento de tubulações).

As caldeiras do CDQ constituem-se no principal produtor de vapor para o processo, mas devido ao seu ritmo irregular de produção (vazão máxima/ mínima= 130/ 74 t/h) em alguns momentos a central termoelétrica recebe vapor, diminuindo assim a extração em suas turbinas, e em outros momentos fornece vapor para o processo, aumentando a extração. Observa-se, portanto, que a central termoelétrica desempenha o papel de regulador do balanço de vapor de processo. A caldeira de amônia, cuja principal função é promover a queima da amônia proveniente do tratamento do GCO, também fornece vapor para o sistema de vapor de processo, o qual está esquematizado na Figura 2.11.

A pressão do vapor no setor de carboquímicos é mantida em

18 Kgf/cm² através da válvula PCV 82-101 (ver Figura 2.11), enquanto nos demais consumidores a mesma é controlada pelo coletor de baixa pressão (CBP) da central termoelétrica. Diminuindo a pressão no CBP aumenta-se a capacidade de fluxo na tubulação entre carboquímicos e utilidades, cuja limitação de vazão representa hoje o principal obstáculo ao aproveitamento total do vapor produzido no CDQ. Quando a produção no CDQ torna-se excessiva ou o consumo no carboquímicos encontra-se reduzido, a PCV 82-102 (ver Figura 2.11) alivia o excesso de vapor para atmosfera, uma vez que a produção no CDQ é consequência do apagamento do coque.

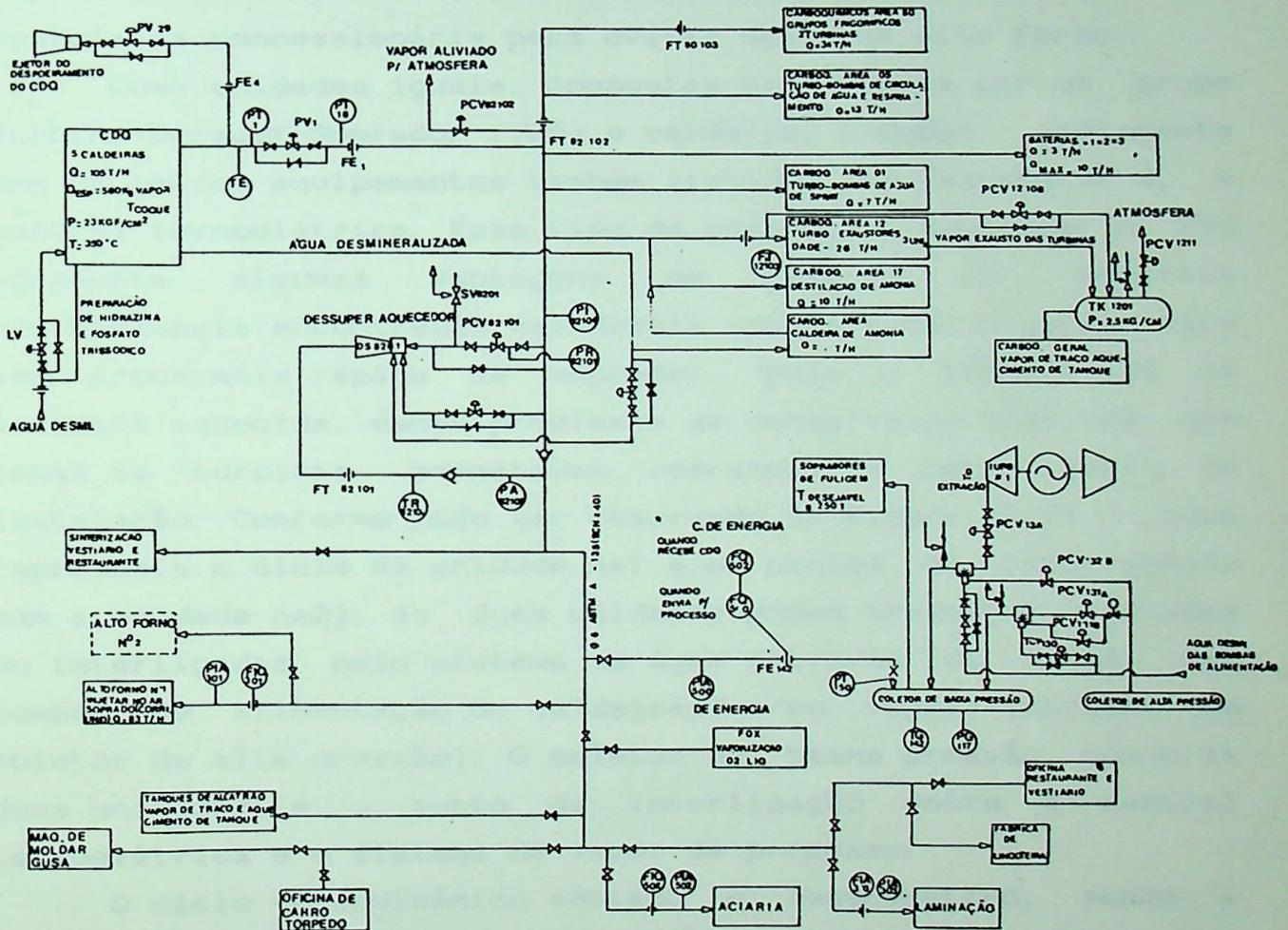


Figura 2.11 - Sistema de vapor de processo (baixa pressão)

A demanda de vapor nas cozinhas e vestiários apresenta picos de consumo ao longo do dia e a quantidade de vapor destinada ao aquecimento e atomização de alcatrão depende do nível de consumo do mesmo.

2.8 - Central Termoelétrica

A função da central termoelétrica no contexto funcional de toda a usina é fornecer potência elétrica para a mesma, regularizar o sistema de vapor de processo e manter o sopro de ar para o alto forno, de uma forma estável, confiável e econômica, podendo utilizar vários combustíveis (GAF, GCO, óleo pesado e alcatrão). Porém, o principal objetivo da central termoelétrica é a manutenção estável do sopro de ar para o alto forno, considerando ser este o principal equipamento da usina. Tanto é assim, que o sistema permite que o gerador acoplado ao soprador se motorize (durante no máximo 30 minutos) com energia da concessionária para evitar danos ao alto forno.

Duas unidades iguais, compostas basicamente por um grupo Turbina-Gerador-Soprador (TGS) e caldeira, compõem, juntamente com os outros equipamentos também listados na Tabela 2.4, a central termoelétrica. Esse tipo de concepção, adotando o TGS apresenta algumas vantagens em relação às centrais convencionais encontradas nas demais usinas siderúrgicas, tais como troca mais rápida de soprador, pois a turbina já se encontra aquecida, menos problemas de conservação (uma vez que todas as turbinas permanecem operando) e menor custo de instalação. Conforme pode ser observado na Figura 2.12 (que representa o ciclo da unidade nº1 e os pontos de interligação com a unidade nº2), as duas unidades podem trabalhar isoladas ou interligadas pelo sistema de água (através da sucção das bombas de alimentação de caldeiras) e/ou vapor (através do coletor de alta pressão). O coletor de baixa pressão, comum às duas unidades, é o ponto de interligação entre a central termoelétrica e o sistema de vapor de processo.

O ciclo termodinâmico adotado é regenerativo, sendo a recuperação da entalpia do condensado realizada principalmente em quatro etapas. Nas três primeiras etapas o condensado passa pelos aquecedores de baixa e média pressão e pelo desaerador onde o mesmo, proveniente do poço quente do condensador, tem sua temperatura elevada de 35 para 150 °C, utilizando para isso o vapor extraído da 4ª, 3ª e 2ª extrações, respectivamente. O condensado após a desaeração é bombeado pelas bombas de

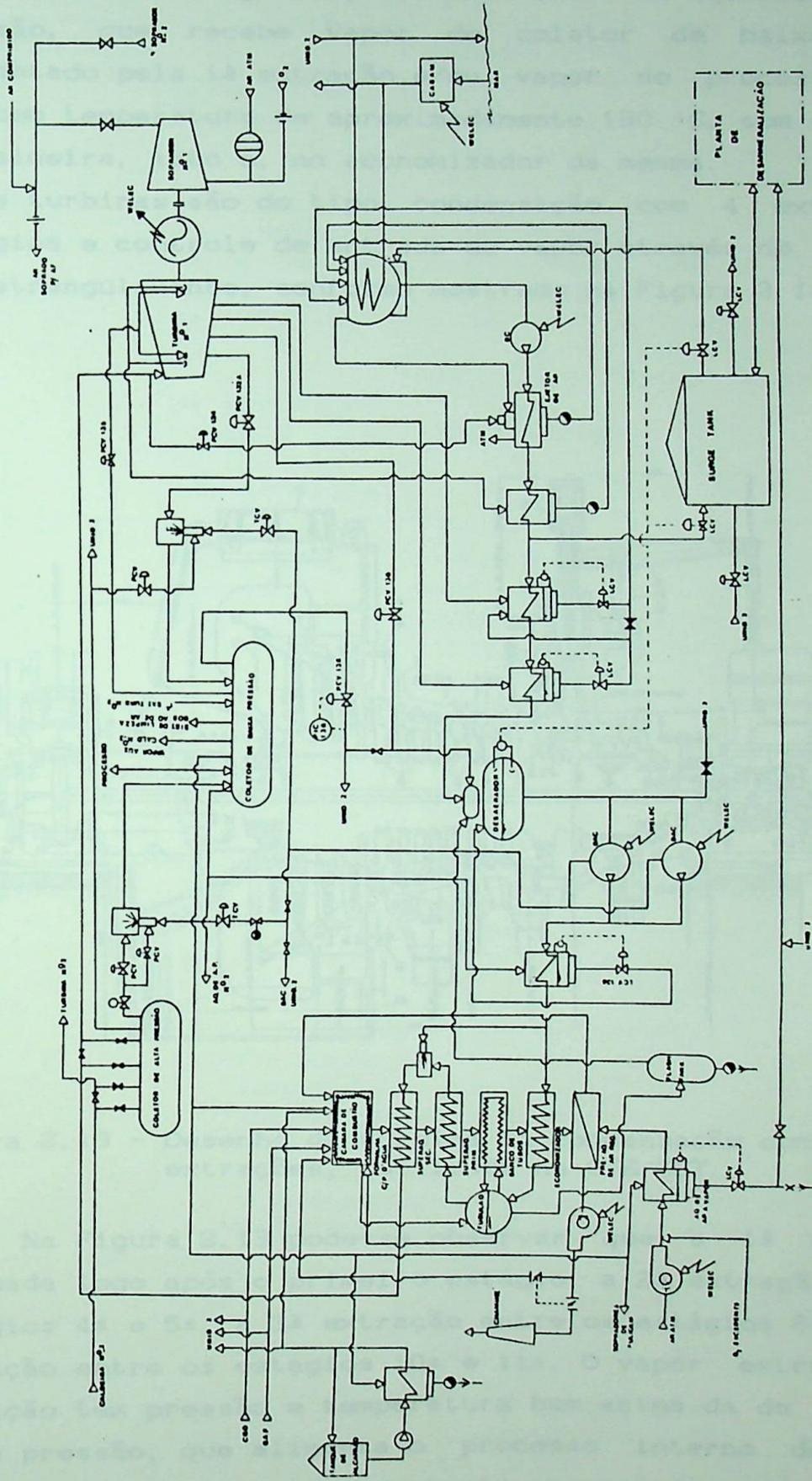


Figura 2.12 - Fluxograma do processo na CTE/CST.

alimentação da caldeira, sendo sua pressão elevada de 5.2 kgf/cm² para 100 kgf/cm², entrando então no aquecedor de alta pressão, que recebe vapor do coletor de baixa pressão, alimentado pela 1ª extração e/ou vapor de processo (CDQ), e sai com temperatura de aproximadamente 190 °C, com a qual entra na caldeira, isto é, no economizador da mesma.

As turbinas são do tipo condensação com 4 extrações, 12 estágios e controle de entrada de vapor através de 4 válvulas de estrangulamento, conforme mostrado na Figura 2.13.

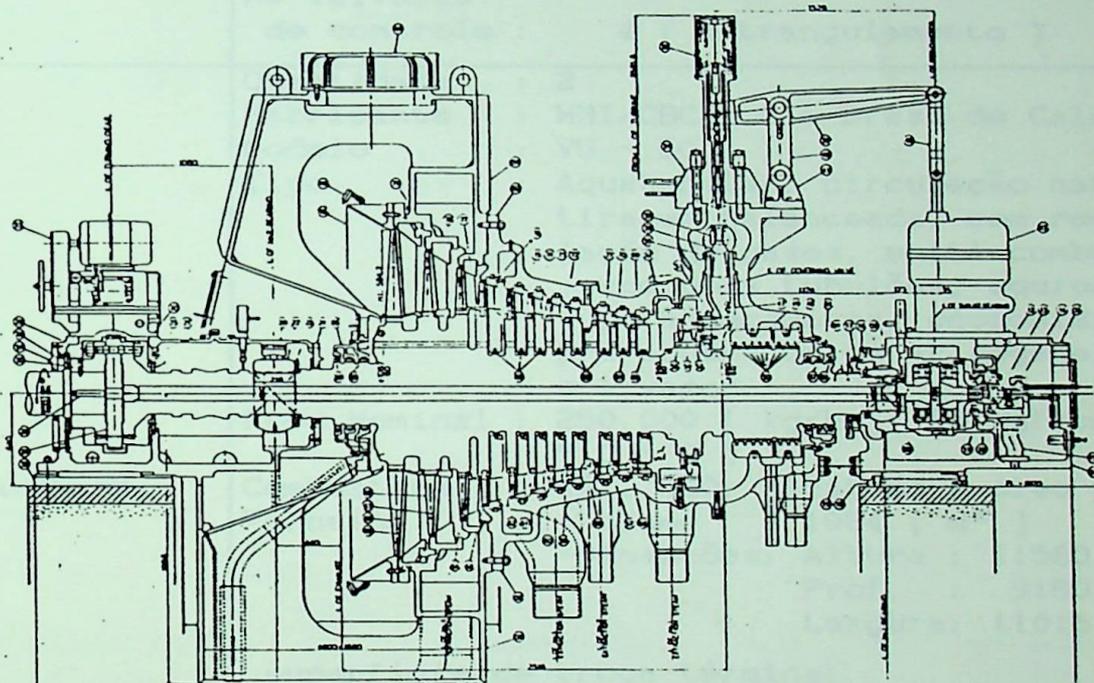


Figura 2.13 - Desenho da turbina de condensação com 4 extrações, utilizada na CTE/CST.

Na Figura 2.13 pode-se observar que a 1ª extração, é efetuada logo após o primeiro estágio, a 2ª extração entre os estágios 4º e 5º, a 3ª extração entre os estágios 8º e 9º e 4ª extração entre os estágios 10º e 11º. O vapor extraído na 1ª extração tem pressão e temperatura bem acima da do coletor de baixa pressão, que alimenta o processo interno da CTE e o processo da usina, sendo, portanto, necessário uma redução de pressão, seguida de dessuperaquecimento.

Tabela 2.4 - Características dos principais equipamentos da CTE/CST.

EQUIPAMENTOS	CARACTERÍSTICAS
TURBINA	<p>Quantidade : 2 Fabricante : Mitsubishi Heavy Industries Ltd. Tipo : Fluxo axial multi-estágios, corpo único, de condensação com extrações.</p> <p>Pot. Nominal : 66 [MW] Vapor na ent.: 85 [kgf/ cm²], 510 [° C] Vácuo : 710 [mmHg] N^o estágios : 12, 1 - Curtis(ação/velocidade) 8 - Rateau (ação/pressão) 3 - Parsons (reação)</p> <p>N^o extrações : 4 Rotação : 3600 [RPM] N^o válvulas de controle : 4 (estrangulamento)</p>
CALDEIRA	<p>Quantidade : 2 Fabricante : MHI/CBC - Cia Bras. de Caldeiras. Modelo : VU - 50 Tipo : Aquatubular, circulação natural, tiragem balanceada, com recirculação de gases, multi-combustível, com dois tubulões, equipada com superaquecedores, economizador, pré-aquecedor de ar regenerativo e a vapor.</p> <p>Prod. Nominal : 250.000 [kg/h] (88 kgf/cm², 510 ° C) Combustível : GAF, GCO, Alcatrão e óleo pesado. Fornalha : -Volume : 1084 [m³] -Dimenções: Altura : 11560 [mm] Prof. : 9180 [mm] Largura: 11016 [mm]</p> <p>superfície de troca térmica: -Fornalha : 670 [m²] -Banco de tubos : 7200 [m²] -Superaquecedor primário : 1315 [m²] -Superaquecedor secundário : 515 [m²] -Economizador : ----- -Pré-aquecedor de ar regener.: 9500 [m²] -Pré-aquecedor de ar a vapor : -----</p>
CONDENSADOR	<p>Quantidade : 2 Tipo : Fluxo radial com dois passes, tipo câmara de água dividida com duas entradas e duas saídas de água do mar.</p> <p>Vácuo : 710,5 [mmHg abs] Tubos : -Comprimento : 8076 [mm] -Diâmetro : 25,4 [mm] -Quantidade : 9502 [tubos]</p>

Tabela 2.4 - Continuação.

EQUIPAMENTOS	CARACTERÍSTICAS
CONDENSADOR	Superfície de troca térmica : 6122 [m ²] Capacidade do poço quente : 15 [m ³] Fluido de resfriamento : Água do mar -Nº de passes : 2. -Vazão : 14100 [m ³ /h] -Temperatura : 28 [° C] -Velocidade : 2,0 [m/s] -Perda de carga : 4,3 [mH ₂ O]
BOMBA DE CONDENSADO	Quantidade : 4 Tipo : Bomba de poço(vertical) com 4 estágios. Capacidade : 260000 [kg/h] Pressão desc.: 15 [kgf/cm ²] Pressão suc. : 0,2 [kgf/cm ²] Eficiência : 70 [%] Temperatura condensado : 38,1 [° C] Motor : -Rotação : 1780 [RPM] -Potência nominal : 160 [KW] Sistema de operação : 1 funcionando e 1 "stand-by" por unidade.
CONDENSADOR DE SELAGEM	Quantidade : 2. Função : Condensar os vapores que vazam no sistema de selagem da turbina. Tubos : -Comprimento : 1240 [mm] -Diâmetro : 19 [mm] -Nº de tubos : 370 Água de resf.: Nº de passes : 2 Quantidade de vapor condensado : 370 [kg/h] Superfície de troca térmica : 20 [m ²] Pressão de projeto máxima : -Lado tubo : 2,0 [kgf/cm ² man.] -Lado casco : 0,0 [kgf/cm ² man.] Temperatura de projeto máxima : -Lado tubo : 80 [° C] -Lado casco : 100 [° C] Ventilador de exaustão : -Quantidade : 2 por condens. -Capacidade : 11 [m ³ /min] -Pressão desc. : + 21 [mmH ₂ O] -Pressão suc. : - 575 [mm H ₂ O] -Motor : 3.7 [KW], 3000 [RPM]
EJETOR DE AR DE SERVIÇO	Quantidade : 2 Função : Extrair os gases não condensáveis do condensador. Consumo vapor: 300 [kg/h] Água resfr. : -Vazão(min./norm.): 70/80 [kg/h] -Nº de passes : 1 -Velocidade : 0,94 [m/s]

Tabela 2.4 - Continuação.

EQUIPAMENTOS	CARACTERÍSTICAS
EJETOR DE AR DE SERVIÇO	Quantidade de ar seco extraído : 21 [kg/h] Pressão do vapor de operação : 15 [kgf/cm ²] Superfície de resfriamento : -Total : 17,05 [m ²] -Inter cooler : 2 x 6,6 [m ²] -After cooler : 1 x 3,85 [m ²] Tubos : -Comprimento ativo : 1150 [mm] -Comprimento total : 1204 [mm] -Diâmetro : 19,01 [mm] -Quantidade : 248 [tubos] Pressão do vapor suprido : 18 [kgf/cm ²] Temperatura do vapor suprido : 478 [° C]
AQUECEDOR DE BAIXA PRESS.	Quantidade : 2 Tipo : Horizontal, tubo- casco, tubo em "U". Tubos : -Compr. efetivo : 4900 [mm] -Diâmetro : 15875 [mm] -Quantidade : 438 [tubos] Condensado (lado tubo) : -Vazão : 231,85 [m ³ /h] -Temp. entrada : 40 [° C] -Temp. saída : 80,1 [° C] -Nº passes : 4 Vapor (lado casco) : -vazão : 15530 [m ³ /h] -Temp. entrada : 82,8 [° C] -Temp. saída : 45,5 [° C] Pressão proj. : -Lado casco : vácuo total. -Lado tubo : 12 [kgf/cm ²] Temp. proj. : -Lado casco : 100 [° C] -Lado tubo : 90 [° C] Superfície de troca térmica : 240 [m ²]
AQUECEDOR DE MÉDIA PRESS.	Quantidade : 2 Tipo : Horizontal, tubo- casco, tubo em "U". Tubos : -Compr. efetivo : 4000 [mm] -Diâmetro : 15875 [mm] -Quantidade : 438 [tubos] Condensado (lado tubo) : -Vazão : 231,85 [m ³ /h] -Temp. entrada : 80,1 [° C] -Temp. saída : 117,6 [° C] -Nº passes : 4 Vapor aquec. (lado casco) : -Vazão : 15650 [kg/h] -Temp. entrada : 120,4 [° C] -Temp. saída : 85,7 [° C] -Nº passes : 1 Pressão proj. : -Lado casco : 1,6 [kgf/cm ²] -Lado tubo : 12 [kgf/cm ²] Temp. proj. : -Lado casco : 170 [° C] -Lado tubo : 130 [° C] Superfície de troca térmica : 200 [m ²]

Tabela 2.4 - Continuação.

EQUIPAMENTOS	CARACTERÍSTICAS
DESAERADOR	Quantidade : 2 Capacidade : 285000 [kg/h] Pressão proj.: 4,8 [kgf/cm ²] Temp. proj. : 157 [° C] Condensado : -Temp. entrada : 117,6 [° C] -Temp. saída : 151,1 [° C] Conteúdo máx. O ₂ saída : 0,005 [cm ³ /l _{conden.}] Volume tanque estocag. : 50 [m ³]
BOMBAS DE ALIMENTAÇÃO DE CALDEIRA	Quantidade : 6 Tipo : Centrífuga, horizontal, dupla voluta com 9 estágios. Capacidade : 142000 [kg/h] Eficiência : 83 [%] Temp. sucção : 151,1 [° C] Pressão : -Descarga : 98,1 [kgf/cm ²], (115,2 [kgf/cm ²] máx.) -Sucção : 4,9 [kgf/cm ²] Motor : -Potência nominal : 620 [KW] -Rotação : 3300 [RPM] Sistema fluxo mínimo : 15000 [kg/h], 37,1 [kgf/cm ²], 3 ^o estágio. Sistema de operação : 2 funcionando e 1 "stand-by" por unidade.
AQUECEDOR DE ALTA PRESSÃO	Quantidade : 6 Tipo : Horizontal, tubo-casco, tubo em U. Tubos : -Comprimento : ≅ 8000 [mm] -Diâmetro : 15,875 [mm] -Quantidade : 300 [tubos] Condensado : -Temp. entrada : 152,3 [° C] (lado tubo) -Temp. saída : 197,6 [° C] -N ^o passes : 2 -Vazão : 250000 [kg/h] -Perda carga : 0,70 [kgf/cm ²] (2,1 [m/s]) Vapor aquec. : -Consumo : 22300 [kg/h] (lado casco) -Pressão : 15 [kgf/cm ²] -Temp. : 250 [° C] Pressão proj.: -Lado casco : 19 [kgf/cm ²] -Lado tubo : 120 [kgf/cm ²] Temp. proj. : -Lado casco : 250 [° C] -Lado tubo : 250 [° C] Superfície de troca térmica : 250 [m ²]
COLETOR DE ALTA PRESSÃO	Diâmetro : 457 [mm] Comprimento : 7500 [mm] Pressão trab.: 88 [kgf/cm ²] Temp. trab. : 513 [° C]
COLETOR DE BAIXA PRESS.	Diâmetro : 457 [mm] Comprimento : 8000 [mm] Pressão trab.: 15 [kgf/cm ²] (18 kgf/cm ² -proj.) Temp. trab. : 210 [° C] (250 ° C - proj.)

Tabela 2.4 - Continuação.

EQUIPAMENTOS	CARACTERÍSTICAS
VENTILADOR DE TIRAGEM INDUZIDA	Capacidade : 13200 [m ³ /min.] Pressão est. : 520 [mmH ₂ O]
VENTILADOR DE TIRAGEM FORÇADA	Capacidade : 4800 [m ³ /min.] Pressão est. : 420 [mm H ₂ O]

As caldeiras são modelo VU-50 da Mitsubishi, fabricadas pela Companhia Brasileira de Caldeiras - CBC, com produção nominal de 250 t/h (88 kgf/cm² e 513 °C), tipo aquatubular, circulação natural, tiragem balanceada, suportada pelo fundo, multi-combustível, equipada com superaquecedores suspensos, economizador e pré-aquecedores de ar regenerativo e a vapor e sistema de recirculação dos gases de combustão conforme pode ser visto na Figura 2.14. O controle da temperatura do vapor é realizado, automaticamente, através de um dessuperaquecedor de contato direto (atemperador) localizado entre os superaquecedores primário e secundário (ver Figura 2.15), associado à recirculação dos gases de combustão.

O vapor produzido pelas caldeiras converge para o coletor de alta pressão (CAP), de onde pode ser enviado para a turbina 1 ou 2, podendo alimentar também o coletor de baixa pressão, e assim o processo interno e externo a CTE (ver Figura 2.12).

As duas caldeiras da CTE compartilham uma única chaminé, conforme pode ser visto na Figura 2.15.

A fornalha, superaquecedores e todos os outros componentes da caldeira foram projetados considerando as áreas de absorção de calor nos circuitos de água e vapor, diâmetro e espaçamento de tubos, velocidade dos gases de combustão e outros fatores que afetam o projeto, a fim de minimizar os depósitos e manter a caldeira disponível por um período tão longo quanto possível, pois o GAF contém uma quantidade considerável de pó. Devido ao baixo PCI do GAF, uma fornalha de grandes dimensões se faz necessário para assegurar uma combustão completa em seu interior.

Como a caldeira pode queimar vários tipos de combustíveis (GAF, GCO, óleo pesado e alcatrão) com

características bem diferentes, dependendo do "mix" de combustível utilizado, adota-se configurações operacionais diferentes, as quais apresentam rendimentos distintos. Isto foi previsto pelo fabricante de acordo com a Tabela 2.5.

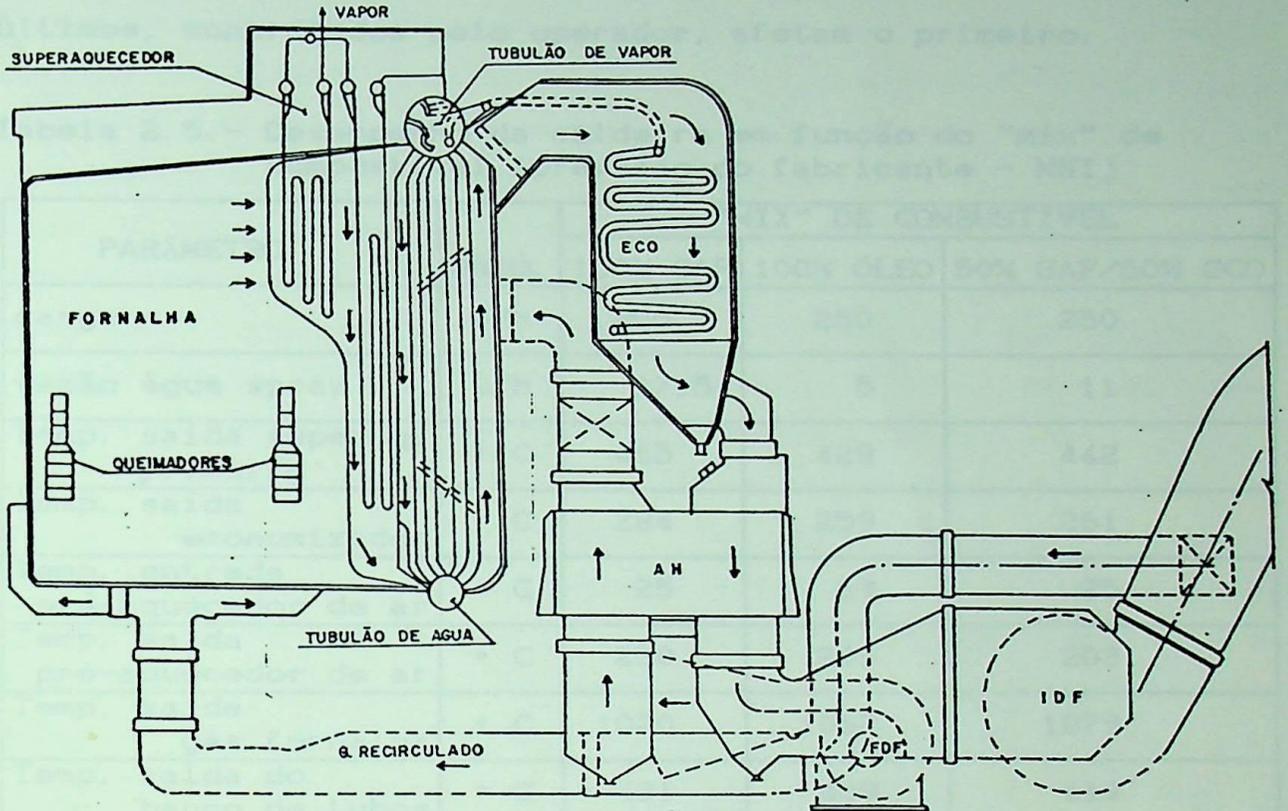


Figura 2.14 - Desenho esquemático da caldeira da CTE/CST.

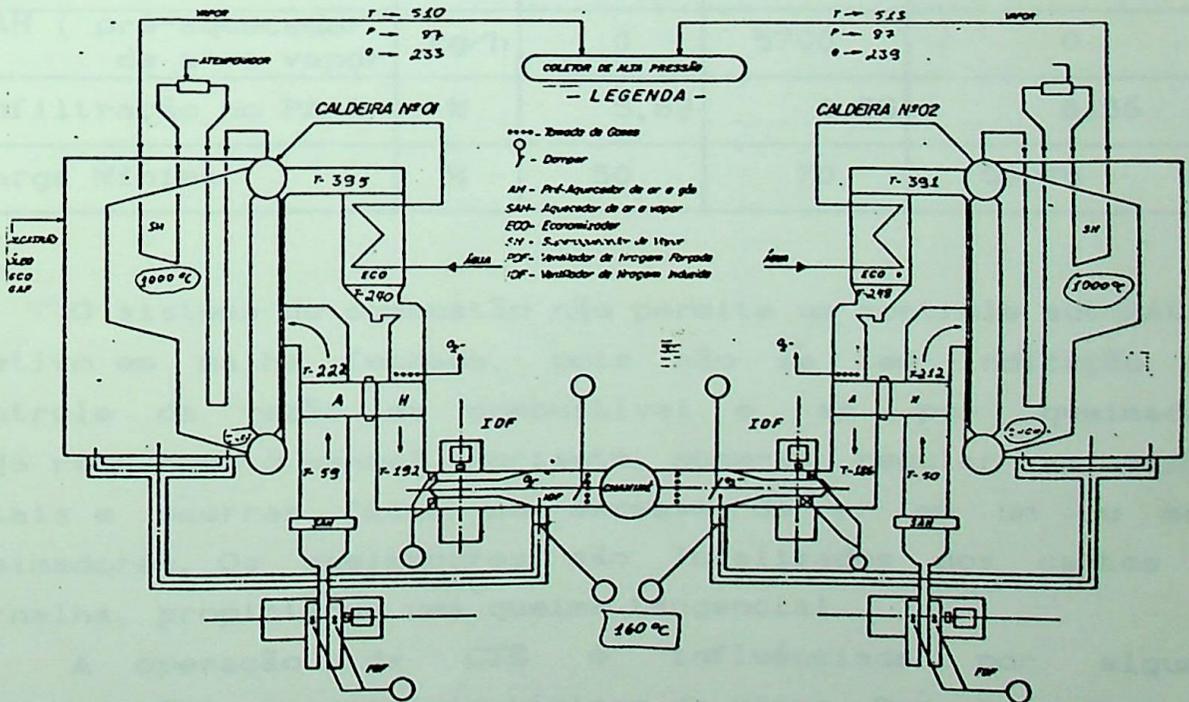


Figura 2.15 - Disposição das 2 caldeiras da CTE/CST.

Os principais pontos de controle da caldeira são: Dessuperaquecedor (automático), recirculação de gases, excesso de ar na combustão (equipada com indicador contínuo do teor de O_2 nos gases) e aquecedor de ar a vapor. Observe-se os três últimos, controlados pelo operador, afetam o primeiro.

Tabela 2.5. - Desempenho da caldeira em função do "mix" de combustível (previsão do fabricante - MHI)

PARÂMETRO	UNID.	"MIX" DE COMBUSTÍVEL		
		100% GAF	100% ÓLEO	50% GAF/50% GCO
carga	t/h	250	250	250
vazão água spray	t/h	17,5	5	11
Temp. saída superaq. primário	° C	465	428	442
Temp. saída economizador	° C	284	259	261
Temp. entrada pré-aquecedor de ar	° C	25	69	25
Temp. saída pré-aquecedor de ar	° C	230	205	203
Temp. saída gás fornalha	° C	1020	1062	1079
Temp. saída do banco de tubos	° C	431	409	410
Rendimento(η)	%	86	92	90,5
Gás recirculado	kg/h	0	117000	0
SAH (pré-aquecedor de ar a vapor)	kg/h	0	5700	0
Infiltração no PAAR	%	5,63	6,55	6,56
Carga Mínima	%	50	70	50-70

O sistema de combustão não permite um controle automático efetivo em malha fechada, pois não se tem indicação nem controle da vazão de combustível e ar por queimador, cuja regulagem é manual. Portanto, pode-se regular as vazões totais e ocorrer falta ou excesso de ar em um ou mais queimadores. Os queimadores são localizados nos cantos da fornalha, propiciando uma queima tangencial.

A operação da CTE é influenciada por algumas configurações operacionais típicas da usina. Durante as paradas do alto forno, a potência elétrica consumida na usina diminui e

as caldeiras devem queimar GCO e alcatrão. Quando a produção de vapor do CDQ diminui a CTE envia vapor para processo, apresentando grande queda na geração elétrica, devido ao alto nível de extração nas primeiras extrações das turbinas, nestes casos pode-se cortar vapor para o aquecedor de alta pressão, reduzindo assim o consumo de vapor de baixa pressão no processo regenerativo interno, o que reduz a necessidade de extração, amenizando assim o problema. As influências na caldeira e em toda planta face a adoção de uma ou outra configuração operacional são discutidas no Capítulo 6 com resultados dos programas computacionais "SIMCICLO" e "SIMCALD", que simulam o comportamento do bloco de condensação e da caldeira, respectivamente, para várias configurações operacionais.

Os pontos nos quais encontram-se disponíveis instrumentos de leitura, cujas informações, na maioria, são indicadas nos painéis da sala de controle e alimentam o computador de processo do centro de energia, estão listados na Tabela 2.6. Durante os testes, que forneceram dados para determinar um ponto de operação, introduziu-se algumas leituras extras como temperatura dos gases na saída da fornalha e análise no cromatógrafo dos gases de combustão e combustíveis (GAF e GCO).

Tabela 2.6 - Instrumentação existente a unidade nº 1 da CTE.

OBJETO DE LEITURA	PARÂMETRO	UNIDADE	IDENTIFICAÇÃO INSTRUMENTO
Gás de Alto Forno	Vazão	Nm ³ /h	
	Pressão	mm H ₂ O	PT 113
	Temperatura	°C	TE 111-6
	Composição	%	Laboratório
Gás de Coqueria	Vazão	Nm ³ /h	FT 103/203
	Pressão	mm H ₂ O	PG 114
	Temperatura	°C	TE 111-7
	Composição	%	Laboratório
Vapor na saída da Caldeira	Vazão	Kg/h	FT 107
	Pressão	Kgf/cm ²	PT 100/200
	Temperatura	°C	TE 100/200
Vapor ent. 2ª Superaq.	Temperatura	°C	TE 101
Vapor saída 1ª Superaq.	Temperatura	°C	TE 110
Flash Tank	Pressão	Kgf/cm ²	PG 106

Tabela 2.6 - Continuação.

OBJETO DE LEITURA	PARÂMETRO	UNIDADE	IDENTIFICAÇÃO INSTRUMENTO
Saída das BAC's	Vazão	Kg/h	FT 130
	Pressão	Kgf/cm ²	PG134/135/136
	Temperatura	°C	TG 157
Água ent. Economizador	Vazão	Kg/h	FT 108/208
	Pressão	Kgf/cm ²	PT 120/220
	Temperatura	°C	TE 111-2
Água saída Economizador	Temperatura	°C	TE 111-1
Água "apray" - Caldeira	Vazão	Kg/h	FT 110/210
Tubulão de vapor	Pressão	Kgf/cm ²	PT 111/211
Gases ent. Economizador	Temperatura	°C	TE 110-3
Gases saída Economiz.	Temperatura	°C	TE 110-4
Gases saída PAAR	Temperatura	°C	TE 111-5
	Pressão	mm H ₂ O	PI 119-4
Gases saída Vent.T.Ind.	Pressão	mm H ₂ O	PI 119-5
Oxigênio saída Econom.	Porcentagem	%	AT 112
Ar comb. após Vent.T.F.	Temperatura	°C	TE 111-3
Ar comb. após PAAV	Temperatura	°C	TE 111-4
Ar comb. após PAAR	Temperatura	°C	TE 111-5
Ar comb. após Vent.T.F.	Pressão	mm H ₂ O	PI 118-1
Coletor de alta Pressão	Pressão	Kgf/cm ²	PT 100
	Temperatura	°C	TG 141
Vapor ent. turbina	Vazão	Kg/h	FT 140
	Pressão	Kgf/cm ²	PT 140
	Temperatura	°C	TE 140-1
Vapor 1ª extração	Pressão	Kgf/cm ²	PT 142
	Temperatura	°C	TE 140-2
Vapor 2ª extração	Pressão	Kgf/cm ²	PT 143
	Temperatura	°C	TE 140-3
Vapor 3ª extração	Pressão	Kgf/cm ²	
	Temperatura	°C	TE 140-4
Vapor 4ª extração	Pressão	Kgf/cm ² ab	
	Temperatura	°C	TE 140-5
Vapor exaustão turbina	Vácuo	mm Hg	PT 145
Vapor selagem na saída	Pressão	Kgf/cm ²	PG 115
	Temperatura	°C	
Vapor selagem na ent.	Pressão	Kgf/cm ²	PT 144

Tabela 2.6 - Continuação

OBJETO DE LEITURA	PARÂMETRO	UNIDADE	IDENTIFICAÇÃO INSTRUMENTO
Gerador	Potência	KW	
Ar na descarga do Soprador	Vazão	Nm ³ /min.	FRQA 161
	Pressão	Kgf/cm ²	PRA 160
	Temperatura	°C	TR 140
Ar na sucção do Soprador	Pressão	mm H ₂ O	PI 164
	Temperatura	°C	TR 141
Inj. O ₂ no ar soprado	Vazão	Nm ³ /h	FRQ 170
Inj. ar comp. no ar sop	Vazão	Nm ³ /h	"na FOX"
Água do mar no condensador	Vazão	m ³ /h	FT 143
	Temp. ent.	°C	TE 141/241
	Temp. saída	°C	TG 165 A/B
Condens. poço quente	Temperatura	°C	TE 142-1
Água de reposição	Vazão	Kg/h	FQ 144
Sucção da BC	Pressão	Kgf/cm ²	PG 120
Descarga da BC	Pressão	Kgf/cm ²	PG 121
Água ent. Ejetor de Ar	Temperatura	°C	TG 148
Água saída Ej. de Ar	Temperatura	°C	TG 149
Vapor ent. Ej. de Ar	Pressão	Kgf/cm ²	PG 107
Vapor no casco do Ej. Ar	Pressão	Kgf/cm ²	PG 113/114
Casco Condensador Sel.	Pressão	Kgf/cm ²	PG 116
Água ent. Aquec. B. Pres.	Temperatura	°C	TE 142-2
Água saída Aquec. B. Pres	Temperatura	°C	TE 142-3
Casco do Aquec. B. Pres.	Pressão	Kgf/cm ²	PG 125
Dreno do Aquec. B. Pres.	Temperatura	°C	TG 159
Casco Aquec. M. Pressão	Pressão	Kgf/cm ²	PG 126
Água saída A. M. P. /Dreno	Temperatura	°C	TE 142-4/ TG 161
Casco do Desaerador	Pressão	Kgf/cm ²	PT 130/230
Água saída Desaerador	Temperatura	°C	TE 142-5
Coletor de Baixa Pressão	Pressão	Kgf/cm ²	PT 132
	Temperatura	°C	TE 140-10
Vapor do CDQ	Vazão	Kg/h	FT 142
Vapor para Processo	Vazão	Kg/h	FT 142
Vapor 1 ^a Ext. ent. CBP	Temperatura	°C	TE 131
Casco do Aquec. A. Pres.	Pressão	Kgf/cm ²	PG 140
Água saída A. A. P. /Dreno	Temperatura	°C	TE 142-6/ TG 163

CAPÍTULO 3 - FUNDAMENTOS DE TERMODINÂMICA

Neste capítulo são apresentados os principais conceitos empregados nas análises termodinâmicas desenvolvidas nos próximos capítulos. Desta forma, dentre os conceitos termodinâmicos explanados, enfatiza-se a abordagem exergetica ou de Segunda Lei da Termodinâmica.

3.1 - Histórico

Pesquisando os trabalhos de Cimblaris [10], Haywood [11] e Szargut, Morris e Steward [3], nos quais encontram-se boas informações sobre o desenvolvimento histórico da Segunda Lei da Termodinâmica, foi possível organizar a Tabela 3.1, na qual encontram-se citados alguns dos principais eventos históricos acompanhados de comentários sucintos. Cabe aqui ressaltar o interessante fato da 2ª Lei da Termodinâmica ter surgido antes da primeira.

Tabela 3.1 - Evolução histórica da 2ª Lei da Termodinâmica

ANO	NOME	FATO	COMENTÁRIO
1824	Nicolas Leonard Sadi Carnot	Definiu as limitações de conversão de calor em trabalho - 2ª Lei da Termodinâmica	O limite de conversão depende da temperatura na qual o calor está disponível (qualidade do calor)
1840 a 1849	James P. Joule	Provou a equivalência numérica exata entre trabalho e calor - 1ª Lei da Termodinâmica (conservação da energia)	Os resultados de seus experimentos foram publicados no "PHILOSOPHICAL MAGAZINE OF THE ROYAL SOCIETY"
1853	W. Thomson ou Lord Kelvin	Fez um tratamento analítico da dissipação de energia que ocorre na redistribuição da energia térmica num corpo inicialmente a temperatura não uniforme	Os termos "disponibilidade" e "energia disponível" não aparecem explicitamente em seus trabalhos. Nesta análise introduziu as máquinas térmicas auxiliares reversíveis.

Tabela 3.1 - Continuação.

ANO	NOME	FATO	COMENTÁRIO
1865	Clausius	Introduziu o conceito de "entropia"	A entropia possibilitou a derivação de expressões analíticas para a energia disponível
1868	P.G. Tait	Primeiro uso do termo "disponibilidade"	Tait escreveu "é muito desejável ter uma palavra expressando a disponibilidade do calor para trabalho"
1871	J. C. Maxwell	Usou pela primeira vez o termo "energia disponível" na 1ª edição de seu livro "Theory of Heat"	As idéias e definição de energia disponível e dissipação de energia são creditadas a Sir W. Thomson pelo próprio Maxwell em 1878
1873	J. W. Gibbs	Determinação analítica da energia disponível em termos do trabalho de eixo	Trabalho apresentado à CONNECTICUT ACADEMY. Muitos anos depois Keenan apresentou os resultados de Gibbs em termos mais simples e práticos
1875	J. C. Maxwell	Determinação analítica da energia disponível em termos do trabalho total	Trabalho publicado na 4ª edição do seu livro "Theory of Heat"
1889	M. Gouy	Introduziu o conceito de energia utilizável em termos do trabalho de eixo, obtendo uma expressão similar àquela deduzível a partir do trabalho de Gibbs	Em trabalho posterior publicado no mesmo ano Gouy reconhece o trabalho anterior de W. Thomson, Tait e Maxwell, mas não cita Gibbs
1898	A. Stodola	Deduziu uma expressão semelhante à de Maxwell para a energia disponível e derivou a relação entre a perda de trabalho total e a geração de entropia.	Expressou, em 1905 na 3ª edição do livro "The Steam Turbine", seu desconhecimento em 1898 do trabalho anterior de Gouy. Essa relação é conhecida na Europa continental como Lei de Gouy-Stodola, embora Gouy não tenha se aprofundado tanto.
1930	G. Darrieus	Definiu, o que pode ser considerado como o rendimento "exergético" de uma turbina	Em 1931 Darrieus ampliou o conceito às centrais termoelétricas.

Tabela 3.1 - Continuação

ANO	NOME	FATO	COMENTÁRIO
1938	F. Bošnjakovič	Propôs um balanço de entropia. Avaliou o grau de perfeição dos processos térmicos analisando as irreversibilidades. Formulou o slogan: "Guerra contra as irreversibilidades".	Pode-se considerar que ele iniciou, na Alemanha, o desenvolvimento moderno da análise "exérgica". Em 1939 realizou o primeiro balanço de "disponibilidade".
1941	J.H. Keenan	Introduziu o conceito de disponibilidade de modo semelhante ao de Gouy.	No entanto não provou que para os trabalhos de eixo serem iguais para processos ocorrendo entre os mesmos estados finais deve haver reversibilidade interna e externa. Já em 1932, Keenan havia criado um gráfico Entalpia-Entropia-Disponibilidade
1944	M.W. Thring	Utilizou pela primeira vez o termo "virtude da energia"	Apresentou um gráfico da disponibilidade em fornos metalúrgicos
1950	A. Keller	Avaliou as perdas numa central termo-elétrica através de balanço de entropia.	Este trabalho foi desenvolvido nos Estados Unidos.
1950	P. Grassmann	Apresentou um gráfico de Sankey para a disponibilidade	Embora Grassmann tenha atribuído a Hentrich e Ritz sua criação em 1945, tal gráfico leva seu nome
1951	J.H. Keenan	Deduziu uma expressão para a relação entre a perda de trabalho de eixo e a geração de entropia.	O caminho seguido por Keenan foi menos direto que o seguido por Stodola.
1951	D. P. Hochstein	Publicou a primeira monografia dedicada à análise da geração de entropia em processos térmicos.	
1956	Z. Rant	Utilizou pela primeira vez o termo "exérgia"	Segundo Rant tal nome foi sugerido por R. Planck. Em 1960 levantou dados exérgicos para o vapor d'água e gases de combustão.

Tabela 3.1 - Continuação

ANO	NOME	FATO	COMENTÁRIO
1961	J. Szargut	Foi o pioneiro na aplicação da exergia na análise de processos metalúrgicos	De 1961 a 1965 publicou 28 artigos sobre o assunto.
1965	J. Szargut e R. Petela	Publicaram o primeiro livro especificamente sobre exergia e com o título "EXERGIA"	Original em polonês, traduzido para russo em 1968. Szargut e colaboradores da Universidade Técnica da Silésia (Polônia) realizaram a análise exergetica da combustão.
1969	R.B. Evans	Propôs a "essergia" como a única medida consistente do trabalho termodinâmico	Acrescentou, corretamente, um termo relativo à transferência de massa para a atmosfera à exergia. No entanto o nome essergia não foi bem aceito.
1970	Y. M. Brodyanskyi	Realizou uma pesquisa bibliográfica sobre exergia até 1970.	Foram levantados cerca de 270 trabalhos.
1979	W. Fratzscher	Realizou pesquisa bibliográfica sobre exergia no período de 1970 a 1979.	Foram levantados cerca de 280 trabalhos.
1980 a 1984		Desenvolvimento de grande interesse sobre análise exergetica na América, especialmente nos EUA.	J.E. Ahern publicou o primeiro livro sobre exergia nos EUA em 1980.
1986	Göran Wall [14]	Realizou pesquisa bibliográfica sobre exergia citando 1443 publicações.	Essas publicações são apresentadas em sua tese de doutorado com o seguinte título "EXERGY - A USEFUL CONCEPT"

A energia disponível do corpo e do meio definida por Gibbs em 1873, a energia utilizável de Gouy (1889), a disponibilidade de Keenan (1941), a exergia de estagnação de Kotas [12] e a exergia de não-fluxo de Haywood [13] são praticamente iguais.

A exergia, proposta por Rant em 1956, não foi um conceito termodinâmico novo, conforme pode ser observado na Tabela 3.1, mas, no entanto, serviu perfeitamente para unificar a

terminologia, quando já se fazia necessário devido ao grande número de termos correlatos. O termo exergia foi imediatamente aceito na Alemanha, URSS e Polônia, onde o método exerético sofreu seus primeiros desenvolvimentos e aplicações, constituindo-se atualmente no meio mais fácil e prático de aplicação da Segunda Lei da Termodinâmica. Contudo, até hoje os livros americanos usam a palavra disponibilidade ("availability"). No 4º Simpósio Internacional sobre Análise de Segunda Lei em Sistemas Térmicos ("Fourth International Symposium on the Second-Law Analysis of Thermal Systems"), realizado em Roma em 1987, padronizou-se a nomenclatura com o uso da palavra exergia [15].

A primeira análise de uma central termoelétrica à luz da Segunda Lei da Termodinâmica, publicada em inglês e de fácil acesso, foi realizada em 1950 por A. Keller [16]. Neste trabalho Keller utilizou um balanço de entropia para avaliar as perdas da planta. Atualmente, esse tipo de trabalho, muito útil na busca incessante de melhores desempenhos dos equipamentos e configurações operacionais das termoelétricas, continua sendo realizado, porém através do método exerético.

Os desenvolvimentos e aplicações de vanguarda do método exerético concentram-se nas áreas de termoeconomia e ecológicas, além dos estudos referentes à definição dos estados de referência para o cálculo da exergia.

3.2 - Conceitos de Termodinâmica

Os conceitos termodinâmicos fundamentais para a compreensão e posterior aplicação da função exergia, encontram-se sintetizados nos livros de Moran e Kotas [1,12] ou podem ser encontrados em abordagens mais aprofundadas nos livros texto de termodinâmica [17,18,19]. Contudo, são apresentados aqui, de forma sucinta, alguns desses conceitos com a finalidade de auxiliar a introdução do conceito de exergia.

3.2.1 - Conceitos básicos

A realização de uma análise termodinâmica normalmente

inicia-se pela delimitação da região ou quantidade de matéria a ser observada, isto é, define-se o sistema termodinâmico, pelas fronteiras do qual pode haver fluxo de massa ou não. Os sistemas que permitem fluxo de massa são conhecidos como sistemas abertos ou volumes de controle e os que não permitem como sistemas fechados ou massa de controle.

Considerando-se que a maioria das análises de interesse prático na engenharia são realizadas em sistemas abertos, como os casos que surgem nas análises em centrais termoelétricas, as equações neste trabalho devem ser desenvolvidas considerando-se sistemas abertos com fronteiras fixas, velocidade relativa do volume de controle em relação a Terra igual a zero e processos em regime permanente, isto é, nos quais as propriedades termodinâmicas num dado ponto não variam com o tempo. Além disso, as propriedades devem ser consideradas uniformemente distribuídas nas seções de entrada e saída do volume de controle, assim como no interior do mesmo.

Os sistemas ditos adiabáticos devem ser entendidos como aqueles por cujas fronteiras não é permitido o fluxo de energia na forma de calor.

Tudo aquilo não incluído no sistema denomina-se meio ambiente. O sistema e o seu meio ambiente circunvizinho, conhecido como sistema combinado ou volume de controle combinado, constituem um sistema isolado, isto é, um sistema que permite apenas interações de trabalho através de suas fronteiras, já que somente no meio ambiente circunvizinho existem gradientes significativos de temperatura, pressão e concentração.

As interações de calor normalmente ocorrem entre o sistema e os reservatórios térmicos, definidos como corpos dos quais calor é transferido deles ou para eles sem que haja mudanças em sua temperatura. Do ponto de vista prático a atmosfera e as águas dos oceanos, lagos e rios podem ser considerados reservatórios térmicos.

As equações apresentadas na Termodinâmica consideram os processos como uma sucessão de estados de equilíbrio. Um sistema está num estado de equilíbrio quando não apresenta

nenhuma variação em suas propriedades termodinâmicas após um longo período de repouso com o sistema completamente isolado. Além disso, no contexto deste trabalho, o conceito de equilíbrio entre o sistema e o meio ambiente, e não apenas dentro do sistema, é de vital importância na definição da função exergia.

Dentre os vários parâmetros que constituem o equilíbrio termodinâmico entre o sistema e seu meio ambiente, nas derivações posteriores pode-se considerar apenas pressão, temperatura e potencial químico, constituindo os equilíbrios mecânico, térmico e químico, respectivamente.

Trabalho pode ser obtido a partir de um sistema em equilíbrio interno e seu meio ambiente desde que haja interação entre os dois, isto é, o sistema sofra um processo, mas para isso ocorrer é necessário algum desequilíbrio entre o sistema e o meio ambiente. No caso de equilíbrio total nenhum trabalho pode ser obtido, pois não há possibilidade de ocorrer nenhum processo.

Com o advento da Termodinâmica, o conceito de energia, que já ocupava um lugar de destaque na mecânica, foi ampliado e aprofundado, inclusive com a definição de novas formas de energia (ex.: energia interna e calor) e a inclusão da afirmativa de que as diversas formas de energia são equivalentes e que existem limitações de transformação entre elas [20].

Cada forma de energia apresenta suas próprias características e qualidades, sendo intuitivo para determinadas pessoas o uso implícito da qualidade da energia, como por exemplo quando se referem à crise energética. A exergia, cujo conceito e uso aos poucos se difunde nos meios científicos e industriais, é um padrão adequado de qualidade de energia.

Kotas [12] classifica as formas de energia em energia ordenada e energia desordenada, cujas principais características são confrontadas na Tabela 3.2. A energia ordenada pode ainda ser subdividida em energia potencial e cinética.

Os processos termodinâmicos podem ser reversíveis ou irreversíveis. Nos processos reversíveis toda energia

convertida de uma forma em outra pode e consegue ser aplicada para restaurar o sistema e o meio ambiente ao estado inicial, antes do início do processo, sem deixar quaisquer vestígios da ocorrência do processo. Nos processos irreversíveis tal restauração não é possível, porque ocorrem perdas na transformação de uma forma de energia em outra. Deste modo, a máxima conversão de uma forma de energia em outra ocorre nos processos reversíveis.

Tabela 3.2 - Características das energias ordenada e desordenada

ENERGIA ORDENADA	ENERGIA DESORDENADA
A conversão de uma forma de energia ordenada em outra forma não apresenta limitações	A conversão de uma forma de energia desordenada para uma forma de energia ordenada apresenta limitações teóricas
Os processos envolvendo transferências de energia ordenada podem ser analisados apenas com o auxílio da Primeira Lei da Termodinâmica	Os processos envolvendo transferências de energia desordenada na conversão para energia ordenada, necessitam do uso da 1ª e 2ª Leis da Termodinâmica para serem analisados
Os parâmetros do meio ambiente não são requeridos para calcular a transferência de energia ordenada, isto é, energia de alto grau de qualidade, entre dois sistemas	O limite superior de conversão de energia desordenada em energia ordenada depende dos parâmetros termodinâmicos do sistema no qual a energia está armazenada e aqueles do meio ambiente
A transferência de energia ordenada entre dois sistemas pode ocorrer sem que haja mudança nas entropias dos sistemas	A conversão de energia desordenada em energia ordenada normalmente provoca mudanças nas entropias dos sistemas interagindo
Trabalho é energia ordenada em trânsito pelas fronteiras de um sistema	Calor é energia desordenada em trânsito pelas fronteiras de um sistema

3.2.2 - Primeira e Segunda Leis da Termodinâmica

A derivação e posterior utilização da Primeira e Segunda Leis da Termodinâmica na análise de processos culminou com a definição das funções termodinâmicas energia interna, entropia, entalpia, função de Helmholtz e energia livre de Gibbs, que por sua vez possibilitaram um entendimento mais amplo das consequências dessas leis e a aplicação mais efetiva das mesmas [3]. Na sequência deste desenvolvimento foi definida a função

exergia que permite analisar rápido e facilmente processos complexos à luz da Segunda Lei da Termodinâmica. Como o método exerético de análise termodinâmica é o assunto principal deste trabalho, a função exergia é exposta detalhadamente em outro item.

A maioria dos livros de termodinâmica [17,18,19] desenvolvem a equação da Primeira Lei da Termodinâmica, que se confunde com a Lei de Conservação da Energia, primeiramente para sistemas fechados (massa de controle), onde naturalmente surge a definição da energia interna (u), cuja diferença total é o calor introduzido na massa de controle menos o trabalho realizado por ela. Na sequência do desenvolvimento a equação da conservação da energia é derivada para um volume de controle acompanhando-se uma massa de controle fluindo através do mesmo durante um intervalo de tempo Δt . Aplicando o limite quando $\Delta t \rightarrow 0$ nas expressões obtidas, alcança-se a equação da Primeira Lei da Termodinâmica para um volume de controle.

A determinação dos fluxos de massa e energia nas análises de volumes de controle é obtida aplicando-se conjuntamente as equações da continuidade (eq.3.1), também chamada de equação da conservação da massa, e a equação da conservação da energia (eq.3.2), conforme apresentadas abaixo, as quais são válidas para processos em regime permanente, volume de controle estacionário, fluxos perpendiculares às superfícies de controle, propriedades uniformemente distribuídas nas seções de entrada e saída, várias entradas e saídas e para um fluido. Cabe salientar que a determinação dos fluxos de massa e energia também é necessária nas análises à luz da Segunda Lei da Termodinâmica.

$$\sum_e \dot{m}_e = \sum_s \dot{m}_s \quad (3.1)$$

A eq. 3.1 diz que a soma de todos os fluxos de massa entrando no volume de controle é igual a soma dos fluxos saindo do mesmo.

$$\dot{Q}_{vc} + \sum_e \dot{m}_e \left(u_e + P_e v_e + \frac{V_e^2}{2} + gZ_e \right) = \dot{W}_{vc} + \sum_s \dot{m}_s \left(u_s + P_s v_s + \frac{V_s^2}{2} + gZ_s \right) \quad (3.2)$$

A eq. 3.2 diz que o calor entregue ao volume de controle mais a energia levada para dentro do mesmo devido a massa fluindo para dentro através da superfície de controle é igual ao trabalho desenvolvido pelo volume de controle mais a energia levada para fora do mesmo devido a massa fluindo para fora através da superfície de controle.

O trabalho aplicado para introduzir a massa no volume de controle ($\dot{m}_e P_e v_e$) e o trabalho obtido quando a massa sai do mesmo ($\dot{m}_s P_s v_s$) é chamado de trabalho de fluxo [18].

De acordo com Van Wylen e Sonntag [18], o fato de o termo $(u + Pv)$ aparecer sempre que há fluxo de massa através de uma superfície de controle é a principal razão para se definir a propriedade entalpia (h).

$$h = u + Pv \quad (3.3)$$

Utilizando a definição de entalpia na eq. 3.2 obtém-se

$$\dot{Q}_{vc} + \sum_e \dot{m}_e \left(h_e + \frac{V_e^2}{2} + gZ_e \right) = \dot{W}_{vc} + \sum_s \dot{m}_s \left(h_s + \frac{V_s^2}{2} + gZ_s \right) \quad (3.4)$$

Segundo Lizarraga [21] três questões básicas convergem na formulação da Segunda Lei da Termodinâmica: A degradação da energia, o sentido de evolução dos processos e os critérios de equilíbrio e estabilidade. Contudo, pode-se incluir, como consequência da Segunda Lei, a determinação do rendimento teórico máximo dos ciclos e máquinas térmicas, a avaliação quantitativa da degradação da energia provocada pelas irreversibilidades, a definição da escala termodinâmica de temperatura e o desenvolvimento de meios para avaliação de propriedades tais como energia interna (u) e entalpia (h) em termos de propriedades que são mais rapidamente obtidas experimentalmente [17].

Os enunciados da Segunda Lei da Termodinâmica são todos de caráter negativista. Portanto, impossíveis de serem provados formalmente. No entanto, nunca houve uma comprovação experimental que violasse tal princípio.

Cientistas e engenheiros tem utilizado a Segunda Lei da

Termodinâmica para diversas finalidades, inclusive em outras áreas tais como economia e filosofia [17]. Por isso, pode-se compreender porque essa lei não apresenta um enunciado único. Sendo os enunciados de Kelvin-Planck e Clausius os mais comumente encontrados nos livros de termodinâmica; os mesmos são apresentados aqui, conforme Van Wylen e Sonntag [18].

Enunciado de Kelvin-Planck: É impossível construir um dispositivo que opere num ciclo termodinâmico e que não produza outros efeitos além do levantamento de um peso e troca de calor com um único reservatório térmico.

Enunciado de Clausius: É impossível construir um dispositivo que opere num ciclo termodinâmico e que não produza outros efeitos além da passagem de calor de um corpo frio para um corpo quente.

Com o objetivo de prever, para um sistema fechado qualquer, o sentido de evolução dos processos, isto é, se um processo é reversível, irreversível ou impossível de ocorrer, tentou-se generalizar uma análise baseada na Primeira Lei da Termodinâmica, pela qual pode-se apresentar a seguinte equação para um processo reversível.

$$\delta Q = dU + PdV \quad (3.5)$$

Para processos infinitesimais o termo $dU + PdV$ pode ser usado para esse objetivo, mais infelizmente não pode para os processos finitos, pois do ponto de vista matemático ($dU + PdV$) e também δQ não são diferenciais exatas, isto é, dependem do caminho percorrido pelo processo. Porém, multiplicando-se esses termos por um fator integrante é possível transformá-los em diferenciais exatas, obtendo-se assim a seguinte expressão

$$dS = \frac{\delta Q}{N} = \frac{dU + PdV}{N} \quad (3.6)$$

onde, $1/N$ é o fator integrante e S a função procurada para indicar o sentido de evolução dos processos.

Aplicando o teorema de Schwartz obtem-se uma equação de primeira ordem em derivadas parciais com infinitas soluções.

$$\frac{\partial}{\partial V} \left[\frac{1}{N} \right] = \frac{\partial}{\partial U} \left[\frac{P}{N} \right] \quad (3.7)$$

Conforme demonstrado [20,22], impondo restrições por conveniência, isto é, a fim de facilitar as conclusões quanto ao comportamento de S, e físicas a N determina-se que

$$\frac{1}{N} = \frac{1}{T} \quad (3.8)$$

onde T é a temperatura termodinâmica (sempre positiva), mesmo conceito utilizado por Kelvin para definir a escala termodinâmica de temperatura. Desta forma a função termodinâmica entropia (S) pode ser definida pela eq. (3.9).

$$dS \equiv \left[\frac{\delta Q}{T} \right]_{\text{rev.}} = \left[\frac{dU + PdV}{T} \right]_{\text{rev.}} \quad (3.9)$$

Embora a entropia seja definida em função de um processo reversível a sua variação é a mesma para todos os processos ocorrendo entre os mesmos estados finais, sejam reversíveis ou irreversíveis.

Observa-se que a função entropia, que permite a formulação matemática da Segunda Lei da Termodinâmica, confunde-se com ela e por não ter um significado físico claro apresenta certas dificuldades de compreensão. Sendo assim os engenheiros devem mais procurar entender bem suas aplicações na Termodinâmica e não buscar definições simplistas da entropia.

A "entropia" foi utilizada por Carnot em 1824 sob outro nome e sem conhecer todas as suas propriedades. Naquela época concebia-se intuitivamente ser a "entropia" uma substância, com propriedades particulares. Atualmente esse conceito é empregado na chamada termodinâmica dos processos irreversíveis, onde considera-se, inclusive, que a entropia gerada (comentada no proximo item) é a causa e não a consequência da irreversibilidade [20].

Pode-se demonstrar, com auxílio da desigualdade de Clausius ($\oint \frac{\delta Q}{T} \leq 0$), que a variação da entropia num processo qualquer ocorrendo numa massa de controle entre os estados terminais 1 e 2 é dada pela eq. (3.10)

$$S_2 - S_1 \geq \int_1^2 \frac{\delta Q}{T} \quad (3.10)$$

onde o sinal de igual é usado para processos reversíveis e a desigualdade vale para os irreversíveis.

Existem duas maneiras de aumentar a entropia de um sistema fechado (transferindo calor ao mesmo ou fazendo com que ele sofra um processo irreversível) e um único meio de diminuir a entropia do mesmo (retirando calor dele) [18].

A eq. 3.10 quando aplicada para avaliar a variação de entropia num sistema fechado adiabático ($\delta Q = 0$) sofrendo um processo qualquer, informa que só podem ocorrer processos onde a entropia do sistema cresce, no caso de processos irreversíveis, ou no máximo permanece constante quando o processo é reversível. Por essa razão, os processos adiabáticos reversíveis são ditos isoentrópicos conforme pode ser observado na eq. (3.11).

$$(S_2 - S_1)_{\text{sist. fech. ad.}} \geq 0 \quad (3.11)$$

Essa conclusão também é válida para um sistema combinado (volume ou massa de controle mais o meio ambiente), pois o mesmo é praticamente um sistema fechado adiabático, onde existe somente transferências de trabalho pelas fronteiras do sistema, as quais são interações de energia que não são acompanhada por transferência de entropia [23].

$$\Delta S_{\text{sist. comb.}} \geq 0 \quad (3.12)$$

Esse resultado, conhecido como o princípio do aumento de entropia e que pode ser considerado como um enunciado geral quantitativo da Segunda Lei [18], levou Clausius a declarar que a energia do universo é constante mas a entropia do mesmo tende para o máximo [20], visto que o universo é um sistema isolado perfeito.

O trabalho produzido por uma máquina térmica que recebe uma quantidade de calor Q de uma fonte quente a temperatura constante T e rejeita uma quantidade de calor Q_0 para uma fonte fria a temperatura constante T_0 por imposição da Segunda Lei da

Termodinâmica, é máxima quando todos os processos ocorrendo no sistema combinado (máquina térmica + fonte quente + fonte fria) são reversíveis. Então, aplicando a Primeira e Segunda Leis da Termodinâmica ao sistema combinado obtem-se

$$W_{\max} = W_{\text{rev.}} = \left(1 - \frac{T}{T_0}\right) Q = \eta_c Q \quad (3.13)$$

onde η_c é conhecido como rendimento ou fator de Carnot.

Nota-se que o rendimento máximo é função exclusiva das temperaturas, sendo independente do fluido de trabalho e tipo de máquina [20]. Esse resultado foi alcançado por Carnot em 1824.

O calor rejeitado à fonte fria (Q_0) deve estar a temperatura T_0 para que o processo de transferência de calor seja reversível. Portanto, Q_0 não constitui nenhuma perda já que não apresenta nenhuma capacidade de realizar trabalho, pois η_c torna-se zero quando $T = T_0$. Por outro lado, quanto maior a temperatura na qual o calor está disponível maior a capacidade de realizar trabalho com o mesmo, pois η_c cresce com o aumento da temperatura. Desta forma, pode-se usar η_c para agregar um valor ao calor conforme a qualidade do mesmo.

Realizando-se um balanço de entropia num volume de controle estacionário, com fluxos perpendiculares às superfícies de controle, propriedades uniformemente distribuídas nas seções de entrada e saída, várias entradas e saídas e para um fluido obtem-se a eq. (3.14) abaixo

$$\frac{dS_{vc}}{dt} \geq \sum_e \dot{m}_e s_e - \sum_s \dot{m}_s s_s + \sum_i \frac{\dot{Q}_i}{T_i} \quad (3.14)$$

onde, i representa o i -ésimo ponto da superfície de controle onde ocorre um fluxo de calor \dot{Q}_i à temperatura local constante T_i .

Para um processo em regime permanente, onde $dS_{vc}/dt = 0$, obtem-se a partir da eq. (3.14) a eq. (3.15), na qual o fluxo de entropia para dentro do volume de controle associado à transferência de calor (fluxo térmico de entropia) mais o fluxo líquido de entropia para dentro do volume de controle associado

à vazão mássica (fluxo convectivo de entropia) é menor que zero para os processos irreversíveis e igual a zero para os reversíveis.

$$\sum_i \frac{\dot{Q}_i}{T_i} + \sum_e \dot{m}_e s_e - \sum_s \dot{m}_s s_s \leq 0 \quad (3.15)$$

3.2.3 - Geração de entropia

A geração de entropia que ocorre dentro de um volume de controle devido às irreversibilidades é, para processos externamente reversíveis, aquela parte da variação de entropia do sistema combinado que não pode ser explicada pelos fluxos de entropia térmicos e convectivos, isto é, associados aos fluxos de calor e massa cruzando as fronteiras do volume de controle [13]. Desta forma, pode-se transformar a eq.3.15 numa igualdade, bastando para isso introduzir, no lado esquerdo desta equação, um termo que represente a taxa de geração de entropia ($\dot{\sigma}$) no volume de controle, obtendo-se assim a equação abaixo

$$\dot{\sigma} + \sum_i \frac{\dot{Q}_i}{T_i} + \sum_e \dot{m}_e s_e - \sum_s \dot{m}_s s_s = 0 \quad (3.16)$$

Para processos em regime permanente a geração de entropia torna-se igual a taxa de aumento de entropia do meio ambiente, pois a entropia do volume de controle permanece constante [24]. Neste caso, toda a entropia gerada dentro do volume de controle é levada para fora do mesmo associada aos fluxos de calor e massa saindo do volume de controle. Num processo qualquer, considerando que o volume de controle pode ser sempre definido de forma que as irreversibilidades ocorram dentro do mesmo, pode-se dizer que a geração de entropia no volume de controle é igual à soma das taxas de variações de entropia do volume de controle e do meio ambiente, conforme a eq. 3.17.

$$\frac{dS_{vc}}{dt} + \frac{dS_{meio\ amb.}}{dt} = \frac{dS_{sist. comb.}}{dt} = \dot{\sigma} \quad (3.17)$$

A diferença entre o trabalho máximo possível de ser

realizado por um sistema combinado, o qual deve ocorrer num processo totalmente reversível, e o trabalho realmente desenvolvido (\dot{W}_{vc}) é, por definição, igual a destruição de exergia (I) que ocorre no processo real. Essa quantidade de trabalho perdido como resultado das irreversibilidades, chamada aqui simplesmente exergia destruída, é denominada dissipação por Denbigh e Tribus, irreversibilidade por Keenan, perda de energia disponível por Gaggioli e trabalho perdido por Haywood [25].

$$I \equiv (\dot{W}_{rev})_{sist. comb.} - \dot{W}_{vc} = (\dot{W}_{rev})_{vc} + \dot{W}_{aux} - \dot{W}_{vc} \quad (3.18)$$

O trabalho auxiliar (\dot{W}_{aux}) é a soma dos trabalhos obtidos nas máquinas térmicas auxiliares reversíveis, cuja função é realizar reversivelmente a transferência de calor do meio ambiente para o volume de controle. Aplicando a Primeira e Segunda Leis às máquinas térmicas auxiliares reversíveis obtem-se a expressão abaixo para o trabalho auxiliar.

$$\dot{W}_{aux} = \sum_i (\dot{Q}_{rev})_{vc_i} \left(\frac{T_o}{T_i} - 1 \right) \quad (3.19)$$

O trabalho reversível do volume de controle $(\dot{W}_{rev})_{vc}$, para um processo em regime permanente, dado pela eq. 3.20, é obtido aplicando-se a Primeira (eq. 3.4) e Segunda (eq. 3.16, com $\dot{\sigma} = 0$) Leis ao volume de controle.

$$(\dot{W}_{rev})_{vc} = \sum_o \dot{m}_o \left(h_o - T_o S_o + \frac{V_o^2}{2} + gZ_o \right) - \sum_s \dot{m}_s \left(h_s - T_o S_s + \frac{V_s^2}{2} + gZ_s \right) - \dot{W}_{aux} \quad (3.20)$$

logo, a perda de exergia pode ser dada pela expressão abaixo [18].

$$\dot{I} = \sum_s \dot{m}_s T_o s_s - \sum_o \dot{m}_o T_o s_o - \sum_i \dot{Q}_{vc_i} \quad (3.21)$$

Para um processo externamente reversível, o que pode ser obtido ampliando-se o volume de controle de forma a englobar todas as irreversibilidades ($T_i \rightarrow T_o$), a eq. 3.16, quando multiplicada pela temperatura ambiente (T_o), fornece a seguinte

expressão,

$$T_0 \dot{\sigma} = \sum_s \dot{m}_s T_0 s_s - \sum_e \dot{m}_e T_0 s_e - \sum_i \dot{Q}_{vc_i} \quad (3.22)$$

então, das equações 3.17 e 3.22, pode-se concluir que

$$\dot{I} = T_0 \dot{\sigma} = T_0 \frac{dS_{\text{sist. comb.}}}{dt} \quad (3.23)$$

A destruição de exergia que ocorre no volume de controle e seu meio ambiente circunvizinho (sistema combinado), dada pela eq. 3.23, é conhecida na literatura, principalmente a européia, como a Lei de Gouy-Stodola, considerada como a primeira etapa na derivação da exergia [25].

3.2.4 - Reversibilidade, irreversibilidade e disponibilidade

Adotando uma sugestão feita por Haywood [13], as palavras "disponibilidade" e "irreversibilidade" devem ser utilizadas ao longo deste trabalho essencialmente como conceitos termodinâmicos, cujas quantidades físicas associadas são exergia e destruição de exergia, respectivamente. Portanto, esses conceitos, além do de reversibilidade, devem ser bem definidos, pois são muito importantes no desenvolvimento do método exergético de análise termodinâmica.

Os processos irreversíveis, que são os únicos encontrados na realidade, apresentam como fonte de irreversibilidade dois grupos de fenômenos: um envolve dissipação direta de trabalho (energia ordenada) em energia interna do sistema (energia desordenada), cujo um exemplo importante é o atrito viscoso, o outro está associado a processos espontâneos de não-equilíbrio, tais como combustão, mistura, expansão não resistida, equalização de temperatura e transferência de calor sob diferenças finitas de temperatura [12]. Cabe lembrar que todos os processos irreversíveis são acompanhados por um aumento líquido de entropia no sistema combinado.

A destruição de exergia que ocorre num processo real não pode indicar sozinha o potencial para aperfeiçoamento do mesmo, pois parte dela normalmente está associada às irreversibilidades intrínsecas ao processo, isto é, àquelas

impostas por restrições físicas, tecnológicas, econômicas, etc., que não podem ser evitadas. Portanto, a diferença entre a destruição total de exergia e a associada às irreversibilidades intrínsecas constitui a destruição de exergia evitável, que pode ser usada perfeitamente como um potencial para aperfeiçoamento do processo [12].

A condição para reversibilidade de um processo exige que o mesmo seja uma sucessão de estados de equilíbrio (isto é, variações quase-estáticas de estado), tanto dentro do volume de controle como no meio ambiente, e que os fenômenos dissipativos estejam ausentes. Tais processos, embora impossíveis na prática, são mais fáceis de descrever matematicamente e muito convenientes como um padrão de comparação para os processos reais.

Sendo a disponibilidade de Keenan, assim como a energia livre de Gibbs, caso especiais da exergia [25], o conceito de disponibilidade está implícito na definição de exergia. Contudo, pode-se encontrar um paralelo entre a exergia e a disponibilidade, tratada como uma quantidade física, nas referências [2,21,25,26].

Baseando-se nos teoremas sobre disponibilidade e irreversibilidade apresentados por Haywood [11,13], pode-se fazer a seguinte afirmativa, muito importante na definição da função exergia: "O trabalho produzido por um volume de controle e seu meio ambiente, mantendo-se os estados termodinâmicos nas seções de entrada e saída do volume de controle e os parâmetros do meio ambiente, é o mesmo para todos os processos reversíveis. Este trabalho reversível é maior do que o obtido em qualquer processo irreversível. Além disso, o calor trocado com o meio ambiente é igual para todos os processos reversíveis e maior para os irreversíveis."

3.3 - Exergia

Pode-se considerar a qualidade de diferentes formas de energia desordenada, na análise de plantas térmicas e químicas, através de suas capacidades para realizar trabalho, denominada exergia por Rant. De forma geral, pode-se dizer que exergia,

disponibilidade, energia utilizável, energia disponível, trabalho útil máximo ou essergia correspondem ao mesmo conceito [15]. Porém, no 4^o Simpósio Internacional de Análise de 2^a Lei em Sistemas Térmicos (Roma, 1987), foi padronizada a nomenclatura com a palavra exergia, que tem sido aceita como uma medida da qualidade de energia, como já comentado.

3.3.1 - Definições

Apresenta-se a seguir um conjunto de definições de interesse na formalização da análise exergética:

Exergia [3]: É a quantidade de trabalho máxima obtível quando alguma matéria é trazida de seu estado inicial para um estado de equilíbrio termodinâmico com os componentes comuns da natureza circunvizinha por meio de processos reversíveis, envolvendo interações somente com os componentes da natureza acima mencionada.

A exergia, de uma forma geral, expressa a capacidade de um tipo de energia ser convertido em outros tipos.

Analisando a definição acima, conclui-se que a exergia é função dos parâmetros de estado da substância sob consideração e dos parâmetros de estado dos componentes comuns do meio ambiente.

Baehr [20] define a exergia como a parte transformável da energia, e a anergia como a parte intransformável. No entanto, segundo Szargut [3], esses são conceitos errôneos, pois numa temperatura abaixo da ambiente retirando-se energia de uma substância aumenta-se sua exergia. Diz ainda que, a anergia pode ser definida apenas como a diferença entre energia e exergia. Além disso, a energia depende do nível de referência arbitrário usado em seu cálculo.

A exergia de um fluxo permanente de um fluido pode ser subdividida em exergia cinética, potencial, física ou termo-mecânica e química, desprezando-se os efeitos nucleares, magnéticos, elétricos e tensão superficial. Embora Szargut [3] use o termo exergia física, neste trabalho preferiu-se usar o termo exergia termo-mecânica.

Exergia cinética (Ex_c) [27]: Visto que a energia cinética associada com a velocidade média de um fluido é, sob condições

ideais, totalmente convertível em trabalho mecânico, a energia cinética é igual a exergia quando as velocidades são consideradas em relação à superfície da Terra.

Exergia Potencial (Ex_p) [27]: Pelo mesmo motivo exposto acima, considera-se energia potencial igual a exergia potencial, quando as cotas são determinadas referentes ao nível do mar.

Exergia Termo-mecânica (Ex_{tm}): É a quantidade de trabalho máxima obtível quando alguma matéria é trazida do estado inicial (T, P) para um estado de equilíbrio térmico e mecânico com o meio ambiente, denominado equilíbrio restrito, através de processos reversíveis, envolvendo interações somente com o meio ambiente.

O equilíbrio restrito é estabelecido quando a substância que compõe o fluxo observado alcança a temperatura (T_o) e pressão (P_o) do meio ambiente, estabelecendo o equilíbrio térmico e mecânico com o meio ambiente, respectivamente. Atingido esse estado, a substância é impedida de se misturar ou interagir quimicamente com os componentes do meio ambiente. Por essa razão, a composição do meio ambiente não é necessária para definir o estado do meio ambiente, que fica adequadamente definido por sua pressão e temperatura.

Exergia Química (Ex_q): É o trabalho máximo obtível quando alguma matéria é trazida do estado de equilíbrio restrito com o meio ambiente para o estado de equilíbrio irrestrito com o meio ambiente, denominado estado morto, através de processos reversíveis, envolvendo interações somente com o meio ambiente e seus componentes. Geralmente estão envolvidos processos físicos e químicos, sendo os processos químicos necessários para transformar as substâncias do fluxo observado, não presentes no meio ambiente, em substâncias presentes no meio ambiente. Os processos físicos são necessários para ajustar as concentrações e os estados físicos dos compostos gerados nas reações químicas ou originalmente contidos no fluxo de matéria, com as concentrações e estados físicos desses compostos no meio ambiente.

O termo exergia química justifica-se porque na maior parte destes casos a exergia é principalmente devida a energia

liberada como um resultado de uma reação química e também uma vez que a magnitude da exergia química é determinada a partir da condição de equilíbrio químico com o meio ambiente [27].

O equilíbrio irrestrito é atingido quando o fluxo de matéria observado está em equilíbrio térmico, mecânico e químico com o meio ambiente. Neste caso as substâncias que compõem o fluxo devem ser comuns às existentes no meio ambiente, e estarem nos estados termodinâmicos nos quais elas existem livremente no meio ambiente. Uma vez atingido esse estado morto, não há possibilidade alguma de realização de mais trabalho.

Os critérios para equilíbrio térmico e mecânico são bem conhecidos e não precisam ser discutidos em detalhe. Requerem uniformidade de temperatura e pressão entre o fluxo de matéria observado e o meio ambiente. Já os critérios para o equilíbrio químico são mais complexos de serem definidos. O equilíbrio químico é alcançado quando a função de Gibbs atinge um valor mínimo. Para o caso de gases ideais é suficiente a condição de igualdade de pressões parciais entre as substâncias no fluxo considerado e essas mesmas substâncias no meio ambiente.

Exergia Química Padrão: O cálculo da exergia química de uma substância requer informações a respeito da concentração e os estados termodinâmicos no meio ambiente das substâncias comuns no mesmo. Devido a reduzida disponibilidade dessas informações com boa precisão e a complexidade dos cálculos da exergia química, foi introduzido por Szargut e colaboradores, o conceito de exergia química padrão, que é calculada supondo-se que a pressão e a temperatura ambientes tenham valores padrão e o meio ambiente seja composto de diversas substâncias de referência, uma para cada elemento químico, com concentração padrão baseada na concentração média no meio ambiente. Isto permite tabular as exergias química padrão de várias substâncias, o que facilita os balanços de exergia.

A soma das exergias cinética, potencial e termo-mecânica constitui a capacidade de trabalho técnico, como denomina Lizarraga [21].

A Tabela 3.3 sintetiza as principais diferenças entre a exergia e a energia [28].

Tabela 3.3 - Comparação das características Energia x Exergia

ENERGIA	EXERGIA
Obedece à lei da conservação	Não está sujeita a essa lei
É função do estado da matéria sob consideração	É função do estado da matéria sob consideração e da matéria no meio ambiente
Pode ser calculada baseando-se num estado de referência qualquer	O estado de referência é imposto pelo meio ambiente, o qual pode variar
Aumenta com o crescimento da temperatura	Para processos isobáricos alcança um mínimo na temperatura do meio ambiente; nas temperaturas menores ela aumenta quando a temperatura diminui
No caso de gás ideal não depende da pressão	Sempre depende da pressão
Para um vácuo ideal iguala-se a zero	Para um vácuo ideal é positiva

3.3.2 - Estados de referência

A exergia é uma propriedade do fluxo de matéria observado e do meio ambiente, e exige portanto, para sua avaliação que o meio ambiente seja especificado. Para avaliar a exergia termo-mecânica basta especificar a temperatura (T_0) e pressão (P_0) do meio ambiente e nos casos que envolvem a exergia química deve-se especificar também a composição do meio ambiente, como comentado anteriormente. Assim, a escolha do meio ambiente é fundamental na teoria da exergia. Alguns princípios básicos são compartilhados por todos, porém certos detalhes geram controvérsias.

A escolha das substâncias de referência afeta no cálculo da exergia, como pode ser observado a partir dos resultados apresentados por Ahrendts [29], que obteve a exergia do oxigênio maior que a dos combustíveis quando adotou um meio ambiente composto do ar atmosférico, água dos oceanos e crosta terrestre (espessura adotada = 1000 m). Com a composição de equilíbrio do meio ambiente calculada com formação inibida de nitratos e espessura da crosta terrestre de apenas 1 m, os resultados são bem diferentes dos anteriores e mais lógicos (próximos aos resultados obtidos por outros autores).

Para cálculo tanto das perdas internas quanto das

externas da exergia e do rendimento exergetico o estado de referência é significativa. Enquanto alguns pesquisadores norte-americanos adotam um estado de referência para cada situação prática, Szargut propõe adotar um nível de referência principalmente baseado numa convenção e propõe as seguintes regras para padronizar a seleção de um estado de referência:

1 - Se os processos sob consideração são químicos, o nível de referência deveria ser adotado separadamente para cada elemento químico participando das reações químicas. Se no processo a composição de um componente é mantida constante, o nível de referência pode ser adotado separadamente para esse componente.

2 - Adotar os componentes comuns no meio ambiente como espécies de referência para o cálculo da exergia.

3 - Os parâmetros médios dos componentes comuns do meio ambiente convencionalmente adotados, na situação sob consideração, devem ser tomados como nível zero para o cálculo da exergia química.

4 - Se um cálculo exato da exergia química de um elemento particular é impossível, devido a falta de dados termodinâmicos suficientemente exatos, o cálculo deve ser realizado com os dados correntemente disponíveis, e o resultado deve ser aceito como um valor padrão convencional da exergia química do elemento sob consideração.

Essas regras propostas por Szargut apresentam as seguinte vantagens:

- A exergia dos componentes comuns no meio ambiente, os quais não podem ser usados para impulsionar processos térmicos e químicos, é igual a zero, o que parece ser lógico.

- A medição da concentração dos componentes comuns no meio ambiente pode ser realizada com alta precisão.

- O cálculo das perdas de exergia externa pode ser efetuado de forma simples, pois o fluxo de exergia associado ao fluxo residual lançado no meio ambiente iguala-se à perda de exergia externa.

- O método de avaliação das perdas externas de exergia é suficientemente exato para a avaliação termodinâmica de um processo.

Neste trabalho, define-se o estado de referência, ora

apenas pela pressão e temperatura do meio ambiente, quando se trabalha somente com a exergia termo-mecânica, o que ocorre nos cálculos referentes ao ciclo fechado de vapor e condensado e no condensador, e outras vezes, quando envolve exergia química, como por exemplo nos cálculos de combustão e exergia dos gases da combustão na caldeira, inclui-se a composição do ar atmosférico como uma mistura de gases ideais. As frações molares em base seca de oxigênio (O_2), nitrogênio (N_2), argônio (Ar) e dióxido de carbono (CO_2), são mantidas fixas, enquanto a umidade relativa (fração molar de vapor de água) do ar atmosférico é variável; sendo os valores apresentados na Tabela 3.4.

A exergia química de combustíveis cujos gases da combustão são encontrados na atmosfera, pode ser calculada pelo estado de referência comentado anteriormente. Porém, quando o combustível contém enxofre, o cálculo torna-se mais complicado. Visto que a quantidade de enxofre, na forma de gás sulfídrico (H_2S), presente no GCO é pequena (aproximadamente 0,1%), adota-se aqui a exergia química padrão tabelada por Kotas [12], assim como para o dióxido de enxofre (SO_2) que é o produto da combustão do H_2S , sem incorrer em erros significativos. Alternativamente, poderia ser adotada a sistemática de cálculo da exergia química desenvolvida por Ahrendts, encontrada na referência [21].

O modelo de meio ambiente adotado supõe homogeneidade de temperatura, pressão e composição química, repouso relativo entre as partes, não sofrer alterações em suas propriedades intensivas devido às interações com o volume de controle analisado, que os processos internos sejam reversíveis e que as transferências de calor ocorrem à temperatura uniforme e igual a ambiente.

3.3.3 - Equações exergéticas

Nas aplicações de engenharia, assim como neste trabalho, os fluxos mais frequentemente encontrados são os fluxos de vapor de água, água líquida e misturas de gases ideais. Por essa razão, apresenta-se a seguir as equações de exergia aplicáveis a esses fluxos. As equações da exergia

termo-mecânica e química para uma mistura de gases ideais, inclusive para componentes combustíveis, são apresentadas no item 4.6 do próximo capítulo.

3.3.3.1 - Exergia termo-mecânica

Aplicando-se a 1ª e 2ª Leis da Termodinâmica a um volume de controle com uma entrada e uma saída, cujos processos físicos em seu interior e nas interações com o meio ambiente sejam reversíveis e ocorram em regime permanente, pode-se obter a expressão abaixo para o trabalho obtido quando o fluxo de matéria entra a temperatura (T) e pressão (P) e sai nas condições do meio ambiente (T_o , P_o), sem sofrer reações químicas e desprezando os termos referentes à exergia cinética e potencial.

$$\dot{W}_{rev.} = Ex_{tm} = \dot{m} [h - h_o - T_o (s - s_o)] \quad (3.24)$$

Esse trabalho, de acordo com a definição dada no item 3.3.1, é a exergia termo-mecânica para o fluxo de matéria (homogenea) considerado. Caso se inclua os termos da energia cinética e potencial, sendo as mesmas igual a zero na saída do volume de controle, obtém-se a "capacidade técnica de trabalho" [21].

Para o vapor de água, os valores da entalpia e entropia são facilmente obtidos a partir de tabelas de propriedades termodinâmicas do vapor de água. Observe-se que h_o e s_o correspondem a entalpia e entropia do líquido saturado a temperatura ambiente. No caso de água no estado líquido comprimido, os dados não são tão abundantes. Por essa razão, utiliza-se a expressão abaixo

$$ex_{tm} = \frac{Ex_{tm}}{\dot{m}} = \int_{T_o}^T \left(1 - \frac{T_o}{T}\right) C_p dt + v(P - P_o) \quad (3.25)$$

onde v é o volume específico médio a temperatura ambiente.

Na exergia termo-mecânica da água líquida o termo dependente da pressão é normalmente desprezado, exceto quando analisando processos de estrangulamento e bombeamento de água [3].

3.3.3.2 - Exergia química

A exergia química da água, de acordo com Lizarraga [21], pode ser dada pela expressão abaixo, enquanto Szargut [3], apresenta para o vapor de água a expressão dada na eq. (3.27).

$$ex_q = - R T_o \ln \frac{\chi_{H_2O_v,o} \times P_o}{P_{sat \cdot H_2O_v}(T_o)} \quad (3.26)$$

onde, R é a constante dos gases para vapor de água, $\chi_{H_2O_v,o}$ é a fração molar de vapor da água no meio ambiente $P_{sat \cdot H_2O_v}(T_o)$ é a pressão de saturação do vapor de água a temperatura ambiente

$$ex_q = R T_o \ln \frac{1}{\phi_o} + v_o (P_o - P_{sat \cdot H_2O_v}(T_o)) \quad (3.27)$$

onde ϕ_o é a unidade relativa do ar atmosférico e v_o é o volume específico da água líquida a temperatura ambiente.

Todavia, nos balanços exergéticos realizados neste trabalho, a exergia química da água, nos fluxos de vapor e água líquida, não é considerada, conforme citado. No entanto, é considerada a contribuição das frações de vapor de água para a exergia química dos fluxos de uma mistura de gases, conforme pode ser visto no item 4.6.

3.3.3.3 - Balanço de exergia para um volume de controle

De acordo com Moran [1], pode-se escrever a expressão dada na eq. (3.28) para um balanço de exergia no volume de controle dado na Figura 3.1, onde existem várias entradas e saídas, vários pontos para troca de calor com o meio ambiente e os processos ocorrem em regime permanente.

$$\dot{I} = \sum_e \dot{m}_e ex_e - \sum_s \dot{m}_s ex_s + \sum_{j=1}^n \left(1 - \frac{T_o}{T_j} \right) \dot{Q}_j - \dot{W}_{vc} \quad (3.28)$$

Essa equação diz que a taxa de destruição de exergia dentro do volume de controle é igual a diferença entre os fluxos convectivos de exergia entrando e saindo do volume de controle, mais a exergia associada à transferência de calor para dentro do volume de controle menos o trabalho extraído.

A transferência de calor entre o meio ambiente e o volume

de controle é realizado através de máquinas térmicas reversíveis, de forma a manter a irreversibilidade do processo confinada no volume de controle, associado com o fluxo de exergia para dentro do volume de controle, associado com o fluxo de calor (\dot{Q}_j) é dada por $(1 - \frac{T_0}{T_j})\dot{Q}_j$. Os fluxos de exergia convectivos, associados aos fluxos de massa entrando e saindo do volume de controle são iguais a vazão mássica vezes exergia específica da matéria do respectivo fluxo. Já o fluxo de trabalho é igual ao fluxo de exergia associado.

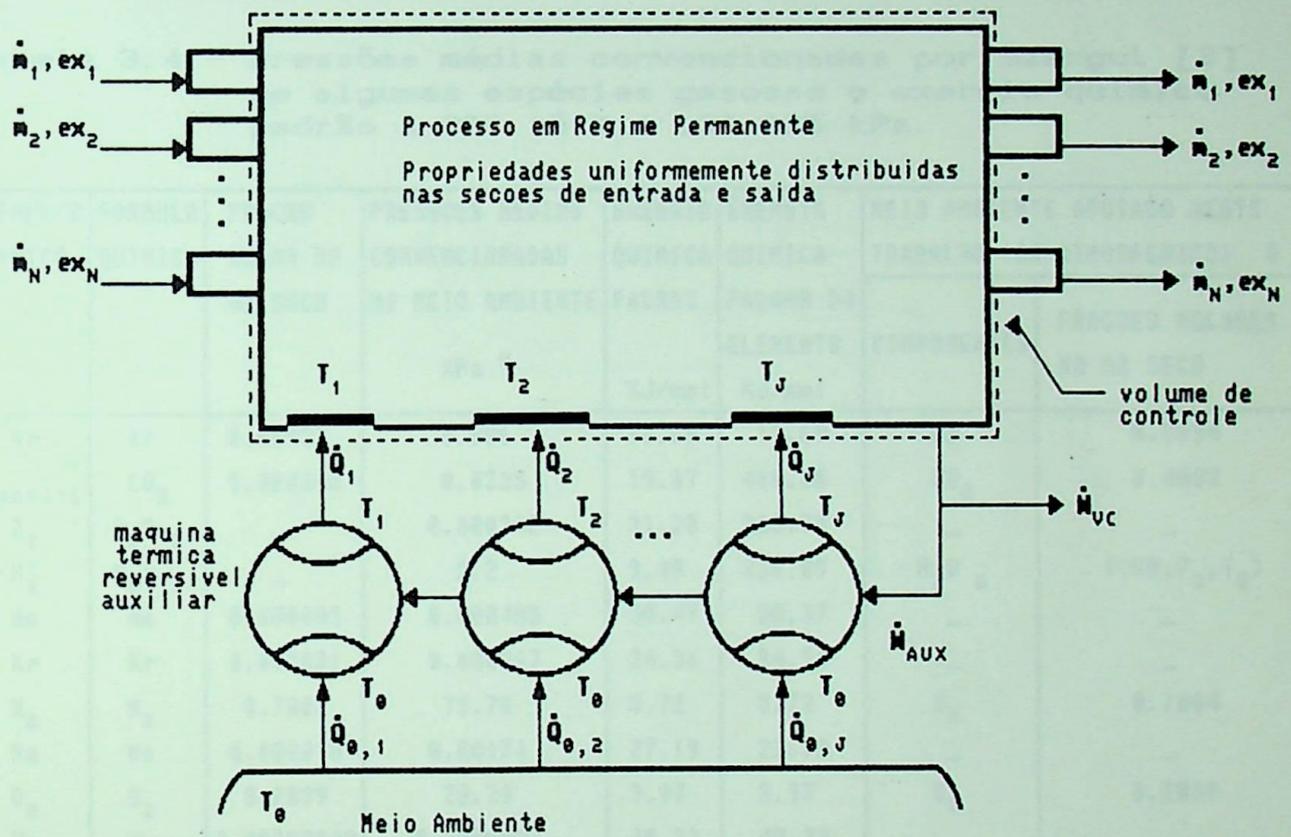


Figura 3.1 - Volume de controle para elaboração do balanço de exergia

3.3.3.4 - Exergia química padrão

A exergia química padrão é a exergia química avaliada em relação a um estado de referência padrão, adotado por Szargut e colaboradores conforme a Tabela 3.4. Seu esquema de cálculo é mostrado na Figura 3.2, no qual pode-se observar claramente a diferença entre esta e a exergia calculada adotando-se o meio ambiente real como estado de referência.

Pode-se escrever a exergia química da substância sob

consideração na Figura 3.2 conforme a expressão abaixo

$$ex_q = ex_{q,p} + W_1 + (q_{2a} + q_{3a}) \frac{T_p - T_o}{T_p} + W_4 + W_5 \quad (3.29)$$

Os trabalhos nas etapas 1 e 4 são obtidos devido às diferenças de pressão e temperatura entre o meio ambiente padrão e o real. Na prática pode-se considerar que esses dois termos se anulam. Caso não exista diferenças de temperatura e pressão entre os meios ambiente padrão e real esses trabalhos tornam-se iguais a zero.

Tabela 3.4 - Pressões médias convencionadas por Szargut [3] de algumas espécies gasosas e exergia química padrão a 298.15 K e 101.325 kPa.

ELEMENTO QUIMICO	FORMULA QUIMICA	FRACAO MOLAR NO AR SECO	PRESSOES MEDIAS CONVENCIONADAS NO MEIO AMBIENTE KPa *	EXERGIA QUIMICA PADRAO KJ/mol	EXERGIA QUIMICA PADRAO DO ELEMENTO KJ/mol	MEIO AMBIENTE ADOTADO NESTE TRABALHO (AR ATMOSFERICO) #	
						COMPONENTES	FRACOES MOLARES NO AR SECO
Ar	Ar	0.00933	0.906	11.69	11.69	Ar	0.0094
C ₆ GRAFITE	CO ₂	0.000345	0.0335	19.87	410.26	CO ₂	0.0003
	D ₂	D ₂ O ₆	-	0.000342	31.23	263.79	-
H ₂	H ₂ O ₆	-	2.2	9.49	236.09	H ₂ O ₆	f(UR, P ₀ , T ₀)
He	He	0.000005	0.000485	30.47	30.37	-	-
Kr	Kr	0.000001	0.000097	34.36	34.36	-	-
N ₂	N ₂	0.7803	75.78	0.72	0.72	N ₂	0.7804
Ne	Ne	0.000018	0.00177	27.19	27.19	-	-
O ₂	O ₂	0.2099	20.39	3.97	3.97	O ₂	0.2099
Xe	Xe	0.0000009	0.0000087	40.33	40.33	-	-
Nitrogenio atmosferico ^			76.705	0.69	0.69	-	-

* Pressao atmosferica media de 99.31 KPa e U.R.= 70 %

^ O nitrogenio atmosferico engloba todos os componentes do ar seco, exceto O₂ e CO₂

P₀= 1 atm, T₀= variavel (valor normal= 25 °C) e vapor de agua= f(UR, P₀, T₀). Sao usados para o calculo da exergia quimica de substancias presentes no ar atmosferico ou combustiveis cujos produtos da combustao existam no ar atmosferico.

O trabalho obtido na etapa 5 da Figura 3.2, devido a diferença de concentração das substâncias que compõem o meio ambiente padrão e real, e a soma dos trabalhos obtidos

fazendo-se a troca de calor entre os módulos das etapas 2 e 3 e o meio ambiente através de máquinas térmicas auxiliares reversíveis são pequenos em relação a exergia química padrão ($W_{2a} + W_{3a}$) e a exergia química. Portanto, pode-se considerar a exergia química aproximadamente igual a exergia química padrão, quando não se necessita de alta precisão.

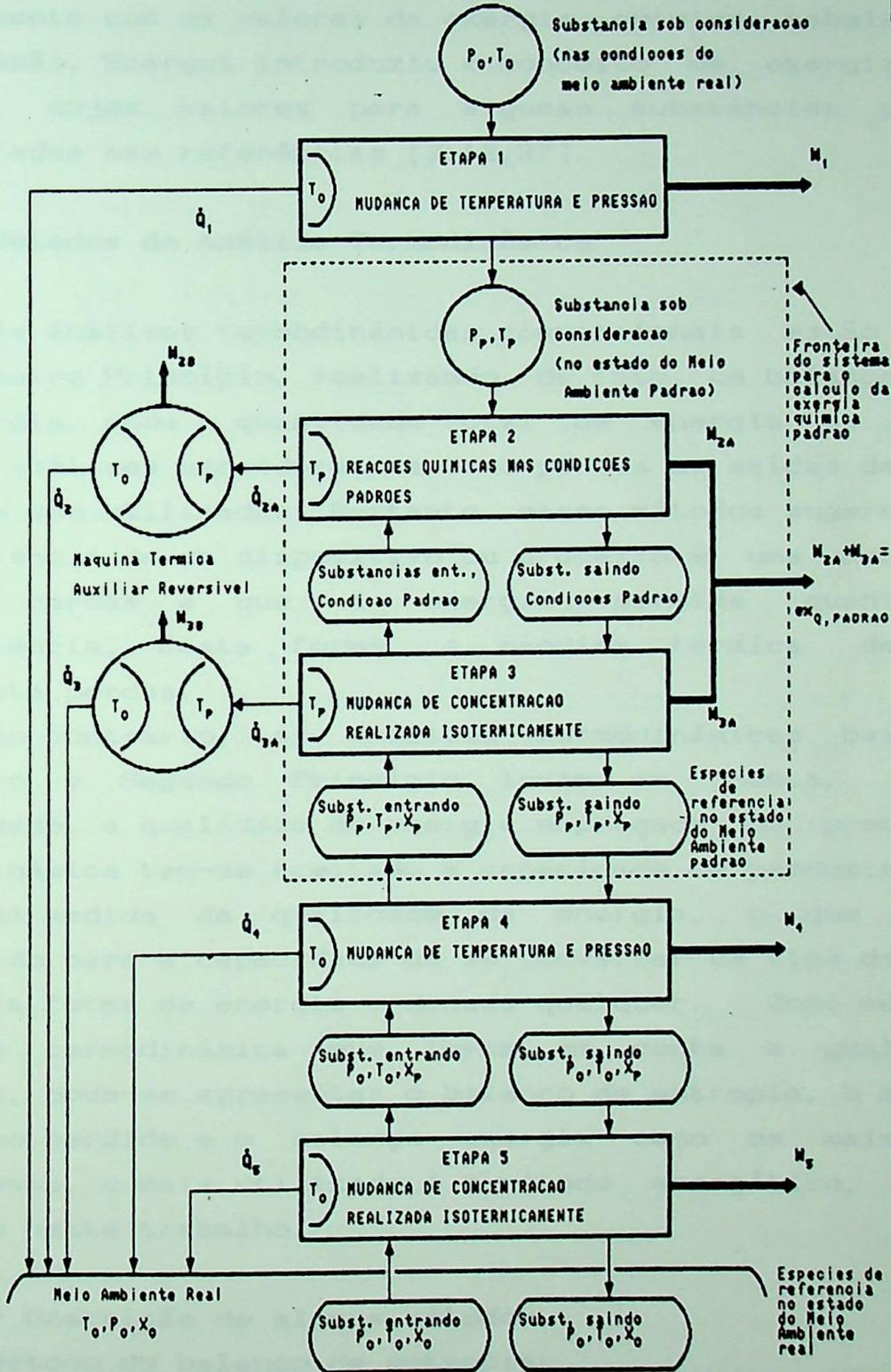


Figura 3.2 - Esquema para o cálculo da exergia química com a separação da exergia química padrão.

No caso de água líquida ou vapor, não se deve fazer a exergia química igual a exergia química padrão, pois seu valor depende significativamente da temperatura e umidade relativa do ar atmosférico. Além disso a exergia química padrão do vapor está relacionada a um estado hipotético do vapor a P_p , T_p .

Os balanços de exergia podem ser realizados mais fácil e rapidamente com os valores da exergia química tabelados. Por essa razão, Szargut introduziu o conceito de exergia química padrão, cujos valores para algumas substâncias podem ser encontradas nas referências [3,12,27].

3.4 - Métodos de Análise Termodinâmica

As análises termodinâmicas convencionais estão baseadas no Primeiro Princípio, realizando, de fato, um balanço contábil de energia, onde a quantidade total de energia se conserva. Nestas análises consideram-se como perdas as saídas de energia que não são utilizadas. Portanto, esses métodos sugerem que a ineficiência de um dispositivo ou processo é uma consequência dessas perdas e que a energia perdida quantifica a ineficiência. Desta forma, a máquina térmica de Carnot apresenta perdas.

Ao contrário, as análises termodinâmicas baseadas no Primeiro e Segundo Princípio levam em conta, além da quantidade, a qualidade da energia empregada no processo. Na termodinâmica tem-se aceitado a capacidade de produzir trabalho como uma medida da qualidade da energia, o que pode ser estendido para a capacidade de se converter um tipo de energia em outra forma de energia ordenada qualquer. Como métodos de análise termodinâmica que levam em conta a qualidade da energia, pode-se apresentar o balanço de entropia, o método do trabalho perdido e o balanço exergia como os mais comuns. Atualmente, o mais utilizado é o método exergético, que é o adotado neste trabalho.

3.4.1 - Descrição de alguns métodos

Método do balanço de entropia:

Esse método basea-se na lei de Gouy-Stodola, a qual

estabelece que a exergia destruída, também conhecida como irreversibilidade, é igual a entropia produzida no volume de controle observado e no seu meio ambiente em produto com a temperatura do meio ambiente. Como uma aplicação desse método pode-se citar o trabalho de Keller [16].

Método do trabalho perdido:

O método do trabalho perdido que está intimamente ligado com a análise exergética, é fruto da aplicação conjunta da Primeira e Segunda Leis da Termodinâmica. O trabalho perdido é a diferença entre o trabalho que seria obtido num processo reversível entre os mesmos estados inicial e final e o trabalho obtido no processo real, que é igual a perda de exergia que ocorre no processo real. Esse método quantifica os efeitos da irreversibilidade no volume de controle observado, mas não pode ser usado para valorizar os fluxos que entram e saem do volume de controle. Um exemplo de aplicação desse método são os trabalhos de Bessa e Rajagopal [30] e De Nevers e Seader [31].

Método do balanço de exergia

O método exergético consiste em determinar, numa primeira etapa, para todos os pontos do processo a ser analisado, a pressão, temperatura e fluxos de massa e energia, utilizando-se para isso as equações da continuidade (incluindo os casos onde ocorrem reações químicas), conservação da energia, mecânica dos fluidos (determinação de perdas de carga) e equações da combustão. Na etapa seguinte calcula-se todos os fluxos de exergia, associados aos fluxos de massa entrando e saindo dos volumes de controle (fluxos convectivos de exergia), aos fluxos de calor (fluxos térmicos de exergia) e ao trabalho, para então determinar, através de um balanço de exergia, a exergia destruída em cada etapa do processo e a eficiência exergética do mesmo.

O objetivo principal da análise exergética é detectar e avaliar quantitativamente as causas da imperfeição termodinâmica do processo sob consideração, permitindo localizar os pontos onde ocorrem as destruições de exergia e classifica-los segundo a magnitude das perdas. Desta forma, pode-se identificar claramente onde aplicar os métodos de

"conservação de energia" (uso racional de energia), que, no entanto, devem ser submetidos a uma análise de viabilidade técnica e econômica antes de serem implantados. Além disso, este tipo de análise pode ser utilizado no projeto de equipamentos ou sistemas, estabelecendo como objetivo a minimização da destruição de exergia, juntamente com os outros aspectos normalmente considerados no projeto.

Pode-se separar a perda de exergia por unidades de um processo, sendo a perda total igual a soma das perdas nas unidades do processo, mas é impossível avaliar exatamente as perdas de exergia atribuídas a diferentes tipos de irreversibilidades, a menos que suposições arbitrárias sejam feitas com a finalidade de separar os fenômenos físicos e químicos [3].

Ao se analisar uma planta, encontra-se perdas de exergia interna, que ocorrem no interior dos volumes de controle, e as perdas externas devido aos fluxos residuais lançados no meio ambiente. Brodyanskyi, citado em [3] divide a perda de exergia interna em técnica e estrutural. As perdas de exergia técnica são devido às imperfeições nas unidades da planta, tais como falha de isolamento, atrito viscoso, imperfeições numa máquina de fluxo, área insuficiente para troca térmica, etc.. Já as perdas estruturais são inerentes à própria concepção do processo, só podendo serem eliminadas ou amenizadas alterando-se os princípios do processo. Um exemplo desse tipo de perda é a troca de calor com capacidade calorífica dos fluxos desbalanceadas e expansão através de estrangulamento. A análise exergética pode assim detectar e quantificar imperfeições estruturais ou de concepção, além das imperfeições técnicas de um processo. Cabe aqui um paralelo com o conceito de destruição evitável de exergia, comentado no item 3.2.3.

As perdas de exergia associadas a utilização de um energético de alta exergia específica podem ser minimizadas através da utilização da exergia em cascata. Os processos que requerem energia de alta qualidade devem ser supridos com o energético sob consideração e a energia efluente desses processos, de menor qualidade, pode ser utilizada para impulsionar os processos menos exigentes em termos de sua

qualidade. Um exemplo disso são os sistemas de cogeração.

Beyer, citado em [3] propôs o uso dos "coeficientes estruturais" do balanço exergetico para expressar a dependência da perda de exergia na planta em relação a perda de exergia numa unidade da mesma em função da variação de um determinado parâmetro. Esse índice pode ser maior ou menor que 1. Por exemplo, ele é menor do que 1 no caso em que o calor recuperado no pré-aquecedor de ar de um forno é aumentado, pois neste caso a perda de exergia no pré-aquecedor aumenta, mas no forno como um todo diminui. Ele também introduziu os "coeficientes de nexos externos" do balanço de exergia, expressando a dependência do consumo de exergia no sistema em relação ao fluxo de exergia entrando ou saindo de uma dada unidade ou função da variação de algum parâmetro. Esses coeficientes embora não sejam tratados de forma explícita neste trabalho, estão implícitos nos resultados obtidos através dos programas computacionais "SIMCOMB", "SIMCICLO" e "SIMCALD", apresentados nos próximos capítulos, que simulam o desempenho exergetico da combustão de gases siderúrgicos, ciclo da CTE/CST e das caldeiras, respectivamente, em função da variação de vários parâmetros operacionais. Esses programas apresentam para cada configuração operacional o balanço completo de massa, energia e exergia, além dos cálculos dos rendimentos exergeticos e perdas de exergia de todas as partes do sistema analisado. Desta forma, os dados existentes permitem calcular esses coeficientes.

Para que os resultados do balanço exergetico possam ser facilmente visualizados eles podem ser representados em diagramas, conhecidos como diagramas de Grassmann, onde representa-se todos os fluxos de exergia, em faixas com larguras correspondentes a magnitude de cada fluxo, e a destruição de exergia em cada volume de controle. Existem métodos de representação que mostram no mesmo diagrama os balanços de energia e exergia.

3.4.2 - Critérios de desempenho

O desempenho de um equipamento ou processo pode ser representado por um rendimento de 1ª Lei da Termodinâmica, isto

é, baseado na energia, que indica os fluxos residuais de energia como potencial de aperfeiçoamento do processo ou por um rendimento de 2ª Lei, o qual leva em conta a qualidade dos diversos fluxos de energia e aponta, além dos fluxos residuais de exergia, as irreversibilidades como principal imperfeição do processo. Os rendimentos referentes ao primeiro grupo, denominados rendimentos energéticos, não contabilizam a degradação da energia devido às irreversibilidades do processo.

Como a destruição da exergia (degradação da energia) é diretamente proporcional à produção de entropia, e esta é zero quando o processo é reversível, o conceito de processo ideal, do ponto de vista termodinâmico, é totalmente equivalente ao de processo reversível. Portanto, a destruição da exergia e a produção de entropia são ambas medidas para quantificar os efeitos da irreversibilidade. No entanto, a exergia permite definir rendimentos, enquanto a entropia não.

O rendimento de 2ª Lei, apesar de ser mais racional do ponto de vista termodinâmico, não é mais utilizado na prática devido a alguns problemas, como a diversidade de tipos propostos e a concorrência com os rendimentos energéticos, que são mais familiares aos engenheiros. Desta forma, recomenda-se utilizar os rendimentos exergéticos juntamente com os energéticos e não substituí-los [1].

O rendimento energético (η) é amplamente aceito na formulação abaixo.

$$\eta = \frac{\text{Energia contida ou agregada ao produto}}{\text{Energia suprida ao processo}} = 1 - \frac{\text{Energia perdida através dos fluxos residuais}}{\text{Energia suprida ao processo}}$$

Ao contrário do rendimento energético, o rendimento baseado na 2ª Lei (ϵ) apresenta várias formulações básicas, sendo algumas delas dadas abaixo, e nomenclatura variada, sendo-lhes atribuídos nomes tais como grau de perfeição, eficiência energética, efetividade, eficiência racional, rendimento isentrópico dentre outros.

As quatro formulações mostradas a seguir são apresentadas por Lizarraga [21]. A primeira considera a razão entre a

exergia necessária para alcançar um determinado objetivo através de um processo totalmente reversível e a exergia consumida num processo real para atingir o mesmo objetivo. Essa formulação é similar ao rendimento isentrópico. A segunda é similar a definição do rendimento energético e indica que parcela da exergia fornecida ao processo é repassada ao produto. A terceira considera que a exergia contida nos fluxos que deixam o volume de controle possam ser utilizados. A quarta considera que a exergia empregada no processo é somente a diferença entre a exergia suprida e a exergia dos fluxos residuais.

$$\varepsilon_1 = \frac{\text{Exergia mínima requerida no processo}}{\text{Exergia suprida ao processo real}}$$

$$\varepsilon_2 = \frac{\text{Exergia contida ou agregada ao produto}}{\text{Exergia suprida ao processo}}$$

$$\varepsilon_3 = \frac{\text{Exergia contida ou agregada ao produto} + \text{Exergia dos fluxos residuais}}{\text{Exergia suprida ao processo}}$$

$$\varepsilon_4 = \frac{\text{Exergia contida ou agregada ao produto}}{\text{Exergia suprida ao processo} - \text{Exergia dos fluxos residuais}}$$

O rendimento ε_2 , denominado grau de perfeição por Beyer e Fratzscher, citado em [3], é usado, neste trabalho, sempre que se pode definir claramente um produto para o processo sendo analisado como é o caso da determinação do rendimento exergético de uma caldeira e de uma central termoelétrica. Quando se está analisando parte do processo, usa-se ε_3 ou ε_4 no caso de fluxos residuais constituírem o suprimento de exergia da etapa seguinte do processo e ε_2 caso a etapa analisada seja terminal, com os fluxos residuais sendo lançados no meio ambiente.

Szargut recomenda o uso de ε_5 , denominado por ele eficiência exergética, como medida da perfeição termodinâmica de um processo. tal coeficiente, também denominado efetividade por Brzustowski e eficiência racional por Kotas, é sempre menor

que 1, atingindo 1 para processos reversíveis [3].

$$\varepsilon_3 = 1 - \left[\begin{array}{c} \text{Destruição de exergia} \\ \text{interna relativa} \end{array} \right] - \left[\begin{array}{c} \text{Perda de exergia} \\ \text{externa relativa} \end{array} \right]$$

Nos processos puramente dissipativos, onde é impossível distinguir com clareza um produto, como é o caso da condensação, processo de mistura, estrangulamento, etc., deve-se calcular o rendimento exergético através da formulação abaixo proposta por Bošnjaković, citado por Souza[22]. Nestes processos o rendimento energético perde seu sentido de ser, pois a energia é conservada sempre.

$$\varepsilon_6 = \frac{\Sigma \text{ Exergia saindo do processo}}{\Sigma \text{ Exergia entrando no processo}}$$

Como a diferença dos fluxos exergéticos acima é a irreversibilidade,

$$\varepsilon_6 = 1 - \frac{\text{Irreversibilidade no processo}}{\Sigma \text{ Exergia entrando no processo}}$$

Gallo [15] compara os rendimentos energético e exergético de alguns processos e equipamentos, apresentando valores semelhantes em alguns casos e muito diferentes em outros, como no aquecimento através de energia elétrica.

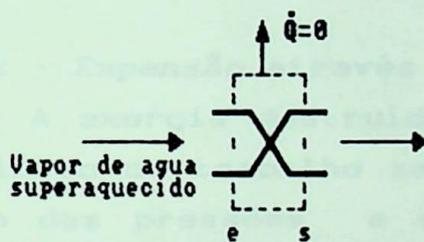
O rendimento isentrópico de uma turbina que constitui o coeficiente mais familiar de desempenho de 2ª Lei é definido como a relação entre a energia realmente cedida pelo fluido à máquina e a energia que seria cedida caso o processo de expansão entre o estado inicial do fluido e um estado final fictício, cuja pressão fosse igual a pressão do estado final real, fosse reversível e adiabático, isto é, isentrópico. Embora o rendimento isentrópico seja também uma eficiência de 2ª Lei, ele é diferente do rendimento exergético definido como a razão entre o trabalho do eixo real obtido na turbina e o trabalho máximo obtível entre os estados inicial e final (reais), que é igual a diferença da exergia contida no vapor na entrada da turbina e na saída da mesma [32].

3.5 - Análise Exergética de Alguns Processos Elementares

Neste item são analisados alguns processos elementares através do método exergético, com a finalidade básica de demonstrar a aplicação do conceito de exergia e fazer um paralelo entre os resultados encontrados e aqueles obtidos em análises energéticas.

3.5.1 - Estrangulamento

Seja um processo de estrangulamento, em regime permanente, ocorrendo numa válvula redutora de pressão, onde uma vazão de vapor de água superaquecido igual a 30.000 kg/h a 42 kgf/cm² e 430 °C, tem sua pressão reduzida para 12 kgf/cm², conforme mostrado na Figura 3.3.



PARAMETROS	UNIDADES	ENTRADA	SAIDA
\dot{m}	Kg/h	30000	30000
P	Kgf/cm ²	42.0	12.0
T	°C	430	410
h	Kcal/Kg	783.5	783.5
s	Kcal/Kg K	1.6363	1.7708
ex	Kcal/Kg	296.75	256.62
\dot{I}	Kcal/h	1203900	
Rend.En.	%	-	
Rend.Ex.	%	86.48	

Figura 3.3 - Processo de estrangulamento numa válvula redutora de pressão.

Aplicando-se a equação da continuidade ($\dot{m}_e = \dot{m}_s$) e a equação de conservação da energia, desprezando o calor cedido ao meio ambiente, onde $\dot{m}_e h_e = \dot{m}_s h_s$, conclui-se que o processo é isoentálpico, para o qual não faz sentido uma análise energética.

Um balanço de exergia fornece a expressão abaixo, a partir da qual se determina a taxa de destruição de exergia no processo ($\dot{I} = \dot{m} (ex_e - ex_s)$).

$$\dot{m}_e ex_e = \dot{m}_s ex_s + \dot{I}$$

logo,

$$\begin{aligned}\dot{I} &= \dot{m} (ex_{\bullet} - ex_s) = 30000 (296.75 - 256.52) \\ \dot{I} &= 1203900 \text{ Kcal/h}\end{aligned}$$

Como esse é um processo puramente dissipativo, o rendimento exergetico é calculado pela expressão de ε_c .

$$\varepsilon = \frac{\dot{m}_s ex_s}{\dot{m}_{\bullet} ex_{\bullet}} = \frac{ex_s}{ex_{\bullet}} = \frac{256,62}{296,75} = 0,8648$$

Quando a utilização do vapor é para aquecimento, na prática a redução de pressão não apresenta perdas, porém sempre se poderia usar uma fonte de energia menos nobre e gerar esse vapor numa pressão compatível com a utilização final ou realizar a redução de pressão através da expansão numa turbina, isto é, num sistema de cogeração. Portanto, num processo de estrangulamento, no mínimo se desperdiçou energia.

3.5.2 - Expansão através de turbinas

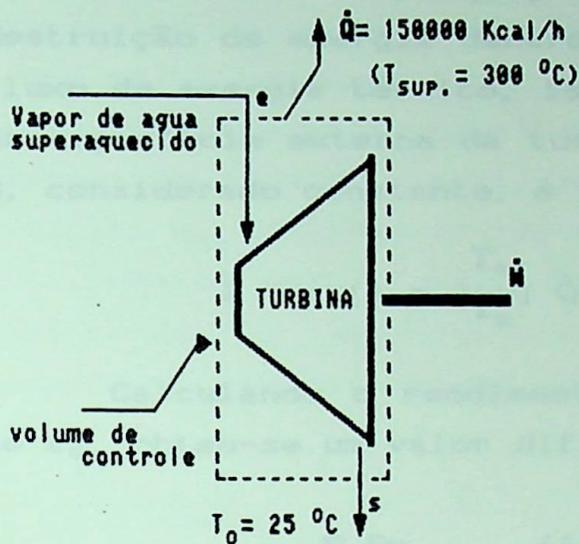
A exergia destruída numa expansão irreversível, no caso de fluido de trabalho ser um gás perfeito, depende somente da razão das pressões e do rendimento isentrópico da turbina, conforme a expressão abaixo [3], na qual pode-se observar que a destruição não depende do nível de temperatura.

$$I = T_0 C_p \ln \left[\left(\frac{P_1}{P_2} \right)^{\frac{k-1}{k}} (1 - \eta_{isent.}) + \eta_{isent.} \right]$$

Quando o fluido de trabalho é o vapor d'água, normalmente não se adota o modelo de gás ideal, buscando as propriedades do mesmo em tabelas.

Seja a turbina de condensação sem extrações mostrada na Figura 3.4, onde ocorre a expansão do vapor d'água em regime permanente.

Aplicando a equação da continuidade, obtem-se $\dot{m}_{\bullet} = \dot{m}_s$ e a seguir a equação da conservação da energia, desprezando a variação de energia cinética e potencial, chega-se à expressão abaixo, para o trabalho obtido, que é igual ao trabalho de eixo adotando-se o rendimento mecânico igual a 100%.



PARAMETRO	UNIDADE	ENTRADA	SAIDA
\dot{m}	Kg/h	50000	50000
P	Kgf/cm ²	80	0.05
T	°C	500	32.55
h	Kcal/Kg	811.8	553.6
h'	Kcal/Kg	-	489.75
s	Kcal/Kg K	1.6082	1.8171
s'	Kcal/Kg K	-	1.6082
x	%	-	90
ex	Kcal/Kg	333.4	12.95
i	Kcal/h	3190529.3	
Rend. isent.	%	79.24	
Rend. Exerg.	%	79.64	

Figura 3.4 - Processo de expansão de vapor d'água numa turbina.

$$\dot{W} = \dot{m} (h_e - h_s) - \dot{Q}$$

$$\dot{W} = 50000 (811.80 - 553.60) - 150000$$

$$\dot{W} = 12760000 \text{ kcal/h (14,8 MW)}$$

O rendimento isentrópico da turbina é dado pela equação abaixo

$$\eta_{isent.} = \frac{\dot{W}}{\dot{W}_{isent.}} = \frac{\dot{W}}{\dot{m} (h_e - h'_s)}$$

$$\eta_{isent.} = \frac{12760000}{50000 (811.80 - 489.75)} = 0.7924$$

onde, h'_s é a entalpia do vapor na saída da turbina, para um estado fictício de pressão igual a real e entropia igual a entropia do vapor na entrada da turbina.

O rendimento exergético é calculado baseando-se na expressão de ϵ_2 , na qual entende-se por exergia suprida no processo a diferença entre a exergia do vapor na entrada e saída da turbina, isto é, considera-se que o fluxo da exergia na saída da turbina vá alimentar o processo no condensador.

$$\epsilon = \frac{\dot{W}}{\dot{m} (ex_e - ex_s)} = \frac{12760000}{50000 (333.40 - 12.95)} = 0.7964$$

Elaborando-se um balanço de exergia no volume de controle, obtem-se a equação abaixo, na qual observa-se que a destruição de exergia dentro do volume de controle depende do fluxo de exergia térmico, isto é, depende da temperatura média da superfície externa da turbina (T_s) através da qual o calor \dot{Q} , considerado constante, é transferido para o meio ambiente.

$$\dot{I} = - \left(1 - \frac{T_o}{T_s}\right) \dot{Q} - \dot{W} + \dot{m} (ex_e - ex_s)$$

Calculando o rendimento exergético através da expressão de ε_6 , obtem-se um valor diferente do obtido anteriormente.

$$\varepsilon = \frac{\sum Ex_s}{\sum Ex_e} = \frac{\left(1 - \frac{T_o}{T_s}\right) \dot{Q} + \dot{W} + \dot{m} ex_s}{\dot{m} ex_e}$$

$$\varepsilon = \frac{\left(1 - \frac{298.15}{573.15}\right) 150000 + 12760000 + 50000 \times 12.95}{50000 \times 333.40}$$

$$\varepsilon = 0.8086 \text{ (80.86 \%)}$$

A diferença entre os rendimentos exergéticos calculados baseando-se em ε_2 e ε_6 deve-se ao fato de ε_2 expressar o rendimento exergético da turbina em relação ao objetivo (produção de trabalho), enquanto ε_6 representa a destruição relativa de exergia no interior da turbina, isto é, considera o fluxo de exergia térmica (associado ao fluxo de calor para o meio ambiente como uma perda (relativa) externa.

A irreversibilidade da expansão adiabática, aumenta a exergia do fluxo efluente quando a temperatura final é maior do que a ambiente. O aumento de exergia do efluente pode ser utilizado nos estágios subsequentes ou no consumidor de calor suprido por uma extração da turbina ou ser perdida no condensador, que neste caso precisa ter maior área de troca térmica [32].

3.5.3 - Mistura de fluidos

No caso de mistura de fluidos com diferentes temperaturas ocorrem irreversibilidades que são detectadas através de uma

análise exérgica considerando apenas a exergia termo-mecânica, mesmo que, a rigor, o cálculo do rendimento exérgico solicite a exergia total. Quando mistura-se fluidos a uma mesma temperatura e pressão as irreversibilidades somente podem ser detectadas envolvendo-se a exergia química na análise exérgica. Nestes casos, para o caso de gás ideal, pode-se utilizar as equações da exergia mostradas no item 4.6.

Neste item, como exemplo de processo de mistura, analisa-se o dessuperaquecimento de vapor, em regime permanente, esquematizado na Figura 3.5.

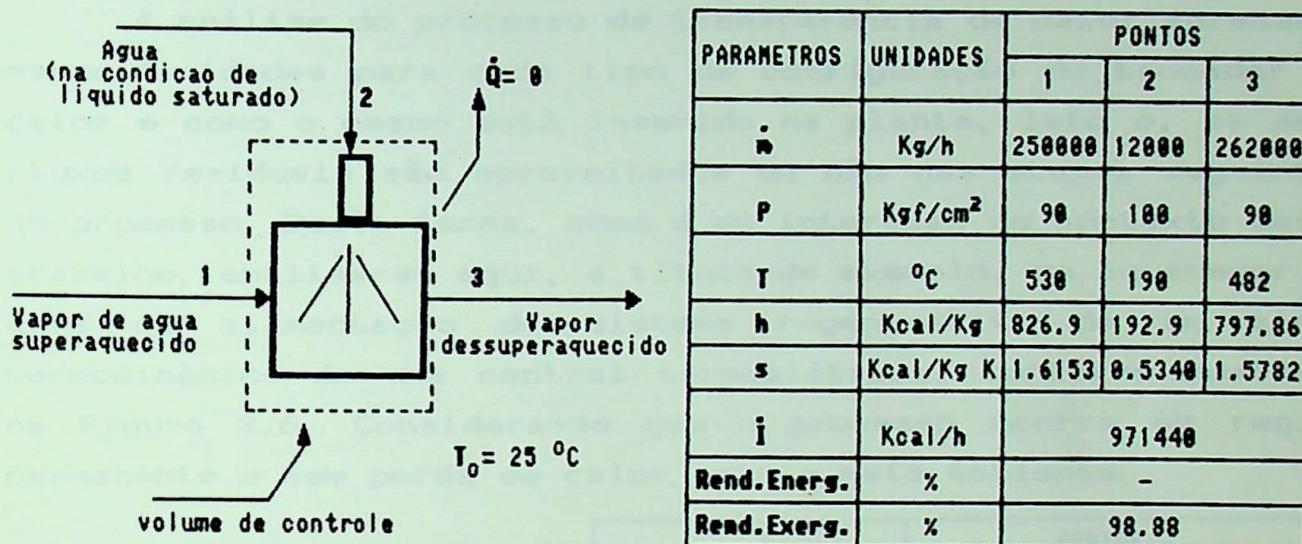


Figura 3.5 - Esquema do processo de dessuperaquecimento

Com o auxílio da equação da continuidade, pode-se dizer que $\dot{m}_3 = \dot{m}_1 + \dot{m}_2$, e através da equação da conservação de energia, desprezando-se os termos referentes à variação de energia cinética e potencial e o calor cedido ao meio ambiente, já que na prática não existe superfície nem tempo para uma troca de calor significativa com o meio ambiente, determina-se que $\dot{m}_3 h_3 = \dot{m}_1 h_1 + \dot{m}_2 h_2$.

Um balanço de exergia fornece a expressão abaixo para a destruição de exergia no volume de controle

$$\dot{I} = \dot{m}_1 (ex_1 - ex_3) + \dot{m}_2 (ex_2 - ex_3)$$

$$\dot{I} = 250000 (346.42 - 328.44) + 12000 (34.81 - 328.44)$$

$$\dot{I} = 971440 \text{ Kcal/h (1.13 MW)}$$

Sendo esse um processo adiabático e puramente dissipativo, o rendimento energético (η) não tem sentido e o exerético deve ser calculado conforme a expressão dada para ε . O valor obtido abaixo indica que a destruição relativa de exergia não é muito grande.

$$\varepsilon = \frac{\dot{m}_3 ex_3}{\dot{m}_1 ex_1 + \dot{m}_2 ex_2} = \frac{262000 \times 328.44}{250000 \times 346.42 + 12000 \times 34.81} = 0.9888$$

3.5.4 - Transferência de calor

A análise do processo de transferência de calor apresenta especificidades para cada tipo de configuração do trocador de calor e como o mesmo está inserido na planta, isto é, se seus fluxos residuais são aproveitados ou não nas etapas seguintes do processo. Desta forma, como é de interesse no contexto deste trabalho, analisa-se aqui, a título de exemplo, um aquecedor de água de alimentação do sistema regenerativo de um ciclo termodinâmico de uma central termoelétrica, conforme mostrado na Figura 3.6. Considera-se que o processo ocorra em regime permanente e sem perda de calor para o meio ambiente.

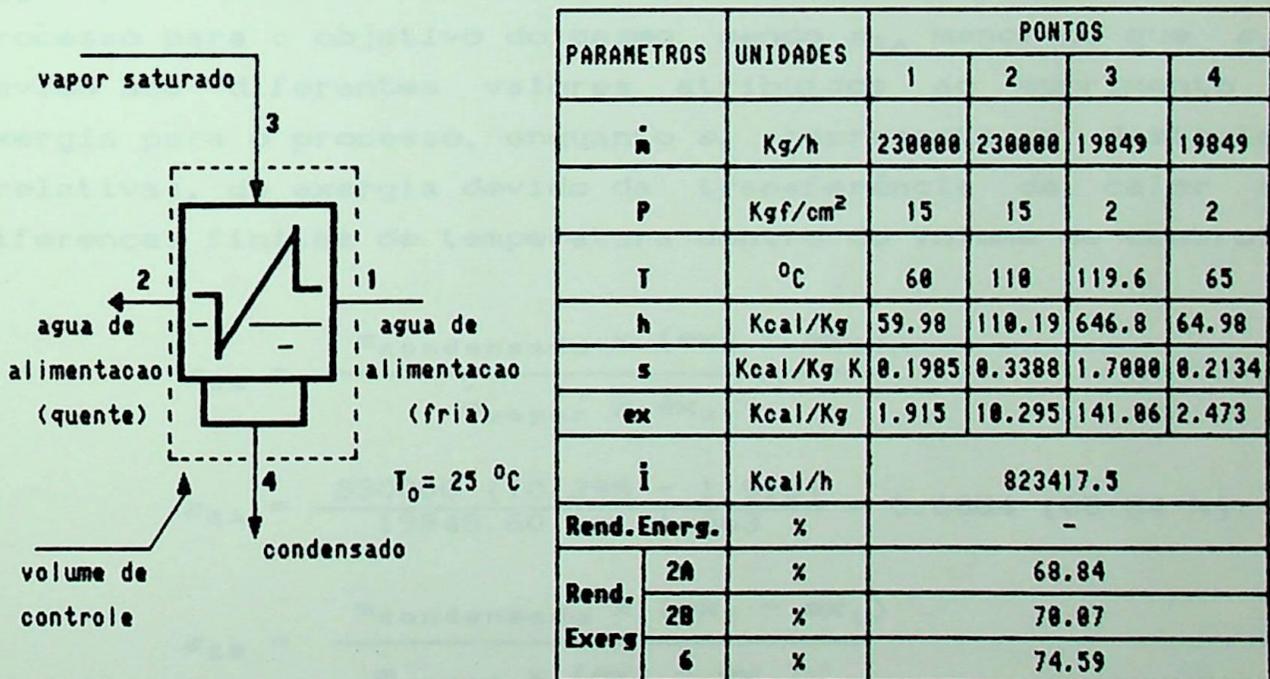


Figura 3.6 - Aquecedor de água de alimentação num ciclo de potência a vapor regenerativo.

A equação da continuidade fornece $\dot{m}_1 = \dot{m}_2$ e $\dot{m}_3 = \dot{m}_4$ e o

balanço de energia indica que $\dot{m}_1 h_1 + \dot{m}_3 h_3 = \dot{m}_2 h_2 + \dot{m}_4 h_4$. Desta forma a vazão de vapor necessária pode ser calculada através da expressão seguinte.

$$\dot{m}_{\text{vapor}} = \frac{\dot{m}_{\text{condensado}} \times (h_2 - h_1)}{(h_3 - h_4)} = \frac{230000 (110.19 - 59.98)}{646.80 - 64.98}$$

$$\dot{m}_{\text{vapor}} = 19848.60 \text{ kcal/h}$$

Como a energia se conserva no processo, não há significado para o rendimento energético. Já o rendimento exergético pode ser calculado de acordo com a formulação de ϵ_2 , considerando, em um primeiro caso (A), que a exergia suprida ao processo seja igual ao fluxo de exergia associado ao vapor no ponto 3, isto é, a exergia associada ao fluxo de condensado no ponto 4 é considerada perdida, e em outra situação (B), que a exergia associada ao fluxo de condensado no ponto 4 constitui suprimento de exergia para a etapa subsequente do processo total. O rendimento exergético também pode ser calculado através da expressão de ϵ_6 . Os valores correspondentes a ϵ_{2A} e ϵ_{2B} expressam a transferência relativa da exergia suprida ao processo para o objetivo do mesmo, sendo ϵ_{2A} menor do que ϵ_{2B} , devido aos diferentes valores atribuídos ao suprimento de exergia para o processo, enquanto ϵ_6 representa a destruição (relativa), de exergia devido da transferência de calor sob diferenças finitas de temperatura dentro do volume de controle.

$$\epsilon_{2A} = \frac{\dot{m}_{\text{condensado}} \times (ex_2 - ex_1)}{\dot{m}_{\text{vapor}} \times ex_3}$$

$$\epsilon_{2A} = \frac{230000 (10.295 - 1.915)}{19848.60 \times 141.063} = 0.6884 \text{ (68.84 \%)}$$

$$\epsilon_{2B} = \frac{\dot{m}_{\text{condensado}} \times (ex_2 - ex_1)}{\dot{m}_{\text{vapor}} \times (ex_3 - ex_4)}$$

$$\epsilon_{2B} = \frac{230000 (10.295 - 1.915)}{19848.60 (141.063 - 2.473)} = 0.7007 \text{ (70.07 \%)}$$

$$\varepsilon_6 = \frac{\dot{m}_e \times ex_e + \dot{m}_4 \times ex_4}{\dot{m}_1 \times ex_1 + \dot{m}_3 \times ex_3}$$

$$\varepsilon_6 = \frac{230000 \times 10.295 + 10848.6 \times 2.473}{230000 \times 1.915 + 19848.6 \times 141.063} = 0.7459$$

(74.59 %)

A análise exergética da combustão é realizada detalhadamente no Capítulo 4 e os resultados da análise energética e exergética de uma caldeira são apresentados no Capítulo 6, enquanto a análise exergética do bombeamento de líquido é realizada no contexto da análise feita no ciclo da central termoelétrica. Nestes próximos capítulos os fundamentos aqui apresentados são utilizados de forma efetiva.

4.2 - Origem dos Gases no Processo Siderúrgico

A redução do minério de ferro no alto forno (AF) é obtida por um gás redutor formado dentro da própria AF contendo CO e H₂. Fluindo através de um leito poroso composto de camadas sucessivas de coque e sinter, no caso de AF a coque. O sinter, que é o minério de ferro aglomerado, ao entrar em contato com o gás redutor perde oxigênio, isto é, se reduz. Esta é a reação essencial para a produção de gás. Uma pequena parte do CO e H₂ participa das reações de redução, o gás do alto forno (GAF) que sai no topo ainda contém CO e H₂, seus componentes combustíveis.

O gás de coquearia (GC) é um sub-produto da coqueificação do carvão, isto é, da destilação do carvão nos fornos de coque.

CAPÍTULO 4 - ANÁLISE EXERGÉTICA DA COMBUSTÃO DE GASES SIDERÚRGICOS

4.1 - Introdução

Os gases siderúrgicos, compostos de uma mistura de gases simples, geralmente são utilizados energeticamente dentro da própria usina. Na sua utilização podem ocorrer alterações na composição, serem misturados, queimados com ar enriquecido de oxigênio, sofrerem pré-aquecimento, etc.. Diante destas variações, torna-se interessante sistematizar computacionalmente os cálculos de combustão.

Do ponto de vista da 1ª Lei da Termodinâmica, praticamente não se perde energia no processo de combustão; porém pela 2ª Lei ele apresenta uma grande destruição de exergia (irreversibilidade). Por essa razão, além dos parâmetros mais usuais da combustão, é feita uma análise exergética. Os cálculos são realizados através do programa "SIMCOMB", desenvolvido neste trabalho, que permite muitas variações, inclusive no estado de referência (umidade relativa do ar atmosférico, T_0 e P_0) para o cálculo da exergia dos combustíveis.

4.2 - Origem dos Gases no Processo Siderúrgico

A redução do minério de ferro num alto forno (AF) é obtida por um gás redutor formado dentro do próprio AF, contendo CO e H_2 , fluindo através de um leito poroso composto de camadas sucessivas de coque e sinter, no caso de AF a coque. O sinter, que é o minério de ferro aglomerado, ao entrar em contato com o gás redutor perde oxigênio, isto é, se reduz. Esta é a reação essencial para a produção de gusa. Como somente parte do CO e H_2 participam das reações de redução, o gás de alto forno (GAF) que sai no topo ainda contém CO e H_2 , seus componentes combustíveis.

O gás de coqueria (GCO) é um sub-produto da coqueificação do carvão, isto é, da destilação do carvão nos fornos de uma

coqueria, na ausência de oxigênio. Em média, para cada tonelada de carvão, uma coqueria produz 780 Kg de coque, 150 Kg de GCO, 32 Kg de alcatrão, 10 Kg de benzol e 3 Kg de amônia [33]. A produção de GCO, em termos de energéticos, corresponde a cerca de 20% dos produtos que saem da coqueria.

O gás de aciaria (GAC), no caso de uma aciaria empregando o processo "LD", é um sub-produto do refino da carga (gusa, sucata e adições diversas) de um conversor, através do sopro de oxigênio puro na carga líquida. Esse processo desprende enorme quantidade de gás rico em monóxido de carbono (CO) e com grande quantidade de poeira. Sabendo-se que o teor de CO varia durante o sopro, o teor final deste gás no GAC depende do desempenho do sistema de recuperação do gás.

As composições volumétricas típicas do GAF, GCO e GAC, são dadas na Tabela 4.1.

Esses gases antes de serem usados sofrem um processo de limpeza, que pode ser por via úmida (lavadores) ou por via seca. No primeiro caso é evidente que o gás chega no ponto de consumo saturado de vapor de água, já no segundo caso ele se torna saturado ao se resfriar ao longo da tubulação [33].

4.3 - Mistura de Gases

O estado termodinâmico de um gás, quando componente de uma mistura de gases, depende da composição e de duas variáveis de estado da mistura, tais como, pressão e temperatura.

4.3.1 - Composição

A composição de uma mistura de gases pode ser dada em base molar, volumétrica ou mássica, definidas, respectivamente, pelas eqs. 4.1, 4.2 e 4.3. Pode-se mostrar que, para o caso de uma mistura de gases ideais, a composição volumétrica e molar são iguais.

$$x_k = \frac{N_k}{\sum_{i=1}^n N_i} \quad (4.1)$$

$$\gamma_k = \frac{V_k}{\sum_{i=1}^n V_i} \quad (4.2)$$

$$\lambda_k = \frac{m_k}{\sum_{i=1}^n m_i} \quad (4.3)$$

onde N_k e m_k são o número de moles e a massa do componente k , respectivamente, e V_k é o volume parcial do componente k , igual ao volume que o gás k ocuparia na temperatura (T) e pressão total (P) da mistura.

Tabela 4.1 - Dados de algumas substâncias.

SUBSTÂNCIAS	FOR-MULA	COMPOSICAO MOLAR			MASSA MOLECU-LAR	MASSA ESPECI-FICA	\bar{s}_{Fo}	$-\Delta\bar{q}_{Fo}$	PODER CALORIF.		EXERGIA QUIMICA		R
		GAF	GCO	GAC					INFE-RIOR	SUPE-RIOR	eq. 4.24	Kotas	
		%							Kg/kg-mol	Kg/m ³	Kcal/kg-mol	Kcal/Kg	
OXIGENIO	O ₂	-	0,10	0,30	32,0	1,4289	0	0	0	0	29,346	29,64	26,4986
MONOXIDO CARBONO	CO	21,60	6,00	60,40	28,011	1,2501	-32800	2194	2414,7	2414,7	2300,46	2349,17	30,2631
DIOXIDO CARBONO	CO ₂	23,40	1,34	15,10	44,01	1,9768	-94260	0	0	0	109,44	109,33	19,2615
DIOXIDO ENXOFRE	SO ₂	-	-	-	64,06	2,0579	-71600	0	0	0	1131,05	1131,05	13,2329
NITROGENIO	N ₂	52,30	1,01	21,20	28,016	1,2507	0	0	0	0	5,70	6,14	30,2577
HIDROGENIO	H ₂	2,70	63,16	3,00	2,016	0,0898	0	27101	28669,6	33807,6	27273,63	20261,54	420,4061
AGUA (vapor)	H ₂ O	-	-	-	18,016	0,00374	-54635	0	0	0	121,06	155,20	47,0526
SULFITO HIDROG.	H ₂ S	-	0,09	-	34,076	1,5392	-7050	3477	3638,0	3946,7	5642,00	5642,00	24,0767
METANO	CH ₄	-	23,72	-	16,042	0,7167	-12140	11931	11953,6	13265,1	12215,72	12457,44	52,0425
ACETILENO	C ₂ H ₂	-	0,00	-	26,038	1,1700	50000	11259	11526,2	11930,2	11569,94	11646,00	32,5563
ETENO	C ₂ H ₄	-	2,15	-	28,054	1,2644	16282	11195	11271,7	12021,7	11496,5	11638,50	30,2167
ETANO	C ₂ H ₆	-	0,77	-	30,070	1,3567	-7860	11459	11349,6	12399,2	11751,4	11952,63	28,1909
PROPANO	C ₃ H ₈	-	0,13	-	44,097	1,9666	-5614	11241	11079,2	12033,5	11536,7	11720,10	19,2235
BENZENO	C ₆ H ₆	-	0,65	-	78,100	3,4847	30989	9736	9690,4	10102,4	10047,2	10125,57	10,0529
ARGONIO	Ar	-	-	-	39,944	1,7822	0	0	0	0	69,15		21,2201

Poderes caloríficos e \bar{s}_{Fo} da ref. [34]

Exergia química (eq.4.24) - ar atmosférico com 80 % de unidade relativa.

Os valores apresentados por Kotas consideram uma unidade relativa bem menor.

R = R/M, R = 847,7 Kgf-m/kg-mol K (constante universal dos gases).

Tendo-se a composição molar de uma mistura de gases, pode se obter a composição mássica, e vice versa, pela seguinte relação

$$\lambda_k = \frac{M_k}{M} \cdot \chi_k \quad (4.4)$$

onde M_k é a massa molecular da substância k e M a massa molecular da mistura de gases, definida como

$$M = \sum_{i=1}^n \chi_i \cdot M_i \quad (4.5)$$

A constante do gás para a mistura de gases (R) é dada por

$$R = \sum_{i=1}^n \lambda_i \cdot R_i = \frac{\bar{R}}{M} \quad (4.6)$$

onde \bar{R} é a constante universal dos gases.

A pressão parcial (P_k) do gás k na mistura é dada pela expressão abaixo.

$$P_k = \chi_k \cdot P \quad (4.7)$$

A composição dos gases siderúrgicos, normalmente, é fornecida em base volumétrica (igual a molar para gases ideais), descontando o vapor de água, isto é, em base seca (bs). Porém, sabe-se, como anteriormente mencionado, que tais gases apresentam-se saturados de água. Todavia, o conteúdo de água será dado em função da umidade relativa (ϕ), pois pretende-se, mais adiante, avaliar sua influência na eficiência exergética da combustão.

A fração molar ou volumétrica de vapor de água numa mistura de gases pode ser escrita como

$$\chi_{H_2O} = \phi \cdot \frac{P_{sat}}{P} \quad (4.8)$$

onde P_{sat} é a pressão de saturação de vapor de água na mistura de gases.

Pode-se obter a composição em base úmida (bu) através da seguinte relação

$$\chi_{bu} = \chi_{bs} - \chi_{bs} \cdot \chi_{H_2O} = (1 - \chi_{H_2O}) \cdot \chi_{bs} \quad (4.9)$$

onde χ_{bu} e χ_{bs} , são frações molares de uma mesma substância da mistura em base úmida e seca, respectivamente. Lógicamente, tal relação não se aplica para vapor de água, cuja fração molar, que só tem sentido em base úmida, é χ_{H_2O} .

4.3.2 - Poder calorífico

O poder calorífico (PC) dos gases siderúrgicos, constituídos por misturas de gases combustíveis e inertes, é dado por

$$PC = \sum_{i=1}^n \lambda_i \cdot PC_i \quad (4.10)$$

onde PC_i é o poder calorífico do gás i por unidade de massa (Kcal/Kg), apresentado na Tabela 4.1.

Quando a água nos produtos de combustão está na fase gasosa, o poder calorífico é dito inferior (PCI) e quando está na fase líquida é dito superior (PCS). Neste trabalho usa-se o PCI para determinar o calor liberado na combustão, pois na prática, normalmente, não se permite a condensação da água contida nos gases de combustão.

Considerando os gases siderúrgicos saturados de água, o conteúdo de água nos mesmos e conseqüentemente seus poderes caloríficos dependem da pressão e temperatura. Isto foi calculado neste trabalho com base na Tabela 4.1 e está mostrado na Figura 4.1.

4.3.3 - Massa específica

No modelo de Dalton, para uma mistura de gases ideais, a pressão parcial do componente k (P_k) é igual a pressão que o gás k sofreria caso ocupasse o volume total da mistura na temperatura da mesma. Desta forma, pode se escrever

$$m_k = \frac{P_k V}{R_k T} \quad (4.11)$$

Usando a eq. (4.7) e a definição de massa específica ($\rho = \sum m_i / V$) na eq. (4.11) obtem-se

$$\rho = \sum_{i=1}^n \chi_i \cdot \frac{P}{R_i T} \quad (4.12)$$

onde o termo $(P/R_i T)$ é a massa específica do gás i na pressão e temperatura da mistura.

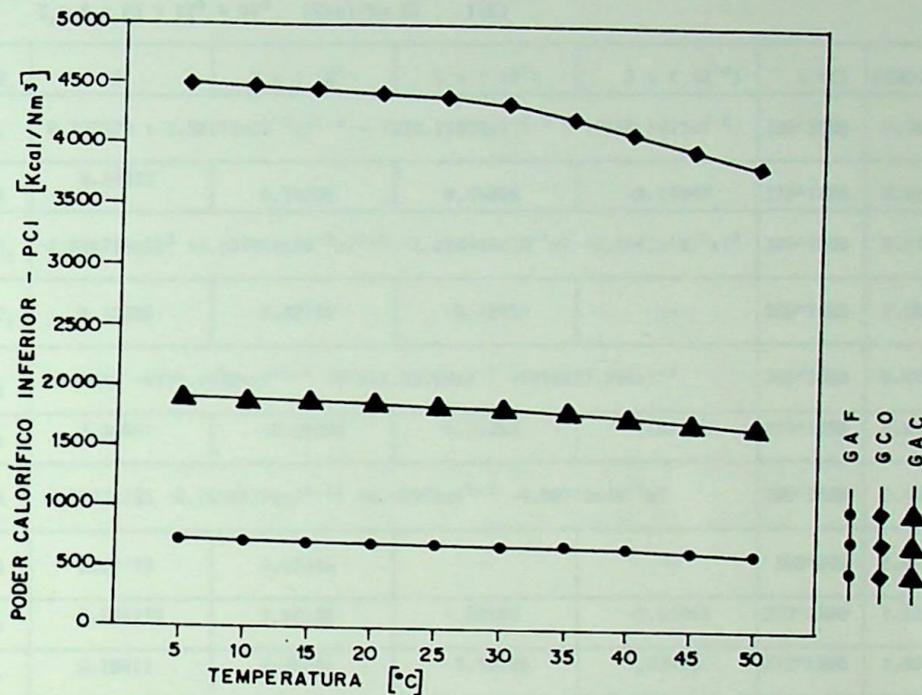


Figura 4.1 - Variação do PCI em função da temperatura, considerando os gases saturados de água

Os valores de massa específica para diversos gases, nas condições normais de temperatura e pressão - CNTP ($T=273.15$ K, $P=1.033 \times 10^4$ Kgf/m²), são apresentados na Tabela 4.1. O valor referente à água é hipotético, pois a mesma não existe como gás nestas condições.

4.3.4 - Calor específico e entalpia

O calor específico a pressão constante (C_p) de uma mistura de gases, pode ser obtida pela expressão abaixo

$$C_p = \sum_{i=1}^n \lambda_i \cdot C_{pi} \quad (4.13)$$

Fórmulas para o calor específico a pressão constante de vários gases, em função da temperatura, são apresentadas na Tabela 4.2, tomadas das referências [1,18,34].

Tabela 4.2 - Calor específico a pressão constante ($C_p = f(T)$)

$$C_p = A + BT + CT^2 + DT^3 \quad [\text{Kcal/Kg K}], \quad T(\text{K})$$

GASES	A	B x (10 ⁴)	C x (10 ⁷)	D x (10 ¹⁰)	T (K)	ERRO(%)
^a O ₂	0.279578 + 1.50137x10 ⁻⁷ xT ^{1.5} - 1333.71875xT ^{-1.5} + 17692.1875xT ⁻²				300 ^a 3500	0.30
CO	0.24013	0.14284	0.45805	-0.18947	273 ^a 1800	0.89
^a CO ₂	-2.028766x10 ² + 1.657964x10 ⁻² xT ^{0.5} - 2.228448x10 ⁻⁴ xT + 1.3141x10 ⁻⁶ xT ²				300 ^a 3500	0.19
^b SO ₂	0.12020	0.82734	-0.12957	--	300 ^a 2500	2.50
^a N ₂	0.33322 - 4374.64306xT ^{-1.5} + 91511.99315xT ⁻² - 6998857.796xT ⁻³				300 ^a 3500	0.43
H ₂	3.44841	-2.26984	4.74355	-1.03125	273 ^a 1800	1.01
^a H ₂ O	1.89775755 - 0.76999776xT ^{0.25} + 0.10978xT ^{0.5} - 4.90713x10 ⁻⁴ xT				300 ^a 3500	0.43
^b H ₂ S	0.21129	1.05646	--	--	300 ^a 600	8.00
CH ₄	1.296135	7.48130	1.88903	-1.63965	273 ^a 1500	1.33
C ₂ H ₂	0.20011	8.45291	-5.98786	1.67038	273 ^a 1500	1.46
C ₂ H ₄	0.16103	7.01004	--	--	273 ^a 323	0.45
C ₂ H ₆	0.054005	13.71466	-5.08813	0.57865	300 ^a 1500	0.83
C ₃ H ₈	-0.021906	16.50679	-0.51532	1.71894	273 ^a 1500	0.40
C ₆ H ₆	-0.11074	14.822686	-9.65305	2.37358	273 ^a 1500	0.34
^b Ar	0.1244	--	--	--	--	--

a) Dados obtidos da ref.[18]; b) Dados obtidos da ref.[34] e demais dados da ref.[1]

Para o caso de gases ideais a entalpia (h) é função da temperatura e pode ser escrita como

$$h(T) - h(T_0) = \sum_{i=1}^n \int_{T_0}^T \lambda_i \cdot C_{p_i} dT \quad (4.14)$$

onde T_0 é a temperatura ambiente.

4.3.5 - Entropia

O gás k, numa mistura de gases, exerce uma pressão parcial P_k . desta forma sua entropia específica pode ser escrita como

$$S_k (T, P_k) - S_k (T_0, P_0) = \int_{T_0}^T C_{Pk} \frac{dT}{T} - R_k \ln \frac{P_k}{P_0} \quad (4.15)$$

onde P_0 é a pressão ambiente. Assim, a entropia da mistura é

$$\begin{aligned} S(T, P) - S(T_0, P_0) &= \sum_{i=1}^n \int_{T_0}^T \lambda_i C_{Pi} \frac{dT}{T} - \sum_{i=1}^n \lambda_i R_i \ln \frac{P_i}{P_0} \\ &= \sum_{i=1}^n \int_{T_0}^T \lambda_i C_{Pi} \frac{dT}{T} - R \ln \frac{P}{P_0} \\ &\quad - \sum_{i=1}^n \lambda_i R_i \ln \frac{P_i}{P} \end{aligned} \quad (4.16)$$

Observa-se da eq. (4.16) que a entropia de uma mistura de gases não se obtém simplesmente substituindo na expressão da entropia de um gás ideal, o calor específico (C_p) e a constante (R) da mistura. Aparece o último termo denominado entropia de mistura [20], cuja expressão pode ser modificada para

$$\Delta S_{mist} = - R \cdot \sum_{i=1}^n \chi_i \cdot \ln \chi_i \quad (4.17)$$

onde pode-se notar que ela depende apenas da composição da mistura e tem sempre um valor positivo.

Aplicando o teorema de Gouy-Stodola, a irreversibilidade de um processo de mistura de substâncias a mesma temperatura e pressão pode ser dada pela expressão abaixo

$$I_{mist} = T_0 \cdot \Delta S_{mist} = - T_0 R \sum_{i=1}^n \chi_i \cdot \ln \chi_i \quad (4.18)$$

Quando uma mesma mistura de gases é levada de um estado termodinâmico inicial para um final, isto é, não ocorre variação de composição, o termo referente à entropia de mistura desaparece e a diferença de entropia pode ser escrita simplesmente por

$$S(T, P) - S(T_0, P_0) = \sum_{i=1}^n \int_{T_0}^T \lambda_i C_{Pi} \frac{dT}{T} - R \ln \frac{P}{P_0} \quad (4.19)$$

4.3.6 - Exergia

A exergia de uma mistura de gases ideais pode ser dividida em exergia termo-mecânica ($ex_{t,m}$) e exergia química (ex_q). Como já comentado a primeira é igual ao trabalho obtido ao se trazer a mistura, através de processo reversíveis, de um dado estado termodinâmico (T,P) para o estado morto restrito, isto é, para a temperatura (T_o) e pressão (P_o) do meio ambiente, caracterizando assim o equilíbrio térmico e mecânico entre a mistura e o meio ambiente. De acordo com Moran [1], a exergia termomecânica de uma mistura de gases ideais pode ser escrita como

$$ex_{t,m} = \sum_{i=1}^n \lambda_i \left[\int_{T_o}^T \left(1 - \frac{T_o}{T} \right) C_{P_i} dT \right] - R T_o \ln \frac{P}{P_o} \quad (4.20)$$

Estando a mistura de gases no estado morto restrito ainda lhe resta um desequilíbrio de natureza química, devido às diferenças de composição e concentração, em relação ao meio ambiente, e que pode ser explorado, em princípio, para produzir trabalho. Se a partir do estado morto restrito, a mistura é trazida ao estado morto, isto é, ao equilíbrio térmico, mecânico e químico com o meio ambiente, através processos reversíveis, o trabalho obtido é igual a exergia química da mesma. Esta por sua vez, pode ser subdividida na exergia devido a diferença de concentração das substâncias presentes na mistura e no meio ambiente e a referente à reação química que os componentes combustíveis, não existentes no meio ambiente, realizam com substâncias trazidas do meio ambiente para produzirem outras substâncias, também presentes no meio ambiente. Esse tópico já foi preliminarmente discutido no capítulo anterior.

No cálculo da exergia termo-mecânica o estado do meio ambiente é adequadamente definido pela temperatura (T_o) e pressão (P_o), mas para a avaliação da exergia química torna-se necessário definir também a sua composição, como também já comentado. Como a maioria dos gases, em questão, existem na atmosfera ou produzem, no caso de um gás combustível, gases que nela existem, ela representa praticamente todo meio ambiente

envolvido, com exceção dos compostos de enxofre.

As frações molares dos gases presentes na atmosfera, em base seca, ($\chi_{Ar}^{\circ} = .0094$, $\chi_{CO_2}^{\circ} = .0003$, $\chi_{N_2}^{\circ} = .7804$, $\chi_{O_2}^{\circ} = .2099$) variam em função da umidade relativa, temperatura e pressão ambiente, sendo que a pressão pode ser dada em função da altitude local pela expressão abaixo

$$P_o = (1.003 e^{-11.6 \times 10^{-5}}) y \quad [\text{Kgf/cm}^2] \quad (4.21)$$

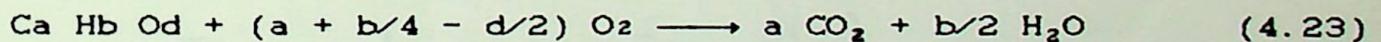
onde y é a altitude local em metros.

A exergia química molar de uma mistura de gases ideais, onde todos são inertes, como por exemplo os produtos de combustão, é dada pela seguinte expressão

$$\overline{ex}_q = \sum_{i=1}^n \chi_i \bar{R} T_o \ln \frac{\chi_i}{\chi_i^{\circ}} \quad (4.22)$$

onde χ_i e χ_i° são as frações molares da substância i na mistura e no meio ambiente, respectivamente.

A exergia química por mole de um combustível do tipo (Ca Hb Od), cuja equação da combustão é



pode ser dada, segundo Moran [1], pela seguinte expressão

$$\overline{ex}_q (T_o, P_o) = \overline{\Delta G} (T_o, P_o) + \bar{R} T_o \ln \left[\frac{(\chi_{O_2}^{\circ})^{a+b/4-d/2}}{(\chi_{CO_2}^{\circ})^a (\chi_{H_2O}^{\circ})^{b/2}} \right] \quad (4.24)$$

onde, $\chi_{O_2}^{\circ}$, $\chi_{CO_2}^{\circ}$ e $\chi_{H_2O}^{\circ}$, representam respectivamente a fração molar do oxigênio, dióxido de carbono e vapor de água no meio ambiente (atmosfera), e $\overline{\Delta G} (T_o, P_o)$ é a variação de energia livre de Gibbs, dada por

$$\overline{\Delta G} (T_o, P_o) = \left[a \bar{g}_{CO_2} + b/2 \bar{g}_{H_2O} - \bar{g}_{CaHbOd} - (a+b/4-d/2) \bar{g}_{O_2} \right] (T_o, P_o) \quad (4.25)$$

onde \bar{g} é a função molar de formação de Gibbs, cujos valores são

apresentados na Tabela 4.1.

Quando o combustível é um componente de uma mistura de gases ideais, a sua contribuição para a exergia química da mistura é

$$-\bar{\Delta G}(T_o, P_o) + \bar{R}T_o \ln \left[\frac{(\chi_{O_2}^o)^{a+b/4-d/2}}{(\chi_{CO_2}^o)^a (\chi_{H_2O}^o)^{b/2}} \right] + \bar{R}T_o \ln(\chi) \quad (4.26)$$

onde χ é a fração molar do combustível na mistura.

Juntando as eqs. (4.20, 4.22 e 4.26), pode-se obter a exergia total de uma mistura de gases ideais contendo n componentes, dos quais os m primeiros são combustíveis e $(n-m)$ restantes são gases inertes, num dado estado termodinâmico (T, P) , na seguinte forma

$$\begin{aligned} ex = & \sum_{i=1}^n \lambda_i \left[\int_{T_o}^T \left(1 - \frac{T_o}{T} \right) C_{P_i} dT \right] - \bar{R}T_o \ln \frac{P}{P_o} \\ & + \frac{1}{M} \left\{ \sum_{i=1}^m \chi_i \left[-\bar{\Delta G}_{i,o} + \bar{R}T_o \ln \left[\frac{(\chi_{O_2}^o)^{a+b/4-d/2}}{(\chi_{CO_2}^o)^a (\chi_{H_2O}^o)^{b/2}} \right] \right] \right. \\ & \left. + \bar{R}T_o \ln(\chi_i) \right\} + \sum_{i=m+1}^n \chi_i \bar{R}T_o \ln \frac{\chi_i}{\chi_i^o} \quad (4.27) \end{aligned}$$

Os valores da variação da energia livre de Gibbs, poderes caloríficos e exergia de vários gases estão na Tabela 4.1.

4.4 - Combustão

A combustão, considerada completa, isto é, todos os componentes combustíveis sendo oxidados ao máximo (CO_2 , H_2O e SO_2) e sem os efeitos da dissociação, é analisada neste trabalho aplicando-se o Princípio da Conservação da Massa para compor a equação da combustão e determinar a quantidade e composição dos seus produtos, a Primeira Lei da Termodinâmica para quantificar as transformações de energia e a Segunda Lei para determinar o rendimento termodinâmico destas

transformações, que na prática apresentam perdas elevadas de exergia [20].

As equações desenvolvidas nos próximos itens estão sistematizadas para sua implementação através do programa SIMCOMB.

4.4.1 - Fórmula representativa do combustível

Como o combustível, um gás siderúrgico ou uma mistura deles, é dado através da composição volumétrica ou molar, mas a combustão é calculada, genericamente, a partir de sua fórmula representativa ($C_a H_b O_d N_e S_f$), torna-se necessário obtê-la. Desta forma, considerando uma mistura qualquer dos gases GAF, GCO e GAC, onde, ψ_{GAF} , ψ_{GCO} e ψ_{GAC} são suas frações volumétricas, a fórmula representativa pode ser obtida pelas seguintes expressões

$$a = \sum_{i=1}^n NC_i (\chi_{iGAF} \psi_{GAF} + \chi_{iGCO} \psi_{GCO} + \chi_{iGAC} \psi_{GAC}) \quad (4.28)$$

$$b = \sum_{i=1}^n NH_i (\chi_{iGAF} \psi_{GAF} + \chi_{iGCO} \psi_{GCO} + \chi_{iGAC} \psi_{GAC}) \quad (4.29)$$

$$d = \sum_{i=1}^n NO_i (\chi_{iGAF} \psi_{GAF} + \chi_{iGCO} \psi_{GCO} + \chi_{iGAC} \psi_{GAC}) \quad (4.30)$$

$$e = \sum_{i=1}^n NN_i (\chi_{iGAF} \psi_{GAF} + \chi_{iGCO} \psi_{GCO} + \chi_{iGAC} \psi_{GAC}) \quad (4.31)$$

$$f = \sum_{i=1}^n NS_i (\chi_{iGAF} \psi_{GAF} + \chi_{iGCO} \psi_{GCO} + \chi_{iGAC} \psi_{GAC}) \quad (4.32)$$

onde NC_i , NH_i , NO_i , NN_i e NS_i são os números de átomos de carbono, hidrogênio, oxigênio, nitrogênio e enxofre, numa molécula do gás i , respectivamente, e n é o número de gases simples presentes na mistura, considerando 15 casos.

4.4.2 - Ar de combustão

O oxigênio utilizado nas reações químicas que ocorrem na combustão, normalmente, é fornecido através do ar atmosférico, que contém outras substâncias, como o nitrogênio, argônio, dióxido de carbono, etc., que não reagem durante a combustão sem dissociação. Entretanto, nos cálculos normais, o ar de combustão é considerado composto apenas de oxigênio e

nitrogênio, no qual estão considerados os demais gases do ar atmosférico. Essa simplificação não foi adotada aqui, pois neste caso o ar atmosférico no estado morto, como fornecido para a combustão, teria exergia não nula.

A composição molar do ar atmosférico, levando-se em conta a água presente no mesmo, está mostrada na Tabela 4.3 em função da umidade relativa, pressão e temperatura ambiente.

O ar de combustão pode ser o ar atmosférico enriquecido com oxigênio, até a situação extrema na qual a combustão ocorre com oxigênio puro. Por essa razão, definindo a taxa de enriquecimento do ar de combustão (π) como sendo a fração de oxigênio puro injetado no fluxo de ar vindo do meio ambiente, para uma vazão volumétrica unitária do fluxo após o ponto de injeção, pode-se obter a composição molar do ar úmido e enriquecido, como está mostrado na Tabela 4.3. Esta tabela também contém em sua última coluna a fórmula do ar utilizada nas equações de combustão, isto é, o número de moles dos demais componentes por mole de oxigênio. Estes parâmetros são de grande interesse na generalização das equações de combustão.

Tabela 4.3 - Composição do ar de combustão.

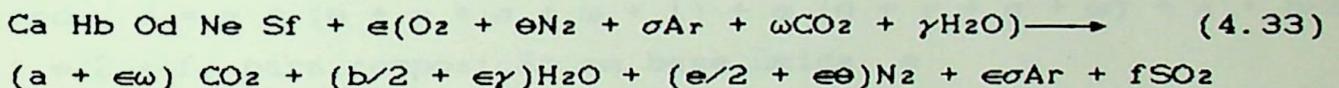
COM PO NEN TES	FRAÇÕES MOLARES (χ)			MOLES DE N ₂ , Ar, CO ₂ E H ₂ O POR MOLE DE O ₂ (no ar)
	AR SECO	AR ÚMIDO	AR ÚMIDO ENRIQUECIDO	
O ₂	.2099	$.2099 \left(1 - \phi \frac{P_{sat}}{P_o}\right)$	$.2099(1-\pi) \left(1 - \phi \frac{P_{sat}}{P_o}\right) + \pi$	1
N ₂	.7804	$.7804 \left(1 - \phi \frac{P_{sat}}{P_o}\right)$	$.7804(1-\pi) \left(1 - \phi \frac{P_{sat}}{P_o}\right)$	$\theta = \frac{.7804(1-\pi) \left(1 - \phi \frac{P_{sat}}{P_o}\right)}{\zeta}$
Ar	.0094	$.0094 \left(1 - \phi \frac{P_{sat}}{P_o}\right)$	$.0094(1-\pi) \left(1 - \phi \frac{P_{sat}}{P_o}\right)$	$\sigma = \frac{.0094(1-\pi) \left(1 - \phi \frac{P_{sat}}{P_o}\right)}{\zeta}$
CO ₂	.0003	$.0003 \left(1 - \phi \frac{P_{sat}}{P_o}\right)$	$.0003(1-\pi) \left(1 - \phi \frac{P_{sat}}{P_o}\right)$	$\omega = \frac{.0003(1-\pi) \left(1 - \phi \frac{P_{sat}}{P_o}\right)}{\zeta}$
H ₂ O	-	$\phi \frac{P_{sat}}{P_o}$	$(1-\pi) \phi \frac{P_{sat}}{P_o}$	$\gamma = \frac{(1-\pi) \phi \left(\frac{P_{sat}}{P_o}\right)}{\zeta}$

Obs.: $\zeta = .2099 (1 - \pi) \left(1 - \phi \frac{P_{sat}}{P_o}\right) + \pi$

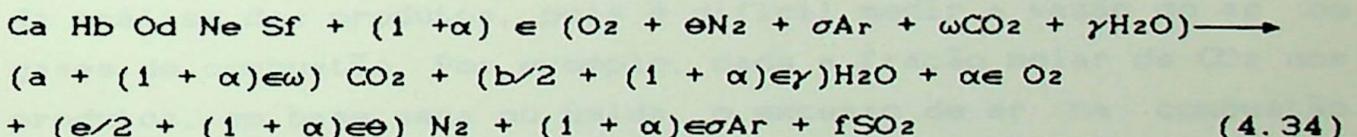
4.4.3 - Equações generalizadas

A combustão pode ocorrer com uma quantidade de ar estritamente necessária (ar teórico) para oxidar ao máximo o combustível, com excesso de ar (α), isto é, com uma quantidade de ar maior do que a teórica, ou com falta de ar (combustão incompleta). Este último caso sai do escopo deste trabalho. Além disso, considera-se que o SO_2 transforma-se em SO_3 somente se houver excesso de ar. O SO_3 , por sua vez, combina com a água presente nos gases de combustão para formar vapor de ácido sulfúrico (H_2SO_4).

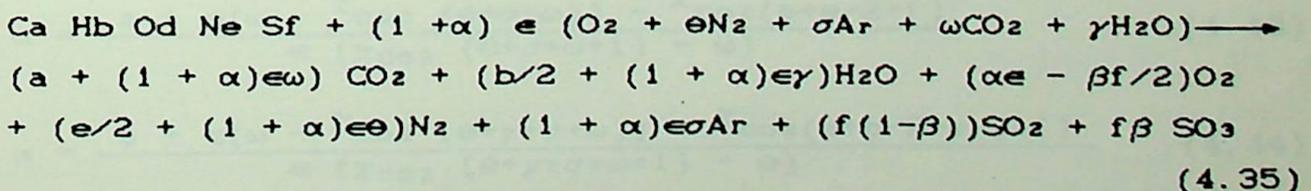
As eqs. (4.33, 4.34, 4.35 e 4.36) representam respectivamente as reações de combustão de um combustível genérico (Ca Hb Od Ne Sf) com ar úmido e enriquecido (Tabela 4.3) para uma quantidade teórica de ar, ar em excesso sem formação de SO_3 e com formação de SO_3 ou H_2SO_4 . As equações (4.35 e 4.36) são utilizadas somente no cálculo da temperatura do ponto de orvalho ácido.



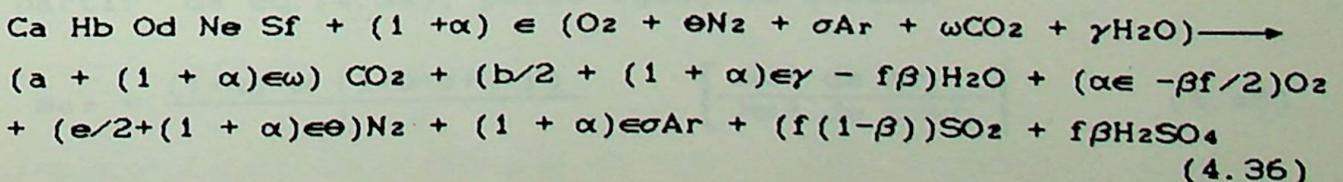
onde $\epsilon = a + b/4 + f - d/2$



onde $\alpha = (\text{ar real} - \text{ar teórico}) / \text{ar teórico}$.



onde β é a porcentagem de SO_2 transformado em SO_3 .



A composição molar dos produtos da combustão, determinada a partir da eq. (4.34), é dada pelas eqs. (4.37 a 4.42), com a fração molar da água só tendo sentido para a composição em base úmida.

$$\chi_{\text{CO}_2} = \frac{a + (1 + \alpha) \epsilon \omega}{\delta} \quad (4.37)$$

$$\chi_{\text{H}_2\text{O}} = \frac{b/2 + (1 + \alpha) \epsilon \gamma}{\delta} \quad (4.38)$$

$$\chi_{\text{O}_2} = \frac{\epsilon \omega}{\delta} \quad (4.39)$$

$$\chi_{\text{N}_2} = \frac{e/2 + (1 + \alpha) \epsilon \theta}{\delta} \quad (4.40)$$

$$\chi_{\text{Ar}} = \frac{(1 + \alpha) \epsilon \sigma}{\delta} \quad (4.41)$$

$$\chi_{\text{SO}_2} = \frac{f}{\delta} \quad (4.42)$$

onde, $\delta = \alpha \epsilon (\theta + \gamma + \sigma + \omega + 1) + \epsilon (\theta + \gamma + \sigma + \omega) + a + b/2 + e/2 + f$, para composição em base úmida, e $\delta = \alpha \epsilon (\theta + \sigma + \omega + 1) + \epsilon (\theta + \sigma + \omega) + a + e/2 + f$, para composição em base seca.

O controle da combustão normalmente é realizado através da análise dos produtos, pois é difícil medir a vazão do ar ou gases de combustão. Por exemplo, dada a fração molar de CO_2 nos produtos, em base seca ou úmida, o excesso de ar na combustão pode ser determinado através das eqs. (4.43 e 4.44), respectivamente.

$$\alpha = \frac{a + \epsilon(\omega - \chi_{\text{CO}_2} (\theta + \sigma + \omega)) - \chi_{\text{CO}_2}(a + e/2 + f)}{\epsilon (\chi_{\text{CO}_2} (\theta + \sigma + \omega + 1) - \omega)} \quad (4.43)$$

$$\alpha = \frac{a + \epsilon(\omega - \chi_{\text{CO}_2} (\theta + \gamma + \sigma + \omega)) - \chi_{\text{CO}_2}(a + b/2 + e/2 + f)}{\epsilon (\chi_{\text{CO}_2} (\theta + \gamma + \sigma + \omega + 1) - \omega)} \quad (4.44)$$

A vazão específica de ar de combustão (\dot{m}_{ar}) é dada, a partir da eq. (4.34), pelas equações abaixo.

$$\dot{m}_{\text{ar}} = \frac{(1 + \alpha) \epsilon (1 + \theta + \sigma + \omega + \gamma)}{1} \left[\frac{\text{Nm}^3 \text{ de ar}}{\text{Nm}^3 \text{ de comb.}} \right] \quad (4.45)$$

$$\dot{m}_{ar} = \frac{(1+\alpha) \epsilon (M_{O_2} + \theta M_{N_2} + \sigma M_{Ar} + \omega M_{CO_2} + \gamma M_{H_2O})}{a M_C + b M_M + d M_O + e M_N + f M_S} \left[\frac{kq \text{ ar}}{Kq \text{ comb.}} \right] \quad (4.46)$$

logo, a vazão específica dos produtos da combustão ($\dot{m}_{prod.}$) é

$$\dot{m}_{prod.} = 1 + \dot{m}_{ar} \quad (4.47)$$

4.4.5 - Temperatura adiabática

A temperatura adiabática da combustão ($T_{ad.}$), definida como a temperatura atingida pelos produtos numa combustão ocorrendo num volume de controle sem interação de calor e trabalho com o meio ambiente, pode ser obtida igualando-se, por um processo iterativo, ambos os lados da expressão abaixo. Como já comentado não se incluem os efeitos de dissociação, bastante reduzidos nos casos em estudo.

$$\begin{aligned} \dot{m}_{ar} & \left[\sum_i \lambda_i \int_{T_o}^{T_{ar}} C_{pi} dT \right] + \psi_{GAF} \left[\sum_i \lambda_i \int_{T_o}^{T_{GAF}} C_{pi} dT + PCI \right] \\ & + \psi_{GAE}^{GCO} \left[\sum_i \lambda_i \int_{T_o}^{T_{GCO}} C_{pi} dT + PCI \right]_{GCO} + \psi_{GAF}^{GAC} \left[\sum_i \lambda_i \int_{T_o}^{T_{GAC}} C_{pi} dT + PCI \right]_{GAC} \\ & = \dot{m}_{prod.} \left[\sum_i \lambda_i \int_{T_o}^{T_{ad}} C_{pi} dT \right]_{produtos} \end{aligned} \quad (4.48)$$

4.4.6 - Temperatura do ponto de orvalho ácido dos gases de combustão

O ponto de orvalho é definido como a temperatura na qual inicia-se a condensação dos vapores presentes nos gases de combustão. Quando o combustível não tem enxofre ou é queimado sem excesso de ar, o ponto de orvalho coincide com a temperatura de saturação da água nos produtos da combustão, porém quando o combustível contém enxofre e é queimado com excesso de ar, o ponto de orvalho é determinado pela temperatura na qual inicia-se a condensação da mistura de vapores de água e ácido sulfúrico, normalmente bem acima da temperatura de saturação do vapor de água.

A parcela de SO_2 transformada em SO_3 (β), muito importante na determinação do ponto de orvalho, depende de

diversos parâmetros envolvidos na combustão, tais como excesso de ar, conteúdo de enxofre, temperatura de combustão, tipo de combustível, etc. Baseando-se em dados apresentados por Gaydon, citado por Salvi [35], que plota β em função da concentração de SO_2 nos gases de combustão para a queima de CO , H_2 e CH_4 , desenvolve-se aqui um método simplificado, para determinar β através da eq. (4.49). O valor de β , no entanto, depende da disponibilidade de oxigênio livre, isto é, β é zero quando não há excesso de ar, no modelo considerado neste trabalho.

$$\beta = \Omega_{\text{CO}} \beta_{\text{CO}} + \Omega_{\text{H}_2} \beta_{\text{H}_2} + \Omega_{\text{CH}_4} \beta_{\text{CH}_4} \quad (4.49)$$

onde,

$$\Omega_{\text{CO}} = \frac{\psi_{\text{GAF}} \chi_{\text{CO}}^{\text{GAF}} + \psi_{\text{GCO}} \chi_{\text{CO}}^{\text{GCO}} + \psi_{\text{GAC}} \chi_{\text{CO}}^{\text{GAC}}}{\psi_{\text{GAF}} (\chi_{\text{CO}}^{\text{GAF}} + \chi_{\text{H}_2}^{\text{GAF}}) + \psi_{\text{GCO}} (\chi_{\text{CO}}^{\text{GCO}} + \chi_{\text{H}_2}^{\text{GCO}} + \chi_{\text{CH}_4}^{\text{GCO}}) + \psi_{\text{GAC}} (\chi_{\text{CO}}^{\text{GAC}} + \chi_{\text{H}_2}^{\text{GAC}})}$$

$$\Omega_{\text{H}_2} = \frac{\psi_{\text{GAF}} \chi_{\text{H}_2}^{\text{GAF}} + \psi_{\text{GCO}} \chi_{\text{H}_2}^{\text{GCO}} + \psi_{\text{GAC}} \chi_{\text{H}_2}^{\text{GAC}}}{\psi_{\text{GAF}} (\chi_{\text{CO}}^{\text{GAF}} + \chi_{\text{H}_2}^{\text{GAF}}) + \psi_{\text{GCO}} (\chi_{\text{CO}}^{\text{GCO}} + \chi_{\text{H}_2}^{\text{GCO}} + \chi_{\text{CH}_4}^{\text{GCO}}) + \psi_{\text{GAC}} (\chi_{\text{CO}}^{\text{GAC}} + \chi_{\text{H}_2}^{\text{GAC}})}$$

$$\Omega_{\text{CH}_4} = \frac{\psi_{\text{GCO}} \chi_{\text{CH}_4}^{\text{GCO}}}{\psi_{\text{GAF}} (\chi_{\text{CO}}^{\text{GAF}} + \chi_{\text{H}_2}^{\text{GAF}}) + \psi_{\text{GCO}} (\chi_{\text{CO}}^{\text{GCO}} + \chi_{\text{H}_2}^{\text{GCO}} + \chi_{\text{CH}_4}^{\text{GCO}}) + \psi_{\text{GAC}} (\chi_{\text{CO}}^{\text{GAC}} + \chi_{\text{H}_2}^{\text{GAC}})}$$

$$\beta_{\text{CO}} = 9.919925 - 5.798976 * \ln(\chi_{\text{SO}_2}^{\text{prod.}} * 100)$$

$$\beta_{\text{H}_2} = 4.979834 - 2.817904 * \ln(\chi_{\text{SO}_2}^{\text{prod.}} * 100)$$

$$\beta_{\text{CH}_4} = 1.999636 - 1.205316 * \ln(\chi_{\text{SO}_2}^{\text{prod.}} * 100)$$

e $\chi_{\text{SO}_2}^{\text{prod.}}$ é a fração molar de dióxido de enxofre nos produtos de combustão.

Uma vez conhecido o valor de β , pode-se aplicar as eq. (4.35 e 4.36). A partir da eq. (4.35), determina-se a temperatura do ponto de orvalho através de um ábaco no qual essa temperatura é plotada em função do teor de SO_3 e da pressão parcial da água nos gases de combustão [36]. Além disso, da eq. (4.36) pode-se obter essa temperatura utilizando o diagrama de fases da mistura binária ($\text{H}_2\text{O} - \text{H}_2\text{SO}_4$) sob

baixas pressões [37]. Neste caso, é suficiente conhecer a composição desta mistura e sua pressão parcial nos gases de combustão.

A temperatura do ponto de orvalho (T_{orv}) é utilizada para determinar a temperatura mínima dos produtos da combustão ($T_{min.}^{prod.}$) a serem lançados na atmosfera. Como, normalmente, a última tarefa destes produtos é aquecer um fluido a temperatura ambiente, como por exemplo em um pré-aquecedor de ar de combustão, e a temperatura do metal, que é aproximadamente a média entre T_0 e a temperatura dos gases na saída [38], deve ser maior que T_{orv} para evitar corrosão, e a temperatura mínima recomendável ($T_{min.}^{prod.}$) pode ser dada pela seguinte expressão

$$(T_{min.}^{prod.}) = 2 \times T_{orv} - T_0 \quad (4.50)$$

válida somente para $T_{orv} > T_0$. Caso contrário $T_{min.}^{prod.} = T_0$.

4.5 - Sistema Analisado

A combustão, na realidade, é um fenômeno físico-químico complexo, que se processa apresentando formação de substâncias químicas intermediárias, dissociação, dependendo da cinética das reações químicas, geometria da câmara de combustão, temperatura das paredes da câmara de combustão, mistura efetiva ar/combustível, além de outros fatores para um bom desempenho da mesma. No entanto, na análise exergetica da combustão de gases siderúrgicos realizada neste trabalho introduz-se uma série de simplificações em relação ao processo real. Já que o objetivo aqui é simplesmente fazer um análise preliminar da influência de alguns parâmetros (excesso de ar, enriquecimento de ar de combustão, temperatura de pré-aquecimento do ar de combustão e do combustível, mistura dos gases combustíveis e umidade relativa) no rendimento exergetico da combustão e separar os fenômenos, que no processo real de combustão ocorrem concomitantemente, para facilitar os cálculos e atribuir a cada etapa sua contribuição para a irreversibilidade total da combustão.

Todos os cálculos realizados segundo o sistema de combustão idealizado, mostrado na Figura 4.2, são efetuados através do programa de simulação da combustão - "SIMCOMB", cujas bases de cálculo e simplificações consideradas são descritas a seguir. No Apêndice A está apresentado o fluxograma funcional deste programa.

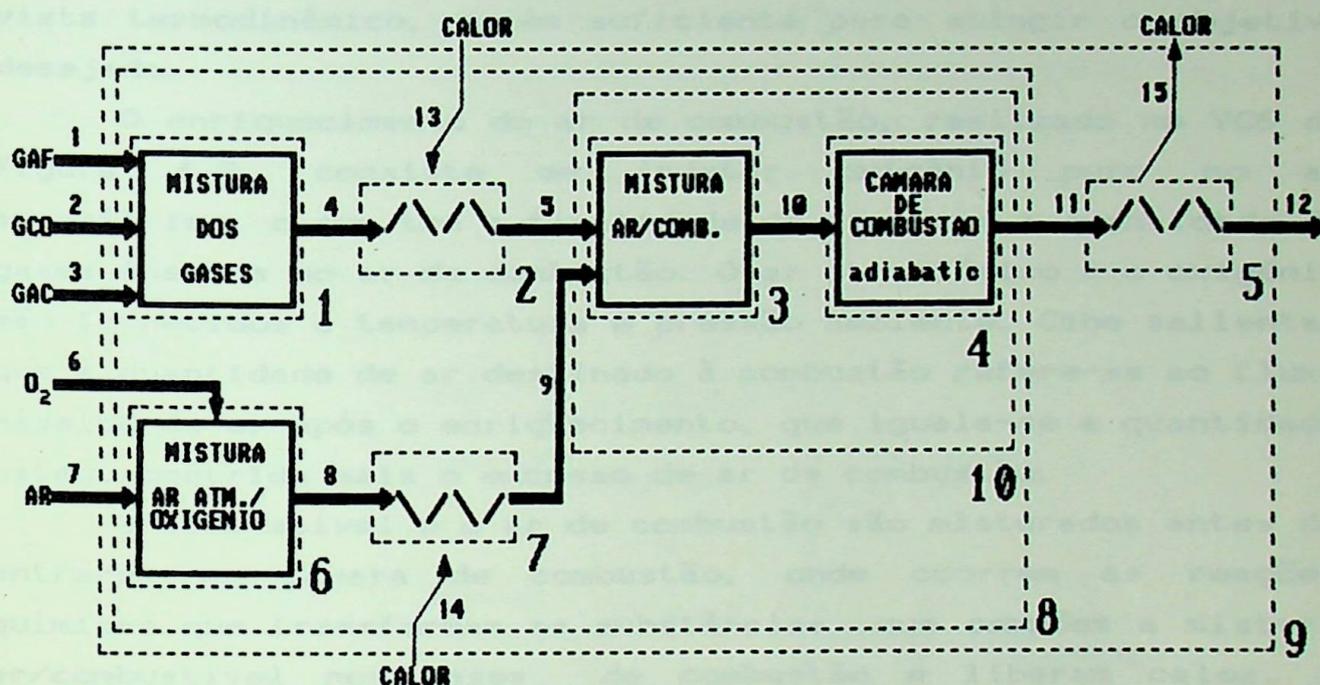


Figura 4.2 - Sistema de combustão idealizado para o programa "SIMCOMB"

4.5.1 - Considerações fundamentais no programa SIMCOMB

Os cálculos são realizados em todas as etapas considerando pressão constante e igual a pressão atmosférica e processos ocorrendo em regime permanente.

No volume de controle (VC)₁ da Figura 4.2 a quantidade de combustível proveniente da mistura dos gases GAF, GCO, GAC, que são fornecidos a pressão e temperatura ambientes (exceto para as opções VII e VIII do "menu" principal) apresentado no Apêndice A, é de 1 Nm³ (1 m³ nas condições normais de temperatura e pressão). Então, todos os fluxos de energia, exergia e massa e irreversibilidade referem-se a 1 Nm³ de combustível. A suposição de mistura adiabática torna-se desnecessário, uma vez que os gases são fornecidos à temperatura ambiente, exceto para opção VII do menu principal,

como já comentado.

A fonte de energia térmica destinada ao pré-aquecimento do combustível e do ar de combustão tem sua qualidade variada, dentro do programa computacional SIMCOMB, iniciando com o uso da energia elétrica (energia de alta qualidade), passando por fontes intermediárias, como vapor de baixa pressão, até alcançar a fonte de energia menos nobre possível do ponto de vista termodinâmico, porém suficiente para atingir o objetivo desejado.

O enriquecimento do ar de combustão, realizado no VC6 da Figura 4.2, consiste em injetar oxigênio puro no ar atmosférico, o que tem a finalidade de diminuir a quantidade de gases inertes no ar de combustão. O ar atmosférico e o oxigênio são fornecidos a temperatura e pressão ambiente. Cabe salientar que a quantidade de ar destinado à combustão refere-se ao fluxo mássico de ar após o enriquecimento, que iguala-se a quantidade estequiométrica mais o excesso de ar de combustão.

O combustível e o ar de combustão são misturados antes de entrarem na câmara de combustão, onde ocorrem as reações químicas que transformam as substâncias que compõem a mistura ar/combustível nos gases de combustão e liberam calor. A combustão ocorre adiabaticamente, o que nos garante que os gases de combustão deixam a câmara de combustão na temperatura adiabática de chama, a pressão constante e igual a ambiente, sendo desprezados os efeitos de dissociação.

Nem toda energia térmica contida nos gases de combustão que deixam a câmara está disponível para uso, já que parte deve ser perdida pela chaminé, a fim de garantir que a temperatura do metal do último equipamento ou duto seja maior que a temperatura do ponto de orvalho ácido dos gases de combustão, cuja sistemática de cálculo adotada foi explanada no item 4.4.6.

Todos os fluxos de exergia, irreversibilidades e rendimentos exergéticos são calculados duas vezes, uma considerando a exergia total e outra desprezando o termo da exergia química referente a diferença de concentração das substâncias nos fluxos mássicos analisados e no meio ambiente.

Além dos volumes de controle representados na Figura 4.2,

o programa computacional SIMCOMB executa também os cálculos atribuídos à denominação "combustão propriamente dita", que se refere ao volume de controle da Figura 4.3. Neste caso, considera-se que os gases (GAF, GCO e GAC) sejam introduzidos separadamente, após serem pré-aquecidos, na câmara de combustão, tal que suas vazões somadas sejam iguais a 1 Nm^3 . Na câmara de combustão, o combustível reage quimicamente com o ar de combustão, previamente enriquecido com oxigênio e pré-aquecido, sendo essa reação a pressão constante e igual a ambiente, adiabática e sem dissociação. Desta forma, os gases de combustão deixam a câmara de combustão na temperatura adiabática de chama. Este modelo deve fornecer resultados globais idênticos ao modelo anterior, mais desagregado.

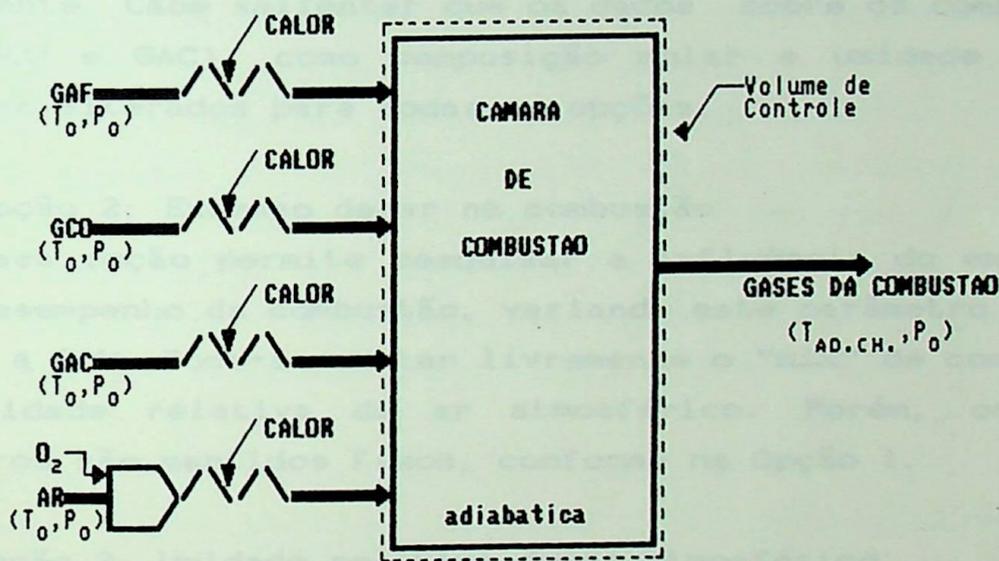


Figura 4.3 - Volume de controle referente a denominação "Combustão Propriamente Dita" no programa SIMCOMB

4.5.2 - Descrição funcional do programa SIMCOMB

O programa SIMCOMB, cujo fluxograma funcional está mostrado na Figura A.1, tem o objetivo de realizar os cálculos de combustão conforme o modelo idealizado nas Figuras 4.2 e 4.3 ou calcular propriedades dos combustíveis. Dependendo da escolha feita no "menu" principal, o programa adota uma sistemática de incremento dos cálculos, definição dos principais parâmetros e lógica de parada. As sistemáticas

referentes a cada opção são descritas abaixo.

Opção 1: Frações de GAF e GCO no gás misto.

Escolhendo-se essa opção os cálculos serão realizados sucessivamente para várias combinações de GAF e GCO, variando em intervalos de 10% de 100% GAF / 0% GCO a 0% GAF. / 100% GCO.

Os dados e propriedades dos combustíveis são impressos uma única vez, enquanto o balanço exergetico e demais dados da combustão são impressos para cada combinação de combustíveis.

O excesso de ar de combustão e a umidade relativa do ar atmosférico podem ser adotadas livremente nesta opção, enquanto a taxa de enriquecimento do ar de combustão é feita igual a zero, assim como o pré-aquecimento do combustível e ar de combustão e as temperaturas e pressões dos gases são as mesmas do ambiente. Cabe salientar que os dados sobre os combustíveis (GAF, GCO e GAC), como composição molar e umidade relativa podem ser alterados para todas as opções.

Opção 2: Excesso de ar na combustão

Essa opção permite pesquisar a influência do excesso de ar no desempenho da combustão, variando este parâmetro de 2 em 2% de 0 a 30%. Pode-se adotar livremente o "mix" de combustível e a umidade relativa do ar atmosférico. Porém, os demais parâmetros são mantidos fixos, conforme na Opção 1.

Opção 3: Umidade relativa do ar atmosférico

Permite variar a umidade relativa do ar atmosférico em intervalos de 10% de 10 a 100%. Pode-se adotar livremente o "mix" de combustível e o excesso de ar, com os demais parâmetros mantidos fixos como na Opção 1.

Opção 4: Enriquecimento do ar de combustão

Para essa opção os cálculos são realizados variando-se a taxa de enriquecimento do ar de combustão de 10 em 10% de 0 (ar atmosférico) a 100% (oxigênio puro). Pode-se adotar livremente o "mix" de combustível, o excesso de ar e a umidade relativa do ar, enquanto o pré-aquecimento do ar de combustão e do combustível não é considerado e a temperatura e pressão dos

gases combustíveis é igual a ambiente.

Opção 5: Pré-aquecimento do ar de combustão

Nesta opção pesquisa-se a influência do pré-aquecimento do ar de combustão, variando-se a temperatura do ar na saída do pré-aquecedor em intervalos de 100°C desde a temperatura ambiente até uma temperatura máxima de 900°C . Considera-se também nesta opção que o pré-aquecimento seja realizado com diferentes rendimentos exergéticos, desde o rendimento mais baixo, obtido quando se usa uma fonte de energia de alta qualidade como é o caso da energia elétrica, onde a energia é igual a exergia, até o rendimento mais alto, de 100%, obtido quando se utiliza a fonte de energia menos nobre possível do ponto de vista termodinâmico, porém suficiente para alcançar o objetivo desejado. O rendimento exergético do pré-aquecimento é aumentado em intervalos de 10% desde o múltiplo de 10 imediatamente acima do menor rendimento até 100%. Pode-se adotar livremente o "mix" de combustível, o excesso de ar e umidade relativa do ar atmosférico, enquanto a taxa de enriquecimento do ar de combustão é mantida igual a 0, o pré-aquecimento do combustível não existe e a temperatura e pressão dos gases combustíveis é igual a ambiente.

Opção 6: Pré-aquecimento do combustível

Esta opção permite analisar o pré-aquecimento do combustível de forma análoga a Opção 5.

Opção 7: Rodar um caso qualquer

Com esta opção pode-se definir uma configuração qualquer, adotando-se livremente todos os principais parâmetros da combustão, inclusive a temperatura de fornecimento dos gases (GAF, GCO e GAC). Contudo, neste caso, o programa realiza os cálculos uma única vez, não variando automaticamente nenhum parâmetro. Pode-se, no entanto, definir outras configurações e rodar de novo o programa, o que permite uma combinação ampla de parâmetros, evidentemente.

A pressão dos gases (GAF, GCO e GAC) é mantida igual a ambiente.

Opção 8: Obter somente dados sobre o combustível

Esta opção é usada apenas para o cálculo das propriedades dos combustíveis, permitindo de forma rápida avaliar a influencia da temperatura, pressão e umidade relativa dos gases combustíveis nas propriedades dos mesmos e obter dados sobre os combustíveis. Pode-se também compor um combustível gasoso qualquer cujos componentes básicos existam no GAF, GCO e GAC.

Neste caso o programa só imprime os dados e propriedades do combustível e encerra o processamento.

Os dados e propriedades dos combustíveis são impressos uma única vez independente da opção escolhida como mostrado na Figura 4.4. Já os balanços de massa, energia e exergia, as irreversibilidades, os rendimentos exergeticos, a temperatura do ponto de orvalho e a configuração dos principais parâmetros da combustão são impressos várias vezes, na forma de uma planilha, conforme pode ser visto na Figura 4.5. A numeração das colunas da planilha refere-se aos pontos e/ou volumes de controle da Figura 4.2.

As subrotinas "EXQUIM", "EXTERM", "ENTERM", "PREESAT" e "SATURA" auxiliam o programa SIMCOMB em sua rotina de cálculos. As funções dessas subrotinas são as seguintes:

EXQUIM - Calcula a exergia química por mol de uma mistura de gases (pré-estabelecidos) sendo fornecidos a temperatura ambiente e a composição molar em base úmida.

ENTERM - Calcula a energia específica ($\int C_p dt$) necessária para elevar a temperatura de uma mistura de gases (pré-estabelecidos) das condições ambientes até uma temperatura T, que esteja dentro do intervalo de validade das equações utilizadas. Devem ser fornecidas as temperaturas ambiente e da mistura e a composição mássica da mesma.

PREESAT - Calcula a pressão de saturação do vapor de água para uma dada temperatura.

SATURA - Calcula a temperatura de saturação do vapor de água numa dada pressão.

4.6 - Resultados, Comentários e Conclusões

Devido a grande quantidade de casos avaliados, ainda que

não englobe todas as combinações possíveis, torna-se impraticável incluir neste trabalho, na íntegra, todos os resultados obtidos. Por essa razão, inclui-se na Tabela B.1, do Apêndice B uma síntese dos resultados dos casos pesquisados, onde pode-se observar o comportamento da combustão, com a variação dos parâmetros, através dos rendimentos exergéticos. Os principais resultados são apresentados graficamente e analisados a seguir.

<p>GAS DE ALTO FORNO</p>	<p>COMPOSICAO MOLAR: 0.00 % O2, 20.93 % CO, 22.67 % CO2 50.67 % N2, 2.62 % H2, 3.12 % H2O</p> <p>TEMPERATURA= 25.0 C PRESSAO= 1.033 Kgf/Cm2 abs. UMIDADE RELATIVA= 100.0 % PCI (base seca)= 721.53 Kcal/Nm3 MASSA ESPECIFICA (base seca)= 1.385 Kg/Nm3 PCI (base umida)= 698.99 Kcal/Nm3 MASSA ESPECIFICA (base umida)= 1.367 Kg/Nm3</p>
<p>GAS DE COQUEIRTA</p>	<p>COMPOSICAO MOLAR: .10 % O2, 5.91 % CO, 1.30 % CO2 1.75 % N2, 61.19 % H2, 3.12 % H2O .09 % H2S, 22.98 % CH4, .08 % C2H2 2.08 % C2H4, .75 % C2H6, .13 % C3H8 .63 % C6H6</p> <p>TEMPERATURA= 25.0 C PRESSAO= 1.033 Kgf/Cm2 abs. UMIDADE RELATIVA= 100.0 % PCI (base seca)=4528.13 Kcal/Nm3 MASSA ESPECIFICA (base seca)= .417 Kg/Nm3 PCI (base umida)= 4386.67 Kcal/Nm3 MASSA ESPECIFICA (base umida)= .429 Kg/Nm3</p>
<p>GAS DE ACIARIA</p>	<p>COMPOSICAO MOLAR: .29 % O2, 58.51 % CO, 14.63 % CO2 20.54 % N2, 2.91 % H2, 3.12 % H2O</p> <p>TEMPERATURA= 25.0 C PRESSAO= 1.033 Kgf/Cm2 abs. UMIDADE RELATIVA= 100.0 % PCI (base seca)= 1900.48 Kcal/Nm3 MASSA ESPECIFICA (base seca)= 1.323 Kg/Nm3 PCI (base umida)= 1841.11 Kcal/Nm3 MASSA ESPECIFICA (base umida)= 1.307 Kg/Nm3</p>

Figura 4.4 - Impressão dos dados e propriedades do combustíveis (GAF/GCO/GAC) no SIMCOMB

	PONTOS OU VOLUMES DE CONTROLE														
	1	2	3	4	5	6	7	8	9	10	11	12	13	14	15
TEMPERATURAS (C)	25.0	25.0	25.0	25.0	525.0	25.0	25.0	25.0	25.0	246.7	1723.6	79.6			
MASSA (Kg)	1.094	.086	0.000	1.180	1.180	0.000	1.936	1.936	1.936	3.116	3.116	3.116			
VOLUME (m3)	.873	.718	0.000	1.092	2.922	0.000	1.649	1.649	1.649	4.778	17.186	3.036			
P.ENERGIA (Kcal)	559.2	877.3	0.0	1436.5	1618.6	0.0	0.0	0.0	0.0	1618.6	1618.6	43.0	182.1	0.0	1575.5
P.ENERGIA (Kcal)	562.9	887.8	0.0	1436.5	1513.2	0.0	0.0	0.0	0.0	1463.2	1185.3	84.3	76.7	0.0	1101.0
P.EXERG. (Kcal)	570.3	871.6	0.0	1365.1	1441.8	0.0	0.0	0.0	0.0	1411.3	1104.5	3.5	76.7	0.0	1101.0
IRREVERS. (Kcal)	9.2	0.0	50.1	277.8	0.0	0.0	0.0	337.1	337.1	327.9					
IRREV. (Kcal)	0.0	0.0	30.5	306.8	0.0	0.0	0.0	337.3	337.3	337.3					
REND. EXERG. (%)	99.36	100.00	96.69	81.01	92.88	100.00	100.00	77.86	72.32	78.33					
REND. EX. (%)	100.00	100.00	97.89	78.26	99.68	100.00	100.00	76.61	76.36	76.61					

* - Valores obtidos desprezando-se a energia química devido a diferença de concentração.
 PRESSAO (todos os pontos)= 1.033 Kgf/Cm2 abs.
 IRREVERS. DA COMBUSTAO PROPRIAMENTE DITA= 337.1 (337.319 Kcal
 REND. EXERGÉTICO DA COMBUSTAO PROPRIAMENTE DITA= 77.86 (76.6119 %
 UMIDADE RELATIVA DO AR ATMOSFERICO= 70.0 %
 EXCESSO DE AR NA COMBUSTAO= 10.0 %
 RENDIMENTO ENERGETICO "MAXIMO"= 97.3 %
 TEMPERATURA DO PONTO DE ORVALHO= 52.3 C
 CONSUMO DE GAF= .800 Nm3, GCO= .700 Nm3, GAC= 0.000 Nm3

Figura 4.5 - Impressão da planilha de resultados no SIMCOMB

4.6.1 - Porcentagem de GCO na mistura GAF/GCO

Aumentando-se a participação de GCO no combustível nota-se na Figura 4.6 que o rendimento exergetico desprezando-se a exergia química devido à diferença de concentração cresce ligeiramente no início, até 30% de GCO, diminuindo o taxa de crescimento para participações maiores de GCO no combustível, enquanto o rendimento exergetico considerando a exergia total apresenta um crescimento lento. Visto que nas instalações existentes a exergia térmica é mais interessante, pode-se, em princípio, dizer que a zona mais interessante para incremento da participação de GCO no combustível vai de 0 a 30%.

A temperatura do ponto de orvalho ácido aumenta com a participação do GCO (ver Tabela B.1), obrigando a manutenção de temperaturas mais altas na chaminé, para evitar a corrosão, com conseqüente perda de exergia.

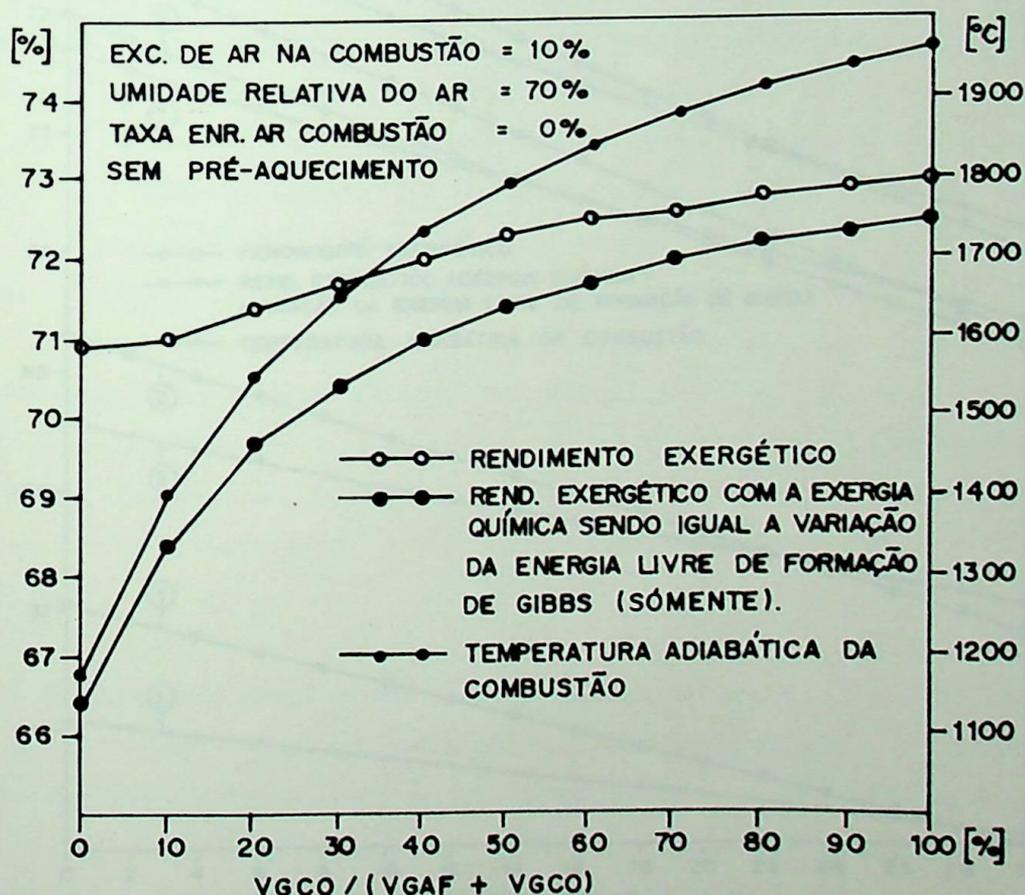


Figura 4.6 - Comportamento exergetico da combustão em função da quantidade de GCO na mistura GAF/GCO

4.6.2 - Excesso de ar na combustão

Observa-se na Figura 4.7 que aumentando o excesso de ar na combustão provoca-se a diminuição da temperatura adiabática de chama e do rendimento exergético. Este efeito é mais prejudicial quanto maior a participação do GCO no combustível. Desta forma, seria lógico recomendar excesso de ar igual a zero, porém como na combustão real a mistura ar/combustível não é realizada com perfeição e a reação deve ocorrer em um tempo finito, sempre é necessário trabalhar com algum excesso de ar, que normalmente é ajustado para evitar fuligem na chaminé e presença de monóxido de carbono (CO) nos gases da combustão.

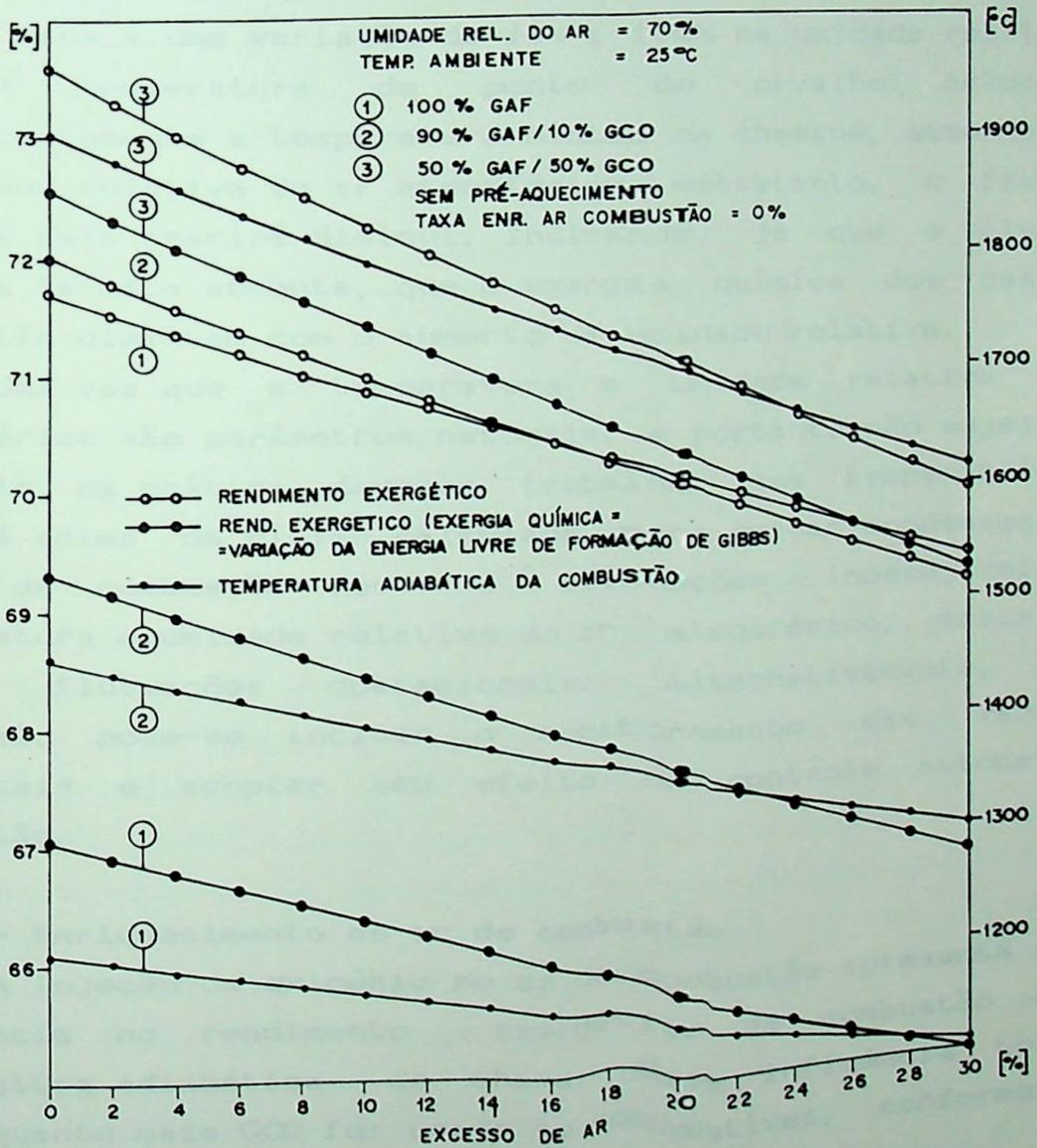


Figura 4.7 - Desempenho exergético da combustão em função do excesso de ar na combustão

O rendimento exergetico, considerando a exergia total, para 0% de GCO no combustivel, torna-se maior que o mesmo rendimento exergetico para 10% de GCO a partir de 16% de excesso de ar na combustao. O responsavel por esse efeito e provavelmente a variacao da exergia quimica devido a diferenca de concentracao dos componentes em relacao ao meio ambiente.

4.6.3 - Umidade relativa do ar atmosférico

Os resultados mostrados na Tabela B.1 indicam que a umidade relativa do ar atmosférico apresenta uma influencia pequena no rendimento exergetico da combustao, registrando uma queda de 0,4% para a variacao total da umidade relativa, acompanhada de uma queda de 21 °C na temperatura adiabatica de chama, face a uma variacao de 10% a 100% na umidade relativa.

A temperatura do ponto de orvalho ácido, e consequentemente a temperatura minima na chaminé, aumentam com a umidade relativa do ar atmosférico. entretanto, o fluxo de exergia pela chaminé diminui, indicando, já que o fluxo de exergia térmica aumenta, que a exergia quimica dos gases de combustao diminuem com o aumento da umidade relativa.

Uma vez que a temperatura e umidade relativa do ar atmosférico são parâmetros naturais, e portanto não sujeitos a controle, na prática deve-se trabalhar com temperaturas na chaminé acima da minima calculada, para evitar condensação nos gases de combustao face a flutuações indesejáveis de temperatura e umidade relativa do ar atmosférico, assim como outras flutuações operacionais. Alternativamente, caso possível, pode-se incluir o monitoramento das variáveis ambientais e acoplar seu efeito no controle automatico de combustao.

4.6.4 - Enriquecimento do ar de combustao

A injeção de oxigênio no ar de combustao apresenta grande influencia no rendimento exergetico da combustao e na temperatura adiabatica de chama. Essa influencia torna-se maior quanto mais GCO for usado no combustivel, conforme pode ser visto na Figura 4.8.

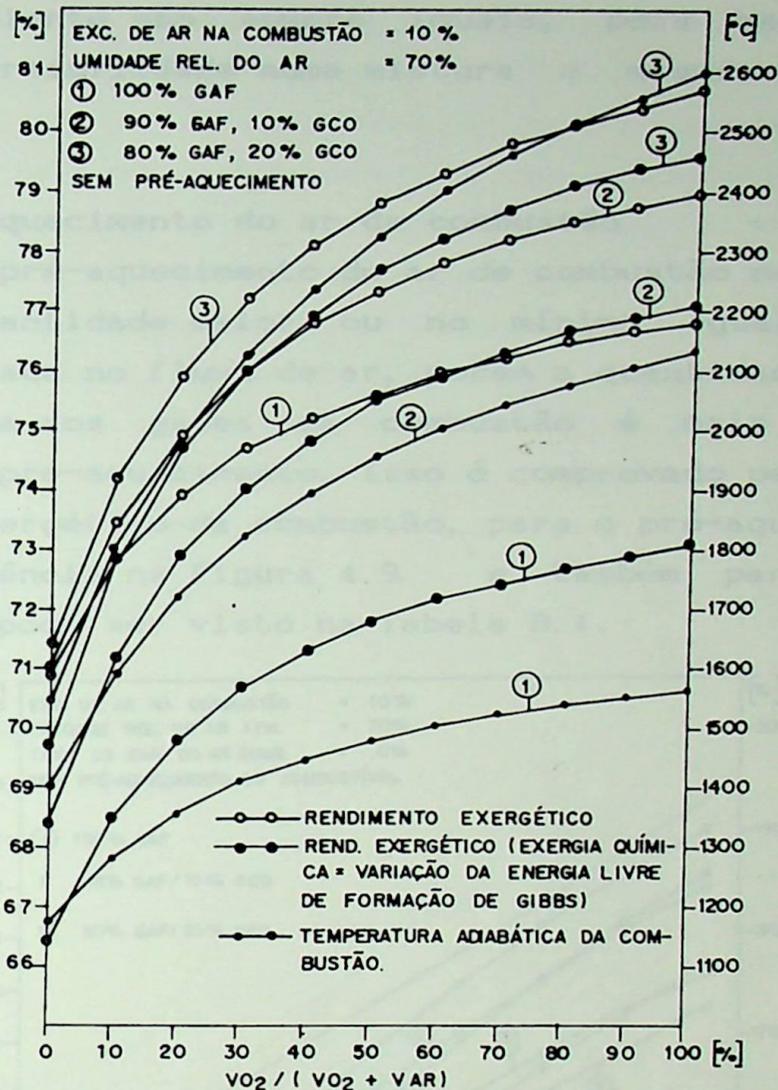


Figura 4.8 - Comportamento exergetico da combustão em função do enriquecimento do ar de combustão

Na Tabela B.1 pode-se notar que a temperatura mínima na chaminé, que é função da temperatura do ponto de orvalho, cresce bastante com o aumento da quantidade de oxigênio no ar de combustão, e que esse aumento é maior quanto mais elevada for a participação do GCO no combustível. Isso provoca a necessidade técnica de maiores fluxos de exergia pela chaminé. Observa-se também que o rendimento exergetico atribuído ao volume de controle 8 (Figura 4.2) iguala-se ao rendimento atribuído a combustão propriamente dita (Figura 4.3) quando a combustão é realizada somente com oxigênio ou com ar atmosférico, pois nesses casos a irreversibilidade no processo de mistura oxigênio/ar atmosférico é zero. Já os rendimentos exergeticos calculados desprezando-se a exergia química devido a diferença de concentração das substâncias no fluxo analisado

e no meio ambiente são sempre iguais, pois neste caso não existe irreversibilidade numa mistura a mesma temperatura e pressão.

4.6.5 - Pré-aquecimento do ar de combustão

Para o pré-aquecimento do ar de combustão necessariamente consome-se quantidade maior ou no mínimo igual de exergia àquela aumentada no fluxo de ar, porém a quantidade de exergia extra agregada aos gases da combustão é mais alta que a consumida no pré-aquecimento. Isso é comprovado pelo aumento do rendimento exergético da combustão, para o pré-aquecimento com 100% de eficiência na Figura 4.9 e também para eficiência menores como pode ser visto na Tabela B.1.

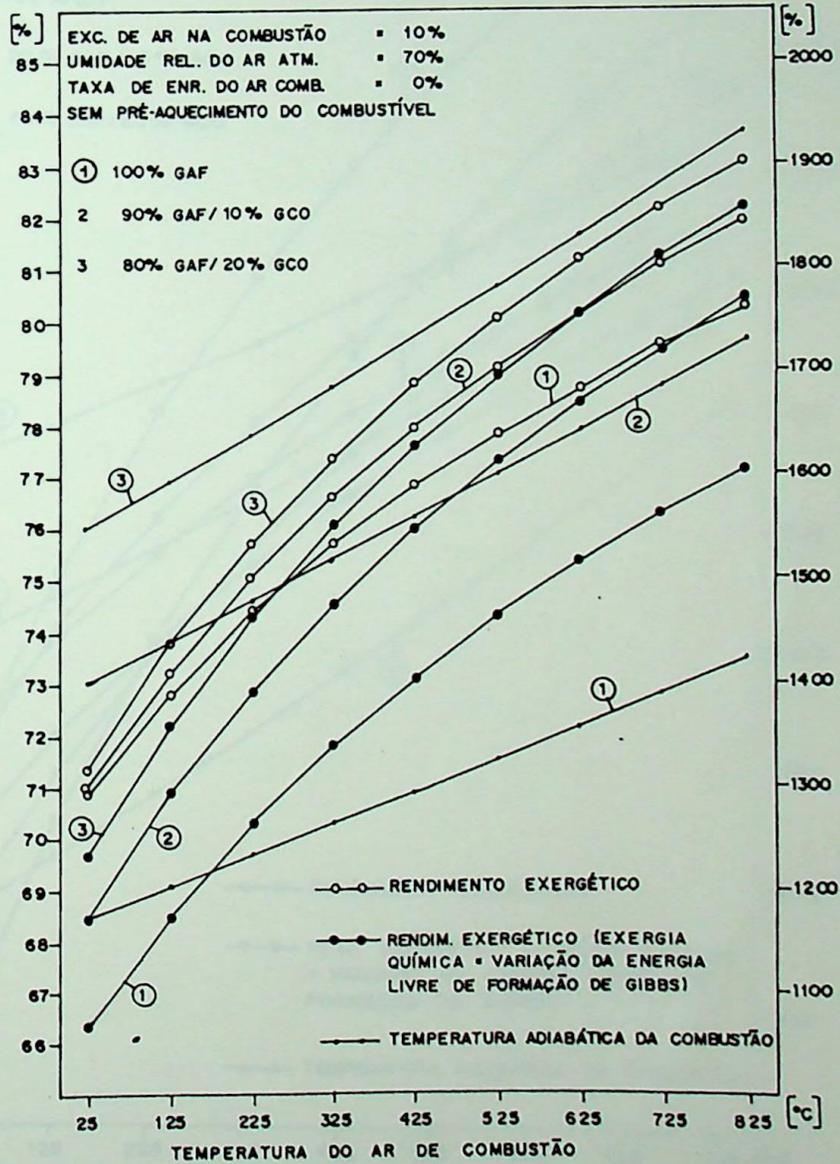


Figura 4.9 - Desempenho exergético da combustão em função do pré-aquecimento do ar de combustão

Quanto maior a participação do GCO no combustível maior a eficiência do pré-aquecimento do ar de combustão. No entanto, como a quantidade de ar de combustão torna-se maior, precisa-se de mais energia para pré-aquecelo à mesma temperatura. Pode-se notar também que o rendimento exergetico calculado desprezando-se a exergia química devido a diferença de concentração dos componentes do fluxo analisado e no ambiente apresenta um aumento maior do que para exergia total, pois com pré-aquecimento só se incrementa a exergia térmica.

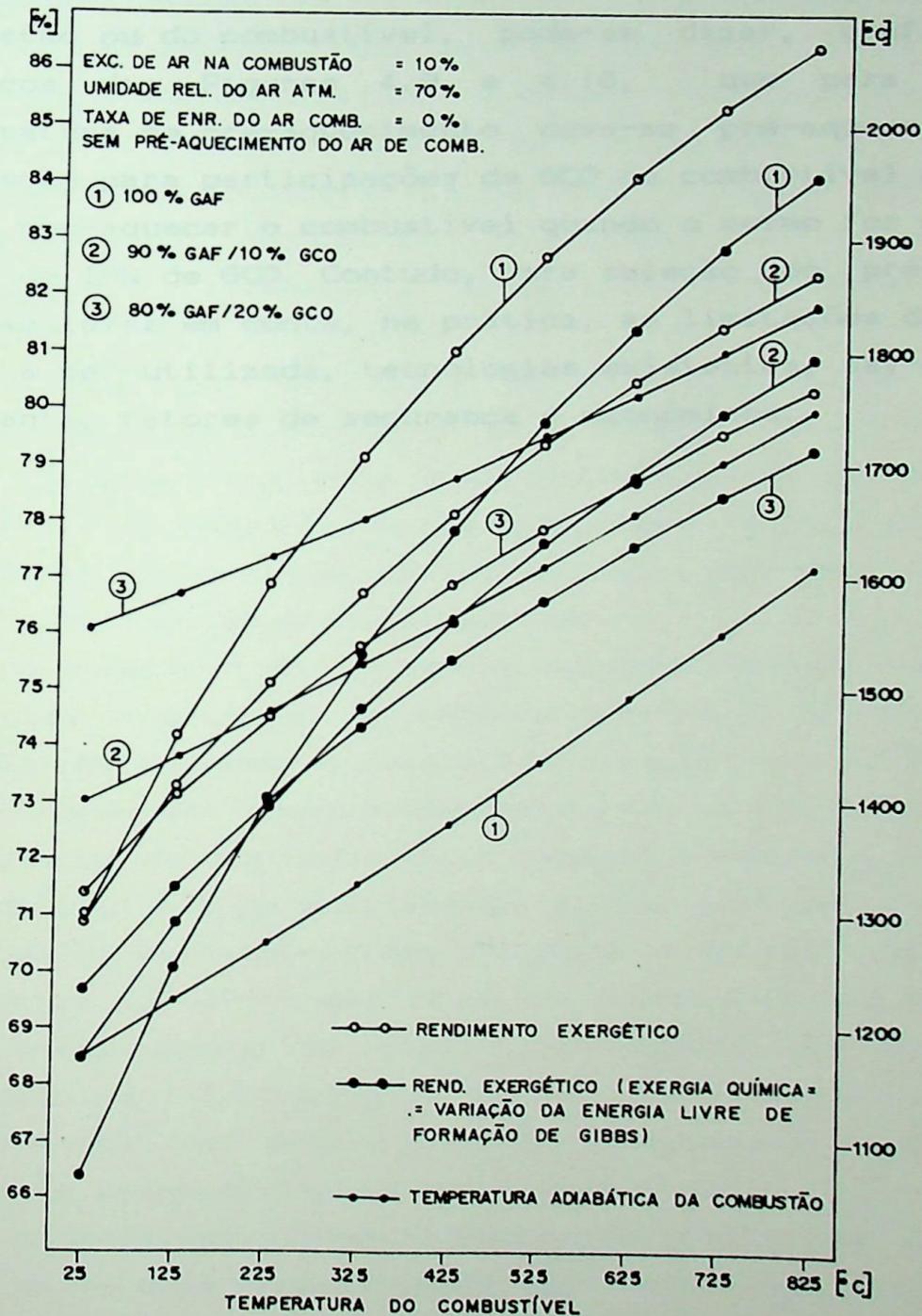


Figura 4.10 - Desempenho exergetico da combustão em função do pré-aquecimento do combustível

4.6.6 - Pré-aquecimento do combustível

Na Figura 4.10 observa-se que o aumento do rendimento exergetico da combustão é menor para maiores quantidades de GCO no combustível. No entanto, a quantidade de energia necessária ao pré-aquecimento torna-se cada vez menor, consequentemente contribuindo menos para a elevação da temperatura adiabática de chama e do rendimento exergetico da combustão.

Partindo da premissa que existe energia em quantidade e qualidade suficiente para promover o pré-aquecimento do ar de combustão ou do combustível, pode-se dizer, confrontando os graficos das Figuras 4.9 e 4.10, que para uma mesma temperatura de pré-aquecimento deve-se pré-aquecer o ar de combustão para participações de GCO no combustível maiores que 10% e pré-aquecer o combustível quando o mesmo for composto por menos de 10% de GCO. Contudo, para seleção do pré-aquecimento deve-se levar em conta, na prática, as limitações da fonte de calor a ser utilizada, tecnologias existentes, lay-out e espaço na planta, fatores de segurança e econômicos.

CAPÍTULO 5 - MODELAGEM TERMODINÂMICA DO CICLO DE POTÊNCIA

5.1 - Introdução

As instalações de uma central termoelétrica envolvem um grande número de componentes, o que torna geralmente sua análise bastante complexa e trabalhosa. Mesmo assim, devido aos altos custos iniciais e operacionais envolvidos, tais instalações devem sofrer análise termodinâmica detalhada na fase de concepção, após a fase de detalhamento, onde os componentes da instalação já estão totalmente especificados, podendo-se usar as curvas de desempenho dos componentes selecionados para compor a modelagem, e depois com a planta já operando, onde devem ser analisadas as influências dos parâmetros operacionais. A última situação é o caso do presente trabalho.

O balanço de massa e energia dessas instalações normalmente exigem o emprego de processos iterativos que devem ser repetidos para cada condição de operação, já que neste trabalho o arranjo físico não muda, pois se está analisando uma instalação em operação. Esses cálculos são exaustivos, o que exige a utilização de computadores.

A modelagem do sistema é desenvolvida de forma modular, pela qual o processo em cada componente é representado pelas equações do processo e pelas considerações associadas. Dadas as condições de entrada no componente, as condições de saída são prontamente determinadas pelo respectivo modelo matemático. A simulação global da instalação é dada pela solução sequencial dos modelos matemáticos dos componentes da instalação. O modelo matemático torna-se mais preciso, fornecendo uma representação mais real, quando se utiliza as curvas de desempenho dos equipamentos fornecidas pelos fabricantes [39], que infelizmente nem sempre estão disponíveis, como observado durante o desenvolvimento deste trabalho.

A modelagem termodinâmica do ciclo de potência foi dividida em duas etapas. Uma é destinada a analisar o bloco de condensação, isto é, o conjunto

turbina/condensador/aquecedores, no qual a caldeira é tratada como uma "caixa preta". Essa etapa da modelagem fornece as considerações básicas para o programa computacional "SIMCICLO", que permite avaliar o desempenho do bloco de condensação em função de alguns parâmetros operacionais dependentes das decisões dos operadores e/ou das contingências operacionais da usina.

A análise exergetica de todo o ciclo de potência de uma unidade da CTE/CST, realizada anteriormente na referência [5], mostra que 82,6 % da irreversibilidade total da planta ocorre na caldeira, que estão em concordância com os resultados obtidos por Nogueira *et alii* [4] e Buchet [40]. Por essa razão, a caldeira é analisada isoladamente em detalhe, separando-se seus vários componentes e processos, e efetuando o balanço de massa e energia de cada etapa do processo. Essas equações, que constituem a modelagem termodinâmica da caldeira, quando arranjadas dentro de uma lógica formam a base do programa computacional "SIMCALD", que permite avaliar o desempenho termodinâmico da caldeira em função de alguns parâmetros operacionais, cujos valores adotados estão ao alcance das decisões dos operadores e/ou determinados pelas contingências operacionais da usina e também em função da suposição de pré-aquecimento do GAF.

A influência dos parâmetros operacionais no ciclo todo (bloco de condensação e caldeira) pode ser avaliada somando-se as influências levantadas separadamente nos programas SIMCICLO, para o bloco de condensação, e SIMCALD, para a caldeira. Deve-se, no entanto, garantir a compatibilidade dos valores dos parâmetros correspondentes aos pontos na fronteira comum aos volumes de controle que delimitam o bloco de condensação e a caldeira. Por exemplo, pode-se pesquisar a influência da pressão do coletor de baixa pressão (CBP) no ciclo de potência, determinando-se, através do SIMCICLO, a influência no bloco de condensação, e através do SIMCALD a influência na caldeira, já que a temperatura da água na entrada da caldeira é função da pressão do vapor que alimenta o aquecedor de alta pressão, que por sua vez provém do CBP.

Toda modelagem desenvolvida neste capítulo considera

regime permanente, isto é, quando muda-se o patamar de um determinado parâmetro operacional, a planta entra num regime transitório com oscilação dos parâmetros em toda a planta até a estabilização dos mesmos para o novo patamar, o que não interessa analisar neste trabalho. Procura-se trabalhar, aqui, com os parâmetros estabilizados nos diversos patamares dos parâmetros operacionais pesquisados.

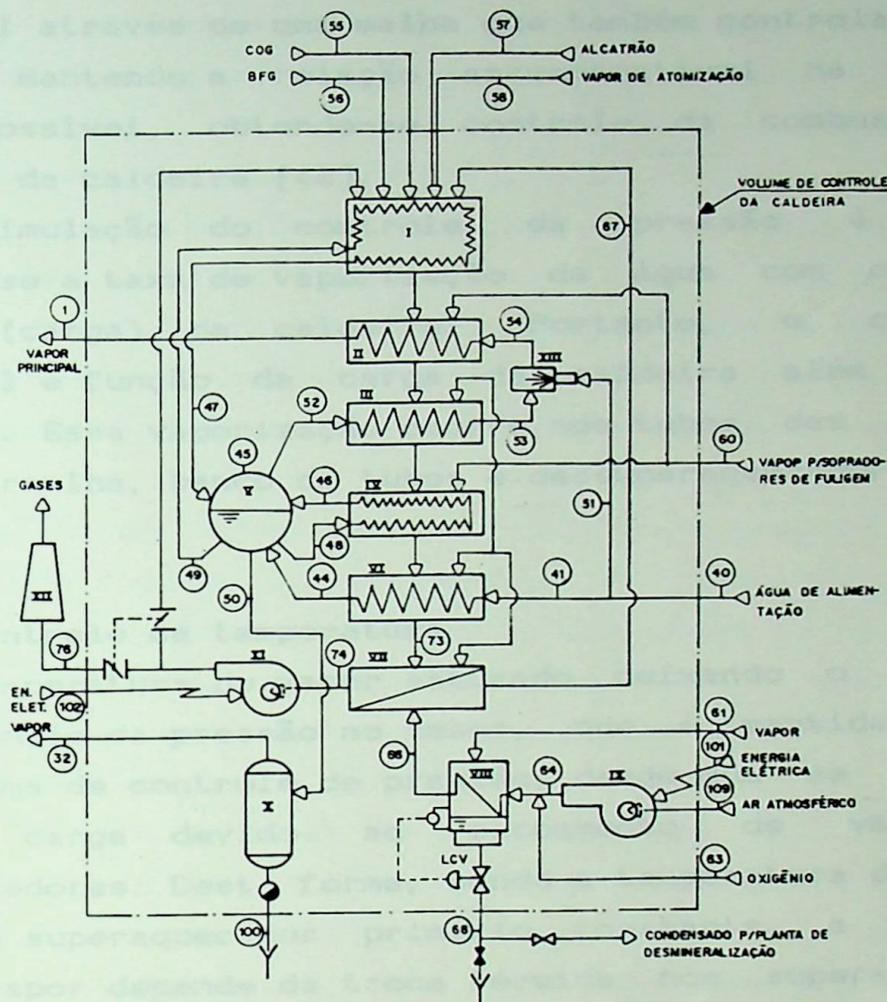
5.2 - Caldeira

A modelagem termodinâmica da caldeira baseia-se nas características dos diversos equipamentos e dispositivos que compõem a mesma, levantadas a partir de um ponto de operação, caracterizado pelos dados da Tabela 5.1 [41], na sua maioria oriundos de um teste de desempenho realizado na unidade N^o2 da CTE/CST em janeiro de 1990 durante a manutenção da unidade N^o1. Os dados levantados neste ensaio constam da Apêndice C desta dissertação. Durante este teste foram feitas medidas especiais, como por exemplo a determinação da temperatura dos gases de combustão na saída da fornalha, através da introdução de um termopar por uma das janelas de inspeção localizadas na região de saída da fornalha. Todos os dados do teste da caldeira foram mantidos na determinação das características dos equipamentos e processos internos da caldeira, exceto a vazão de GCO, que teve seu valor aumentado, pois o valor original medido conduzia à uma entrada de calor pelas paredes da caldeira quando se fechava o balanço de energia, o que é fisicamente impossível. Alterou-se justamente a vazão de GCO, pois após os testes foi detectada grande imprecisão no instrumento que mede a vazão deste gás. A taxa de recirculação de gases da combustão e taxas de infiltração de ar no pré-aquecedor de ar regenerativo (PAAR) e ventilador de tiragem induzida (VTI) foram adotados para ajustar o balanço de energia. Durante o teste não se fez ramagem (sopro de fuligem), a purga contínua estava fechada e não se queimou alcatrão.

A Figura 5.1 apresenta uma vista explodida da caldeira, onde seus componentes são mostrados separados, o que facilita o equacionamento e localização das irreversibilidades.

Tabela 5.1 - Dados da caldeira N^o2 da CTE/CST referentes a um ponto de operação utilizados como base na modelagem termodinâmica das caldeiras

Gás de Alto Forno (GAF)	
- Comp. molar (bs):	20.87% CO 2.63% H ₂ 21.86% CO ₂ 54.64% N ₂
- Temperatura	: 43.0 °C
- Pressão	: 600 mm H ₂ O
- Umidade Relativa:	100.00%
- Vazão	: 206000.0 Nm ³ /h
Gás de Coqueria (GCO)	
- Comp. molar (bs):	0.19% O ₂ 5.87% CO 1.38% CO ₂ 1.95% N ₂ 61.92% H ₂ 0.06% H ₂ S 25.08% CH ₄ 0.09% C ₂ H ₂ 2.09% C ₂ H ₄ 0.59% C ₂ H ₆ 0.14% C ₃ H ₈ 0.64% C ₆ H ₆
- Temperatura	: 38.0 °C
- Pressão	: 480 mm H ₂ O
- Umidade Relativa:	100.00%
- Vazão	: 10850.0 Nm ³ /h
Condições Ambiente	
- Temperatura	: 31.0 °C
- Altitude	: 15.0 m
- Umidade Relativa:	68.0%
- Comp. molar ar	: 78.03% N ₂ 20.99% O ₂ 0.94% Ar 0.03% CO ₂ 0.01% H ₂
Ar de Combustão	
- Temp. na saída do PAAV	: 34.5 °C
- Temp. na saída do PAAR	: 204.0 °C
Gases de Combustão	
- Temp. na saída da fornalha	: 872.6 °C
- Temp. na entrada do economizador	: 395.0 °C
- Temp. na saída do economizador	: 252.0 °C
- Temp. na saída do PAAR	: 181.0 °C
- Teor de O ₂ saída do economizador	: 1.29%
- Taxa de recirculação dos gases	: 4.20%
- Taxa infiltração ar no PAAR	: 1.30%
- Taxa de infiltração de ar no VTI	: 0.00%
Vapor	
- Temp. na saída da caldeira	: 513.0 °C
- Temp. entrada supera q. secundário	: 430.0 °C
- Temp. saída supera q. primário	: 460.0 °C
- Pressão na saída da caldeira	: 88.0 Kgf/cm ² abs.
- Pressão no tubulão de vapor	: 93.0 Kgf/cm ² abs.
- Vazão na saída da caldeira	: 255560.0 Kg/h
Água	
- Temp. na entrada da caldeira	: 192.0 °C
- Temp. na saída do economizador	: 266.0 °C
Observações	
- Temp. média do costado da caldeira	= 60.0 °C
- As pressões do ar e gases de combustão serão consideradas iguais a pressão atmosférica.	
- As taxas de infilt. de ar e recirculação de gases são referentes as vazões onde ocorrem.	



LEGENDA

ITEM	DESCRIÇÃO	ITEM	DESCRIÇÃO
I	FORNALHA C/P. D'ÁGUA	XII	PRÉ-AQUEC. DE AR REGENER.
II	SUPERAQ. SECUNDÁRIO	XIII	AQUEC. DE AR A VAPOR
III	SUPERAQ. PRIMÁRIO	IX	VENT. DE TIRAGEM FORC.
IX	BANCO DE TUBOS	X	FLASH TANK
Y	TUBULÃO DE VAPOR	XI	VENT. DE TIRAGEM INDOZ.
VI	ECONOMIZADOR	XII	CHAMINÉ
		XIII	DESSUPERAQUECEDOR

Figura 5.1 - Esquema detalhado da caldeira.

A seguir são descritos os pressupostos adotados para o programa de simulação e estabelecidas as equações singulares para os volumes de controle com alguma consideração especial, de modo a reproduzir a filosofia de controle de pressão e temperatura do vapor produzido, bem como definir a distribuição dos fluxos de calor entre os gases de combustão e a água. Portanto, não são apresentadas as equações corriqueiras dos balanços de massa e energia.

5.2.1 - Controle da pressão

A pressão do vapor é mantida controlando-se a vazão de combustível através de uma malha que também controla o ar de combustão, mantendo a relação ar/combustível na faixa mais estreita possível, obtendo-se controle da combustão e bom rendimento da caldeira [42].

A simulação do controle da pressão é realizada igualando-se a taxa de vaporização da água com o nível de produção (carga) da caldeira. Portanto, o consumo de combustível é função da carga da caldeira além de outros parâmetros. Essa vaporização ocorre nos tubos das paredes de água da fornalha, banco de tubos e dessuperaquecedor (água de "spray").

5.2.2 - Controle da temperatura

A temperatura do vapor saturado deixando o tubulão de vapor é função da pressão no mesmo, que é mantida constante pelo sistema de controle de pressão, desde que se despreze a perda de carga devido ao escoamento de vapor pelos superaquecedores. Desta forma, sendo a temperatura do vapor na entrada do superaquecedor primário constante, a temperatura final do vapor depende da troca térmica nos superaquecedores. Geralmente essa troca térmica depende da carga da caldeira, do excesso de ar na combustão e do acúmulo de pó nas superfícies de transferência de calor dos superaquecedores. Porém, neste caso, depende também do "mix" de combustível e da taxa de recirculação dos gases de combustão.

Existem vários métodos de se controlar a temperatura do vapor. Neste caso, o controle é obtido através da recirculação dos gases de combustão e de um dessuperaquecedor (atemperador de contato direto) localizado entre os superaquecedores. Geralmente, uma caldeira que queima apenas um tipo de combustível permite tal controle através somente do dessuperaquecimento do vapor entre os superaquecedores para reduções de carga até 60 %, sendo necessário usar também a recirculação dos gases de combustão e/ou basculamento de queimadores para o caso de reduções de carga maiores [43]. Mas para caldeiras que queimam vários combustíveis, como é o caso

da caldeira analisada neste trabalho, torna-se necessário a recirculação dos gases de combustão, em algumas configurações operacionais, até mesmo em plena carga. Introduzindo os gases de combustão recirculados nas partes inferiores da fornalha pode-se controlar o calor absorvido na mesma e aumentar a troca de calor nos superaquecedores [37].

Em algumas situações, quando a recirculação dos gases de combustão, devido a limitações físicas, não é suficiente para permitir um controle da temperatura; aumenta-se o excesso de ar na combustão, provocando efeito semelhante à recirculação dos gases de combustão, porém com maior perda de rendimento da caldeira.

A vazão de água para o dessuperaquecedor (água de "spray") é controlada automaticamente pela malha de controle de temperatura, enquanto a recirculação dos gases de combustão é controlada (ajustada) pelo operador, na caldeira estudada aqui.

O programa de simulação ajusta a taxa de recirculação dos gases de combustão, que é dada em porcentagem da vazão dos gases de combustão na saída do ventilador de tiragem induzida (VTI), objetivando manter o controle da temperatura do vapor na saída da caldeira com o mínimo de água de "spray". O incremento da taxa de recirculação dos gases de combustão é feito discretamente, de 0.5 em 0.5 %.

5.2.3 - Transferência de calor

O fenômeno físico de transferência de calor no interior de uma fornalha é muito complexo, dependendo da composição dos gases, dimensões da fornalha, luminosidade da chama, posição da chama, quantidade de partículas em suspensão e temperaturas entre outros parâmetros que influenciam neste fenômeno [44,45,46]. Contudo, no modelo simples adotado aqui, o calor absorvido na fornalha (Q_f) é função apenas da temperatura adiabática de chama ($T_{ad.ch.}$) elevada a quarta potência, já que a temperatura das paredes (T_p) e K , na expressão abaixo, são considerados constantes. Assim, determina-se o calor absorvido na fornalha através da equação 5.1.

$$Q_f = K \times [(T_{ad.ch.})^4 - (T_p)^4] \quad (5.1)$$

onde, K = constante determinada a partir de dados experimentais
 T_p = temperatura das paredes da fornalha, tomada igual a temperatura da mistura água/vapor no interior dos tubos ($P = 93 \text{ Kgf/cm}^2$)

Pode-se expressar a constante K como o produto da área da superfície de irradiação na fornalha (760 m^2) pela emissividade combinada (ϵ) e pela constante de Stefan-Boltzman ($\sigma = 4.88 \times 10^{-9} \text{ Kcal/h m}^2 \text{ K}^4$), conforme mostrado na eq. (5.2).

$$Q_f = \sigma \times \epsilon \times A \times [(T_{ad.ch.})^4 - (T_p)^4] \quad (5.2)$$

Para um valor de $K = 25.943 \times 10^{-6} \text{ Kcal/h K}^4$, determinado experimentalmente para um ponto de operação [41], obtem-se um valor de 0.7 para a emissividade combinada. Considerado satisfatória em face da emissividade combinada média de 0.85 apresentada por Blokh [47].

Cabe explicar aqui que a área de irradiação leva em conta paredes formadas por tubos de 50 mm de diâmetro espaçados de 20 mm unidos por solda em sua linha de centro, o que dá um fator de multiplicação em relação a parede lisa de aproximadamente 1.4, e que o piso da fornalha não recebe irradiação, pois está coberto de refratário. No Capítulo 2 a área informada da fornalha considera paredes lisas e o piso da mesma.

Pode-se observar que neste modelo, todo calor trocado na fornalha é por radiação. O cálculo da $T_{ad.ch.}$ leva em conta os gases de combustão recirculados, porém despreza a infiltração de ar nos mesmos, de pequena monta e que ocorre predominantemente no pré-aquecedor de ar regenerativo [48].

Por outro lado, considera-se que o calor absorvido nos outros componentes da caldeira seja unicamente por convecção, assumindo-se o modelo de efetividade constante para os superaquecedores primário e secundário, economizador e pré-aquecedor de ar regenerativo (PAAR). Já no banco de tubos, onde também ocorre vaporização da água, o calor absorvido (Q_{bt}) é função da diferença de temperatura média logarítmica (DTML)

entre os gases e a mistura água/vapor no interior dos tubos.

$$Q_{bt} = U \times A \times DTML \quad (5.3)$$

onde, U = coeficiente global de transferência de calor no banco de tubos

A = área da superfície de transferência de calor no banco de tubos

O produto $U \times A$ foi determinado para um ponto operacional a partir dos dados apresentados na referência [41] e é mantido constante no modelo adotado. No cálculo da DTML considera-se o título da mistura água/vapor na saída do banco de tubos, que depende da carga da caldeira, pressão e resistência ao fluxo interno em cada tubo [49], foi considerado igual a 20 % [37], sendo esse valor mantido constante também para a vaporização na fornalha. Desta forma, tem-se a vazão de circulação e conseqüentemente a temperatura da água na entrada dos tubos de descida ("down comers"), sendo essa temperatura usada para calcular a DTML no banco de tubos.

5.2.4 - Considerações fundamentais

A seguir são apresentadas as principais considerações, que juntamente com as equações produzidas pelos balanços de massa e energia nos volumes de controle envolvendo os componentes da caldeira mostrados na Figura 5.1, constituem o modelo matemático que serve de base para o programa de simulação da caldeira.

Na determinação dos fluxos de energia e exergia, sobretudo no primeiro caso, surge desde início a questão da temperatura de referência a ser adotada. Enquanto para os gases é comum adotar-se 25 °C, todas as tabelas e parametrizações para água adotam 0 °C e seria talvez mais simples trazer todas as substâncias para a referência da água. No entanto, tendo em vista que o objetivo é caracterizar os fluxos e disponibilidades desde o ambiente, parece mais sensato adotar como referência a condição ambiente. Evidentemente que esta discussão é substantiva apenas para a determinação de valores absolutos, já que as diferenças são insensíveis à condição de

referência, no caso das entalpias. Neste sentido, tem sido sugerido o termo "entalpia sensível", que se refere apropriadamente ao desvio entálpico em relação ao ambiente [50]. Em abordagens genéricas, é usual adotar-se na falta de maiores informações uma temperatura ambiente de 25 °C. Esse modelo de entalpia sensível é adotado neste trabalho.

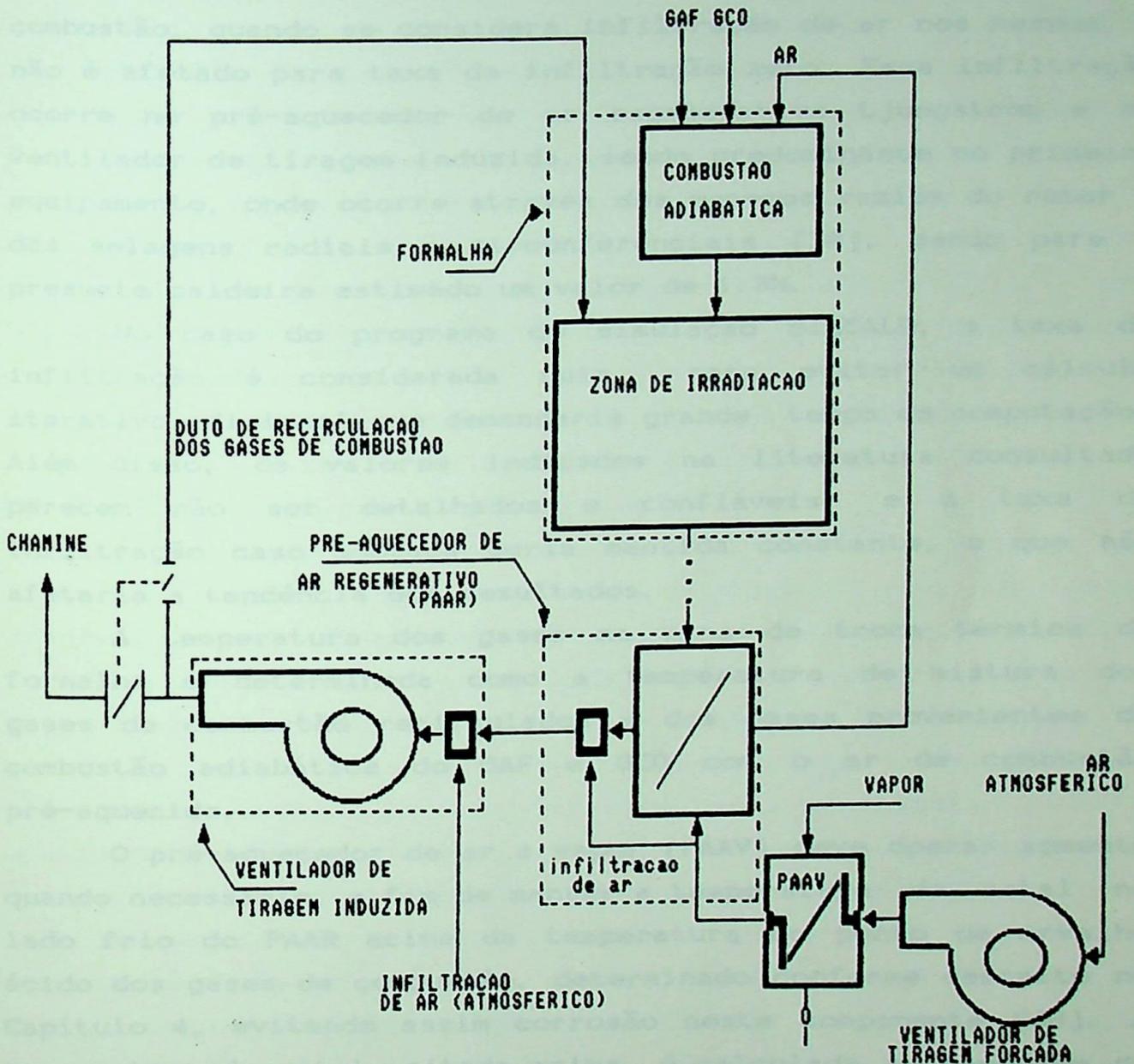


Figura 5.2 - Desenho esquemático para o cálculo da combustão

A quantidade de ar de combustão é calculada através das equações apresentadas no Capítulo 4, sendo dados o excesso de ar na combustão, a vazão e composição dos combustíveis, a taxa de recirculação dos gases de combustão e a taxa de infiltração

de ar nos gases de combustão recirculados. O esquema utilizado no cálculo da combustão e determinação da temperatura dos gases de combustão na saída da fornalha, levando-se em conta a eq.(5.1) para o calor absorvido na mesma, é mostrado na Figura 5.2.

O teor de O_2 nos gases de combustão na saída do economizador, sofre influência da recirculação dos gases de combustão, quando se considera infiltração de ar nos mesmos, e não é afetado para taxa de infiltração zero. Essa infiltração ocorre no pré-aquecedor de ar regenerativo Ljungstrom e no ventilador de tiragem induzida, sendo predominante no primeiro equipamento, onde ocorre através dos espaços vazios do rotor e das selagens radiais e circunferenciais [38], sendo para a presente caldeira estimado um valor de 1.3%.

No caso do programa de simulação SIMCALD, a taxa de infiltração é considerada nula para evitar um cálculo iterativo adicional que demandaria grande tempo de computação. Além disso, os valores indicados na literatura consultada parecem não ser detalhados e confiáveis, e a taxa de infiltração caso adotada seria mantida constante, o que não afetaria a tendência dos resultados.

A temperatura dos gases na zona de troca térmica da fornalha é determinada como a temperatura de mistura dos gases de combustão recirculados e dos gases provenientes da combustão adiabática do GAF e GCO com o ar de combustão pré-aquecido.

O pré-aquecedor de ar a vapor (PAAV) deve operar somente quando necessário, a fim de manter a temperatura do metal no lado frio do PAAR acima da temperatura do ponto de orvalho ácido dos gases de combustão, determinado conforme descrito no Capítulo 4, evitando assim corrosão neste componente [48]. A temperatura do metal, citada acima, é calculada no programa de simulação da caldeira como a média aritmética das temperaturas do ar na entrada do PAAR e dos gases de combustão saindo do mesmo [38]. No entanto, tanto na realidade quanto no programa de simulação, o PAAV pode ser colocado em funcionamento ou retirado de funcionamento livremente. O vapor que alimenta esse equipamento provém do coletor de baixa pressão (CBP), podendo

ter pressão e temperatura variadas, mas o condensado na saída do mesmo é considerado na condição de líquido saturado, embora na realidade a temperatura no dreno do PAAV dependa da carga do mesmo.

O pré-aquecedor de GAF, quando considerado sua existência, utiliza o fluxo de gases de combustão, após o ponto de tomada para recirculação dos mesmos, como fonte de calor, sendo a utilização máxima do calor dos gases de combustão limitada pela sua temperatura do ponto de orvalho ácido, que deve estar acima da temperatura do metal no pré-aquecedor de GAF. Esse equipamento não está presente no esquema da caldeira mostrado na Figura 5.1, e também não existe na caldeira real.

A perda de calor através das paredes da caldeira foi estimada, para uma temperatura média do costado de 60 °C e uma velocidade do vento de 5 Km/h, através de um ábaco próprio para avaliação dessas perdas [51], resultando ao redor de 0.5 % do calor fornecido pelo combustível, com a caldeira em plena carga. Embora esse índice varie com a carga da caldeira, no programa de simulação ele é mantido constante.

A efetividade de um trocador de calor, definida por Kreith [52] como a razão entre a quantidade real de calor transmitida por unidade de tempo, num dado trocador de calor, e a máxima quantidade possível, é calculada a partir dos dados citados na referência [41] e mantida constante no programa de simulação para os superaquecedores primário e secundário, economizador e PAAR. Na fornalha e no banco de tubos, onde a efetividade não tem sentido, a quantidade de calor transmitida é calculada conforme descrito anteriormente no item 5.1.3.

A vaporização da água ocorre nos tubos das paredes da fornalha e do banco de tubos, sendo a vazão e o título da mistura água/vapor nestes tubos, uma função da taxa de absorção de calor, pressão da caldeira e resistência ao fluxo em cada tubo. Como esses parâmetros são de difícil cálculo e, relativamente, pouco importantes para os objetivos deste trabalho, adotou-se um título fixo de 20 % para a mistura água/vapor proveniente tanto da fornalha quanto do banco de tubos [37].

A temperatura da água na entrada dos tubos de descida

("downcomers") é obtida através da mistura, dentro do tubulão de vapor, da água (líquido saturado) proveniente dos tubos vaporizadores (fornalha e banco de tubos) com a água de alimentação vinda do economizador.

As pressões no circuito de gás são consideradas iguais à ambiente em todos os pontos, e no circuito de vapor e água são mantidas iguais aos valores apresentados na referência [41]. A energia elétrica consumida nos ventiladores de tiragem forçada e induzida não é computada na análise.

Associando as considerações anteriores às equações corriqueiras obtidas nos balanços de massa e energia, obtem-se os fluxos de massa e energia e o campo de temperatura em todos os pontos da caldeira, para cada configuração operacional, sendo os cálculos efetuados pelo programa de simulação da caldeira (SIMCALD). Com os resultados dos fluxos de massa e energia, temperaturas e pressões (pré-fixadas), pode-se, finalmente, determinar os fluxos de exergia, rendimentos e destruição de exergia, devido às irreversibilidades, para cada ponto e volume de controle da caldeira.

5.2.5 - Programa de simulação

A partir dos desenvolvimentos anteriores, implementou-se um programa computacional de simulação, SIMCALD, no qual, pela lógica de cálculo adotada, incrementa-se o consumo de combustível, inicialmente com a taxa de recirculação de gases de combustão no mínimo (zero), a fim de permitir controle de temperatura e pressão concomitantemente. Entretanto, quando para se obter o controle de temperatura injeta-se combustível em excesso, a taxa de vaporização de água torna-se maior que a produção de vapor especificada. Neste caso, incrementa-se a taxa de recirculação de gases de combustão e reinicia-se o processo. Em síntese, busca-se distribuir as cargas convectivas e de radiação. No entanto, alguns parâmetros, tais como temperatura do ar de combustão e dos gases de combustão recirculados são adotados no início, e devendo portanto ser comparados com os valores calculados. Havendo diferença, repete-se os cálculos com esses novos valores, até que os

valores convirjam. Todos os cálculos são auxiliados por subrotinas para as propriedades da água e dos gases. As subrotinas para o cálculo das propriedades termodinâmicas do vapor d'água são descritas em detalhes na referência [53].

Estando determinadas as temperaturas, pressões, vazões e fluxos de energia em todos os pontos da caldeira, calcula-se os fluxos de exergia, a destruição de exergia nos componentes, os rendimentos e outros índices, e por último imprime-se os resultados. Na Figura 5.3 tem-se um exemplo de uma saída de dados e resultados deste programa.

Na parte final do programa pode-se escolher entre continuar processando a opção anterior, fazer nova escolha ou encerrar o processamento. O programa de simulação da caldeira descrito acima, cujo fluxograma funcional está mostrado na Figura A.2, no Apêndice A, requer um computador com boa velocidade de processamento de dados, não exigindo, no entanto, muita memória.

A Opção I do "menu principal" do SIMCALD permite avaliar o comportamento da caldeira em função do excesso de ar de combustão. Neste caso pode-se efetuar os cálculos para taxas de recirculação de gases de combustão variáveis ou fixas. O excesso de ar na combustão é incrementado de 2 em 2 % desde de 0 até 40 %.

Na Opção II pode-se determinar a influência da porcentagem de GCO no "mix" de combustível no desempenho da caldeira. O incremento de GCO é de 1 % de 0 a 20 % de GCO e de 5 % de 20 a 30 % de GCO, quando se encerra o processamento.

A Opção III é utilizada para pesquisar a influência da purga contínua no desempenho da caldeira. A purga contínua é incrementada de 0.5 em 0.5 % da produção de vapor até atingir 4.5 %.

Na Opção IV o pré-aquecimento do ar de combustão no PAAV é pesquisado, sendo o consumo de vapor neste equipamento feito variar de 0 a 4000 kg/h, com incrementos de 400 kg/h.

A Opção V permite analisar o aproveitamento dos gases efluentes da caldeira para pré-aquecer o GAF. A temperatura do GAF é incrementada de 20 em 20 °C até o limite da temperatura dos gases de combustão na chaminé ou quando a temperatura de

TABELA 4.1 DADOS DE ENTRADA DO PROGRAMA "SIMCALD".

```

GAP: COMP.MOLAR (B5)= 0.00 TQZ, 20.87 TCO, 21.86 TCOZ, 54.64 ENZ, 7.63 ENZ
TEMPERATURA= 43.0 C
PRESSAO= 800.0 MM H2O
UNIDADE RELATIVA= 100.00 %
GCCO: COMP.MOLAR (B5)= -1.19 TQZ, 5.87 TCO, 1.38 TCOZ, 1.95 ENZ, 61.92 ENZ
      .06 THZ, 23.08 TCH, .09 TCHZ, 2.09 TCHH,
      .59 TCHM, .14 TCHM, .64 TCHM
TEMPERATURA= 38.0 C
PRESSAO= 480.0 MM H2O
UNIDADE RELATIVA= 100.00 %
PERCENTAGEM VOLUMETRICA DE GCO NA MISTURA GAP/GCO= 5.00 %
AMPLITUDE: TEMPERATURA= 31.0 C
-ALTITUDE= 15.0 M
-UNIDADE RELATIVA= 88.0 %
-COMP.MOLAR DO AR (B5)= 78.03 ENZ, 20.99 TQZ, 0.94 TAF, 0.03 TCOZ, 0.01 ENZ
AR DE COMBUSTAO-EXCESSO= 10.00 %
VAPOR: TEMPERATURA-ENTRADA DA CALDEIRA= 513.0 C
-ENTRADA DO PAIV= 250.0 C
-PRESSAO-SAIDA DA CALDEIRA= 88.00 Kgf/Cm2 abs.
-ENTRADA DO PAIV= 15.00 Kgf/Cm2 abs.
-TUBULAO DE VAPOR= 93.00 Kgf/Cm2 abs.
-VAZAO-SAIDA DA CALDEIRA= 250000.0 Kq/h
AGUA: TEMPERATURA-ENTRADA DA CALDEIRA= 192.0 C
PURGA CONTINUA= 0.00 % de producao de vapor
TEMPERATURA MEDIA DO COSTADO DA CALDEIRA= 60.0 C
QUALIDADE DA MISTURA AGUA/VAPOR-RETORNO DA FORMALMA= 20.00 %
-RETORNO DO BANCO DE TUBOS= 20.00 %
  
```

Obs.: As pressoes do ar e gases de comb. serao consideradas iguais a pressao atmosferica.

TABELA 4.2 FLUXOS DE ENERGIA E EXERGIA E IRREVERSIBILIDADES NA CALDEIRA.

PARTES DA CALDEIRA	PONTOS	VAZAO Kq/h	P atm a.	T C	P. ENERGIA Mcal/h	P. EXERGIA Mcal/h	IRREVERS. Mcal/h	A. EX. %	EFET. %
FURNALMA	55	4433.3	1.08	38.0	42353.50	41401.41			
	56	250313.2	1.09	163.0	128918.06	111858.06			
	67	203211.7	-	232.3	10080.50	2351.41			
	RECIRC.	34346.9	-	175.5	1249.79	228.66			
	69	492305.2	-	835.9	110572.36	57839.45			
	68	917853.7	93.00	295.5	259827.87	72295.12			
	47	917853.7	93.00	304.5	331302.43	106687.98			
	PAREDE	-	-	60.0	564.40	49.13	63558.11	35.09	
SUPER-ACUFCODR SECIND.	69	492305.2	-	835.9	110572.36	57839.45			
	70	492305.2	-	755.9	98486.92	49190.47			
	54	250000.0	88.00	433.5	184534.10	75774.31	1493.17	82.74	20.00
DIFUSOR ACUFCODR	51	597.2	-	192.0	97.82	19.25			
	53	249402.8	93.00	439.3	184552.65	76268.62			
	54	250000.0	88.00	433.5	184534.10	75774.31	513.56	99.33	
SUPER-ACUFCODR PRIMARIO	70	492305.2	-	755.5	98486.92	49190.47			
	71	492305.2	-	551.0	69757.05	29882.09			
	52	249402.8	93.00	304.5	155822.79	61305.38	4345.14	77.50	65.00
BANCO DE TUBOS	53	249402.8	93.00	439.3	184552.65	76268.62			
	71	492305.2	-	559.0	69757.05	29882.09			
	72	492305.2	-	374.2	43987.09	14750.04			
	46	329160.2	93.00	304.5	118811.49	38260.38			
TURBULAO DE VAPOR	48	329160.2	93.00	295.5	93179.32	29246.43			
	49	917853.7	93.00	295.5	259827.87	72295.12			
	50	0.0	93.00	304.5	0.00	0.00			
	42	249402.8	93.00	304.5	155822.79	61305.38	140.36	99.91	
ECONTINUA	72	492305.2	-	374.2	43987.09	14750.04			
	73	492305.2	-	238.8	26031.97	6250.70			
	41	249402.8	-	192.0	40849.50	8040.30			
	44	249402.8	-	256.8	58723.54	14718.92	1813.60	78.58	74.00
PREF-ACUFCODR DE AR REFRENERATIVO	73	492305.2	-	238.8	26031.97	6250.70			
	74	492305.2	-	175.5	17908.07	3277.52			
	66	203211.7	-	71.0	1990.51	120.53			
PREF-ACUFCODR DE VAPOR	67	203211.7	-	232.3	10080.50	2351.41	739.45	37.05	78.00
	68	-	-	60.0	32.72	2.85			
	65	4000.0	15.00	250.0	2669.75	851.44			
PREF-ACUFCODR DE GCO	65	4000.0	15.00	31.0	0.00	0.00			
	66	203211.7	-	71.0	1990.51	120.53	593.80	14.16	
	68	4000.0	-	197.6	679.04	137.11			
PREF-ACUFCODR DE GCO	56	250313.2	1.09	43.0	121241.25	110436.04			
	56	250313.2	1.09	163.0	128918.06	111858.06			
	74	457958.3	-	175.5	16458.28	3048.86	628.71	69.34	90.57
CHAMINE	76	457958.3	-	109.7	8981.93	998.13			
	76	457958.3	-	109.7	8981.93	998.13			

Obs.: -Purga continua fechada. -Temp. ref. = 31.0 C

TABELA 4.3 RESULTADOS DO TESTE DA CALDEIRA E SAIDA DO PROGRAMA "CALDERA".

```

CALDEIRA:
-CONSUMO DE COMBUSTIVEL (CC)= 163594.75 Mcal/h
-PODR CALORIFICO IMPERIO DO GAP= 481.35 Kcal/Kq
-MASSA ESPECIFICA DO GAP= 1.332 Kq/M3
-PODR CALORIFICO IMPERIO DO GCO= 9548.10 Kcal/Kq
-MASSA ESPECIFICA DO GCO= .448 Kq/M3
-CALOR PERDIDO P/ CHAMINE= 8981.93 Mcal/h
-CALOR PERDIDO P/ PAREDES (CPP)= 817.47 Mcal/h
-CALOR PERDIDO NA PURGA CONTINUA= 0.00 Mcal/h
-CPP/CC= .50 %
-RENDIMENTO ENERGETICO= 93.63 %
-CONSUMO ESPECIFICO= 665.06 Kcal/Kq de vapor
-RENDIMENTO EXERGETICO= 49.03 %
-RENDIMENTO DA COMBUSTAO= 42461.76 Mcal/h
-RENDIMENTO EXERGETICO DA COMBUSTAO= 72.74 %
-EXCESSO DE AR NA COMBUSTAO= 10.00 %
-RENDIMENTO DE TROCA TERMICA (SAIDA DE VAPOR)- 633.91 Mcal/h
-RENDIMENTO DE TROCA TERMICA (SAIDA DE CHAMINE)- 1296.3 C
-TEMP. DO PONTO DE DEVALHO ACIDOS DOS GASES DE COMB.= 24.3 C
-TEMP. MEDIA DOS GASES DE COMB. NA CHAMINE= 43.0 C
-PERCENTAGEM DE GCO NA MISTURA GAP/GCO= 5.00 %
-VAZAO DE PURGA CONTINUA= 0.0 Kq/h
-TAXA DE RECIRCULACAO DE GASES DE COMB.= 7.5 %
  
```

Figura 5.3 - Impressão de dados e resultados do SIMCALD

metal no pré-aquecedor de GAF atinge a temperatura do ponto de orvalho ácido dos gases de combustão.

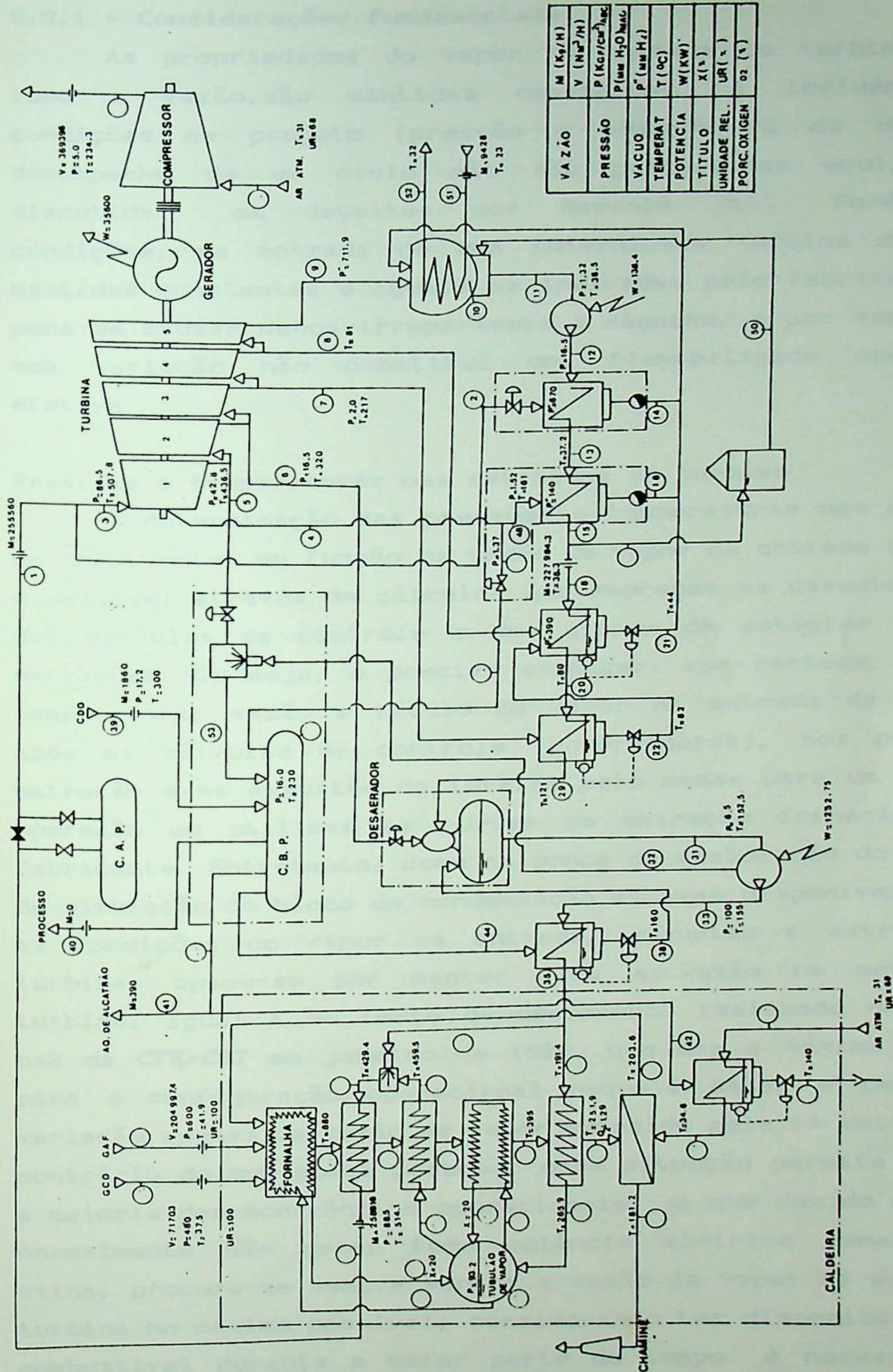
Na Opção VI o desempenho da caldeira é avaliado em função da taxa de recirculação dos gases de combustão. A taxa de recirculação é incrementada de 0.5 em 0.5 % 20 vezes, desde um valor mínimo que permita o controle da temperatura do vapor, ou até uma vazão máxima limite de água de "spray", já que um aumento da quantidade de gases recirculados tende a elevar a temperatura do vapor na saída do superaquecedor, exigindo assim mais água de "spray".

A Opção VII permite determinar o rendimento da caldeira em função de uma configuração operacional qualquer. Essa opção é bastante útil, sendo utilizada para avaliar o desempenho da caldeira em função de outros parâmetros não previstos no "menu" principal, tais como a influência da carga da caldeira no desempenho da mesma e a influência da temperatura da água de alimentação. O SIMCALD determina um ponto de operação de cada vez quando essa opção for escolhida, sendo necessário a cada rodada definir os parâmetros de operação.

5.3 - Bloco de condensação

Neste item são apresentadas e discutidas as considerações fundamentais, que associadas às equações corriqueiras dos balanços de massa e energia para cada etapa do processo, constituem a modelagem termodinâmica do bloco de condensação, baseada na qual foi elaborado o programa computacional SIMCICLO, que permite avaliar o desempenho do bloco de condensação em função de alguns parâmetros operacionais.

Excluindo na Figura 5.4 a caldeira, a tubulação de vapor de alta pressão, o coletor de alta pressão, o gerador e o soprador; resta o esquema básico do que se considera neste trabalho bloco de condensação. Os equipamentos dentro desse volume de controle que mais contribuem para a irreversibilidade da planta são a turbina (10.95 %) e o condensador (2.60 %) [5], sendo que estes números levam em conta a presença da caldeira, gerador e soprador.



VAZÃO	M (Kg/H)
PRESSÃO	V (Nm ² /H)
VACUO	P (mm H ₂ O vac)
TEMPERAT	T (°C)
POTENCIA	W (KW)
TITULO	X (%)
UNIDADE REL.	UR (%)
PORC. OXIGEN	O ₂ (%)

Figura 5.4 - Esquema básico do bloco de condensação

5.3.1 - Considerações fundamentais

As propriedades do vapor na entrada da turbina, assim como a vazão, são mantidas constantes. A influência das condições de projeto (pressão e temperatura do vapor) no desempenho de um ciclo não são pesquisadas aqui, mas é discutida em detalhes por Haywood [54]. Porém, tais condições, na entrada de uma determinada turbina devem ser mantidas constantes e iguais às indicadas pelo fabricante, sob pena de causar danos irreparáveis à máquina, e por esse motivo sua variação não constitui uma flexibilidade operacional efetiva.

Pressões e temperaturas nas extrações da turbina

A determinação das pressões e temperaturas nas extrações de uma turbina em função da vazão de vapor na entrada da mesma, é possível através de cálculos que empregam as características das válvulas de controle e dos grupos de estágios entre as extrações. Ou seja, é preciso conhecer, com certeza, pressão, temperatura, vazão e título do vapor na entrada da turbina, após as válvulas de controle (governadoras), nos pontos de extração e na exaustão da turbina pelo menos para um ponto de operação ou utilizar as curvas de extração fornecidas pelo fabricante. Entretanto, como na época da elaboração do programa de simulação do bloco de condensação estavam disponíveis apenas as condições do vapor na entrada, exaustão e extrações da turbina, optou-se por manter fixa a vazão na entrada da turbina, igual à do teste de desempenho realizado na unidade nº2 da CTE/CST em janeiro de 1990, que era a máxima possível para a configuração operacional naquela data, e permitir a variação apenas da vazão de vapor extraído pela 1ª extração. Ao contrário do que possa parecer, essa situação permite analisar a maioria das ocorrências operacionais, já que devido a CTE/CST normalmente não gerar toda potência elétrica demandada na usina, procura-se sempre manter a vazão de vapor na entrada da turbina no máximo possível, considerando ter disponibilidade de combustível durante a maior parte do tempo. A necessidade de extração de vapor pela 1ª extração, que é a única extração livre (as outras alimentam diretamente os aquecedores de baixa e

média pressão e o desaerador), depende da demanda de vapor de processo interno à CTE e na usina, do nível de produção de vapor no CDQ e da configuração operacional de funcionamento de todo o sistema de vapor de processo, já descrito no Capítulo 2.

Na literatura técnica consultada que aborda o assunto são apresentados alguns métodos para se determinar as pressões nas extrações da turbina. Bräscher Filho *et alli* [55] considera em seu trabalho que as pressões nas extrações da turbina variam aproximadamente na mesma proporção com que se altera o fluxo de massa através da seção seguinte da turbina, utilizando a seguinte expressão linear.

$$P = P^* \times \frac{\dot{m}}{\dot{m}^*} \quad (5.4)$$

onde, P e m são a pressão e a vazão mássica no estágio considerado, e P^* e m^* são a pressão e vazão mássica neste mesmo estágio na condição de projeto ou num determinado ponto operacional.

Salisbury [56] apresenta dois métodos para se determinar as pressões nas extrações. O primeiro é usar curvas das pressões nos estágios plotadas contra a vazão para o estágio seguinte, e o segundo é o método da extração fracional, o qual estabelece que dentro dos limites normais de extração, para cada 1 % da vazão na entrada da turbina extraída numa dada extração, a pressão neste ponto é reduzida em 1.11 %. Nesta relação está considerada a redução na temperatura que ocorre simultâneamente com a redução na pressão. Portanto, os resultados obtidos por Salisbury sugerem um fator de correção para a equação adotada na referência [55].

A expressão abaixo, baseada no cone de Stodola, fornece a vazão mássica de vapor através de um grupo de estágios de uma turbina, como por exemplo o conjunto de estágios compreendidos entre duas extrações, no caso de escoamento em regime subcrítico (subsônico) [57,58].

$$\dot{m} = K \times \frac{P_e}{\sqrt{P_e} \times v_e} \times \sqrt{1 - \left(\frac{P_s}{P_e}\right)^2} \quad (5.5)$$

onde, \dot{m} = vazão mássica através do grupo de estágios.

K = constante para um determinado grupo de estágios de uma turbina.

P_e, v_e = pressão e volume específico do vapor na entrada do grupo de estágios.

P_s = pressão na saída do grupo de estágios.

Reescrevendo a expressão acima para o ponto de projeto ou outro ponto de operação bem definido, designado aqui por um asterisco (*), e dividindo-se uma expressão pela outra, obtém-se a relação entre as pressões na entrada e saída do grupo de estágios e a vazão de vapor através desse. O termo referente à temperatura surge fazendo-se $Pv=RT=const.$, durante o desenvolvimento.

$$P_e = \sqrt{P_s^2 + (P_{e*}^2 - P_{s*}^2) \times \frac{\dot{m}^2}{\dot{m}_{*}^2} \times \frac{T_e}{T_{e*}}} \quad (5.6)$$

Os estágios de uma turbina podem ser considerados como um conjunto de resistências (ao escoamento do vapor através da turbina) arranjadas em série. Portanto, para escoamento subcrítico, pode-se concluir pela eq. (5.6) que a variação de vazão num grupo de estágios afeta as pressões nos estágios a montante e a jusante dele, e que os saltos de pressão nos estágios dependem da vazão de vapor através dos mesmos [57].

Substituindo os valores apurados a partir dos dados levantados no teste de desempenho comentado anteriormente na eq. (5.6), obtém-se as equações adotadas no programa de simulação para o 2º, 3º e 4º grupo de estágios, que são constituídos pelos estágios localizados entre a 1ª e 2ª, 2ª e 3ª e 3ª e 4ª extrações, respectivamente.

$$\text{2º grupo de estágios: } P_e = \sqrt{P_s^2 + 6.7744659 \times 10^{-11} \times \dot{m}^2 \times T_e} \quad (5.7)$$

$$\begin{array}{l} 3^{\text{a}} \text{ grupo} \\ \text{de est\u00e1gios: } P_{\bullet} = \sqrt{P_s^2 + 1.7622682 \times 10^{-11} \times \dot{m}^2 \times T_{\bullet}} \end{array} \quad (5.8)$$

$$\begin{array}{l} 4^{\text{a}} \text{ grupo} \\ \text{de est\u00e1gios: } P_{\bullet} = \sqrt{P_s^2 + 8.166506 \times 10^{-13} \times \dot{m}^2 \times T_{\bullet}} \end{array} \quad (5.9)$$

onde, P_{\bullet} , P_s = press\u00e3o na entrada e sa\u00edda dos respectivos grupos de est\u00e1gios em Kgf/cm².

T_{\bullet} = temperatura na entrada dos respectivos grupos de est\u00e1gios em \u00b0C.

\dot{m} = vaz\u00e3o m\u00e1ssica de vapor atrav\u00e9s dos respectivos grupos de est\u00e1gios em Kg/h.

No 1\u00b0 grupo de est\u00e1gios, localizado entre a caixa de entrada (espa\u00e7o ap\u00f3s as v\u00e1lvulas governadoras) e a 1\u00b3 extra\u00e7\u00e3o, a vaz\u00e3o \u00e9 mantida fixa ($\dot{m}/\dot{m}_* = 1$). Como a press\u00e3o na caixa de entrada n\u00e3o foi determinada no teste, pois n\u00e3o havia man\u00f4metro instalado, adotou-se para esse ponto, baseando-se num comportamento t\u00edpico de v\u00e1lvulas de controle por estrangulamento [59], uma press\u00e3o igual a 90 % da press\u00e3o na entrada da turbina, isto \u00e9, antes das v\u00e1lvulas de controle, como um valor base. Desta forma, a equa\u00e7\u00e3o para o 1\u00b0 grupo de est\u00e1gios, considerando expans\u00e3o isent\u00e1lpica nas v\u00e1lvulas, assume a forma abaixo.

$$P_{\bullet} = \sqrt{P_s^2 + 8.02641 \times T_{\bullet}} \quad (5.10)$$

Pode-se notar, pela eq. (5.10), que num regime de escoamento subs\u00f4nico, a press\u00e3o na entrada do 1\u00b0 grupo de est\u00e1gios \u00e9 afetada pela press\u00e3o da 1\u00b3 extra\u00e7\u00e3o, embora a vaz\u00e3o de vapor por esse grupo de est\u00e1gios n\u00e3o se altere.

Considerando que o \u00faltimo est\u00e1gio funcione na condi\u00e7\u00e3o cr\u00edtica, a capacidade de engulimento deste grupo de est\u00e1gios \u00e9 determinada apenas pela condi\u00e7\u00e3o do vapor a montante do mesmo. Desta forma, pequenas varia\u00e7\u00f5es na press\u00e3o do condensador n\u00e3o afetam as press\u00f5es nos est\u00e1gios, devido a caracter\u00edstica de escoamento da turbina de condensa\u00e7\u00e3o. Entretanto, considerando-se o ciclo regenerativo como um todo, pode ocorrer varia\u00e7\u00f5es nas vaz\u00f5es das extra\u00e7\u00f5es devido a varia\u00e7\u00e3o na

temperatura da água de alimentação na saída do condensador em função da pressão no mesmo, o que exigirá maiores extrações de vapor para aquecer essa água nos aquecedores, com conseqüente variações nas pressões das extrações. Isto caracteriza uma influência indireta da pressão do condensador nas pressões das extrações. Portanto, para o 5º grupo de estágios adota-se a equação abaixo, apresentada por Schegliáiev [57], que considera a influência do título do vapor (X) na entrada do grupo de estágios, uma vez que esse título também varia em função das vazões na turbina.

$$P_e = P_{e*} \times \frac{\dot{m}}{\dot{m}_*} \times \sqrt{\frac{T_e}{T_{e*}}} \times \sqrt{\frac{X_e}{X_{e*}}} \quad (5.11)$$

Substituindo os valores de teste [41] na eq. (5.11) obtem-se a equação abaixo para o 5º grupo de estágios.

$$5^\circ \text{ grupo de estágios: } P_e = 3.24 \times 10^{-7} \times \dot{m} \times \sqrt{T_e \times X_e} \quad (5.12)$$

Eficiências isoentrópicas

As eficiências dos grupos de estágios de uma turbina a vapor dependem das vazões volumétricas através dos mesmos, uma vez que estas é que determinam as mudanças nos triângulos de velocidade, quando a rotação da turbina é mantida constante.

Sabe-se que ao aumentar a vazão mássica através de um grupo de estágios a pressão na entrada do mesmo também aumenta, diminuindo, portanto, o volume específico e vice-versa. Desta forma, tem-se variações relativamente pequenas da vazão volumétrica face a grandes variações na vazão mássica. Sabendo-se também, que uma turbina operando sob condições de projeto opera bem próximo da sua eficiência máxima, e que nesta vizinhança a eficiência varia muito pouco com a vazão volumétrica, pode-se dizer que ao se variar a vazão mássica de uma extração as eficiências dos grupos de estágios permanecem constantes [58].

A eficiência dos últimos estágios de uma turbina de condensação é influenciada pelo título do vapor fluindo através deles. Experiências tem mostrado, para o escoamento de vapor úmido através dos estágios de turbinas, que o coeficiente de

perda de exergia no fluxo de vapor cresce com a diminuição do título, isto é, aumento da quantidade de gotículas de água no vapor. Dentre as principais causas que contribuem para essa perda, pode-se apontar a aceleração das gotículas, o deslizamento entre fases e ação de frenagem das gotículas chocando-se no dorso das palhetas móveis [57]. Portanto, o rendimento do 5º grupo de estágios é considerado variável em função do título médio do vapor entre a 4ª extração e a exaustão da turbina (entrada do condensador). Isto determina a necessidade de cálculos iterativos para o último grupo de estágios.

Embora Schegliáiev [57] apresente fórmulas mais complexas para a correção do rendimento isentrópico do estágio em função do título do vapor, adota-se aqui uma correção mais simples sugeridas por Pfleiderer [59] e por Kearton [60].

$$\eta_{isent.} = \eta_{isent.*} \times \left[\frac{X_e + X_s}{X_{e*} + X_{s*}} \right] \quad (5.13)$$

Substituindo nesta equação os valores apurados a partir dos dados de teste de desempenho na unidade nº2 da CTE/CST [41], obtém-se a equação abaixo para o rendimento isentrópico do 5º grupo de estágios.

$$\eta_{isent.} = 0.297 \times (X_e + X_s) \quad (5.14)$$

onde, X_e , X_s = título do vapor na entrada e saída do 5º grupo de estágios, respectivamente.

Os valores dos rendimentos isentrópicos dos grupos de estágios levantados a partir dos dados de teste já citados [41] são os seguintes:

- 1º grupo de estágios: $\eta_{isent.} = 73.51 \%$ (não envolve as válv. de controle)
- 2º grupo de estágios: $\eta_{isent.} = 80.09 \%$
- 3º grupo de estágios: $\eta_{isent.} = 80.08 \%$
- 4º grupo de estágios: $\eta_{isent.} = 80.00 \%$
- 5º grupo de estágios: $\eta_{isent.} = 55.62 \%$ (envolve perdas na exaustão)

O rendimento isentrópico de toda a turbina é calculado como a somatória ponderada dos rendimentos de cada grupo de estágios, sendo o fator de ponderação a fração da potência total desenvolvida em cada grupo de estágios.

Perda de carga nas linhas de extração

A perda de carga nas linhas de extração, que levam o vapor extraído até os aquecedores de água de alimentação, é estabelecida por Salisbury [56] em 5 % da pressão medida no flange da respectiva extração, do interior da turbina até o flange, e mais 5 % do flange até o casco do aquecedor, sendo esses valores, embora conservadores, adotados no modelo matemático desenvolvido neste trabalho. Sciubba [61], apresenta valores típicos um pouco menores, sendo 3 % para a perda de carga do interior da turbina até o flange da extração e de 3 a 5 % do flange até o aquecedor.

Balanco de massa e energia

O vapor ao sair no último estágio de uma turbina de condensação tem entalpia e título menores do que na entrada do condensador, pois a energia cinética ($\dot{m} \times V^2/2$) do vapor é convertida em energia térmica, aumentando assim a entalpia e o título do mesmo [59]. Para uma determinada turbina a perda na exaustão é dada em gráficos como uma função da vazão volumétrica de vapor na exaustão da turbina, sendo que a curva apresenta um ponto de perda mínima [62].

Numa turbina de condensação e extração, geralmente, o vapor na entrada da mesma e nas primeiras extrações está superaquecido, permitindo que todas as suas propriedades sejam determinadas a partir da pressão e temperatura. No entanto, o vapor na exaustão da turbina e nas últimas extrações, normalmente está na região de vapor úmido, o que obriga a realização de balanços de energia ao redor da turbina, iterativamente, para a obtenção da entalpia do vapor nesses pontos [62].

A vazão de vapor extraído para cada aquecedor de água de alimentação é obtida através de um balanço de energia ao redor do mesmo. Para as extrações na região úmida, estima-se um valor

inicial para a entalpia do vapor.

Neste ponto, pode-se calcular a entalpia do vapor fluindo para o condensador. Desta entalpia subtrai-se a perda na exaustão para determinar a entalpia que define o ponto final da linha de expansão do vapor ao longo da turbina, juntamente com a pressão do condensador. As entalpias adotadas para as extrações na região úmida do vapor devem cair sobre a linha de expansão, caso contrário os cálculos devem ser refeitos até que haja a coincidência.

As pressões entre os estágios da turbina variam diretamente com a vazão de vapor fluindo através deles. Desta forma, variando-se a vazão de uma extração pode-se alterar as pressões nas extrações subseqüentes, com consequentes mudanças no aquecimento da água de alimentação. Portanto, para se fechar os balanços de massa e energia e definir as pressões, temperaturas e títulos do vapor ao redor da turbina, é necessário considerar as características de escoamento na turbina concomitantemente com os balanços energéticos em todo o bloco de condensação, num processo de cálculo iterativo.

Na análise do bloco de condensação não se considera as perdas no gerador, nem no soprador, pois os dois equipamentos, recebem trabalho de eixo da turbina, considerado como o produto final nesta análise, juntamente com o vapor enviado para processo.

Condensador

A Figura 5.5 apresenta um esquema simplificado do condensador, onde pode-se notar que o poço quente (reservatório de água localizado na parte inferior do condensador) é considerado separado da zona de condensação.

Desprezando-se o efeito da presença de gases não condensáveis no vapor a ser condensado e considerando que não haja subresfriamento do condensado, a temperatura do vapor entrando na zona de condensação e do condensado deixando a mesma devem ser iguais a temperatura de saturação do vapor (T_{sat}) correspondente à pressão absoluta do condensador (P_c) ao longo de toda zona de condensação.

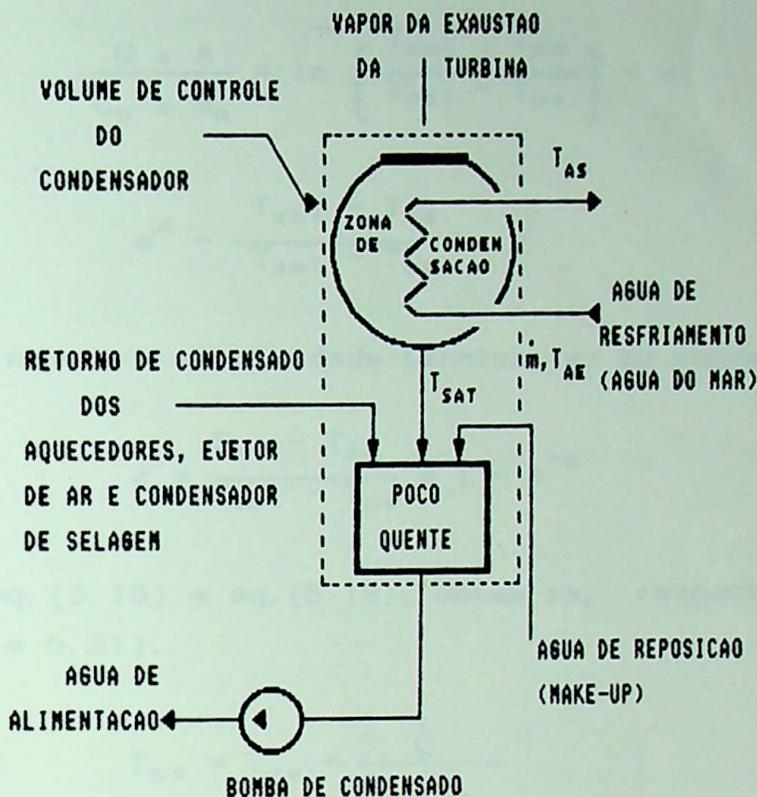


Figura 5.5 - Desenho esquemático do condensador

Para o caso de um condensador adiabático, o calor cedido na condensação do vapor (\dot{Q}) é totalmente absorvido pela água de resfriamento, que neste caso é a água do mar. Desta forma, pode-se escrever

$$\dot{Q} = U \times A \times DTML = C_p \times \dot{m}_a \times (T_{as} - T_{ae}) \quad (5.15)$$

onde, U = coeficiente global de transferência de calor.

A = superfície de troca térmica do condensador.

$DTML$ = diferença de temperatura média logarítmica.

$$DTML = \frac{T_{as} - T_{ae}}{\ln \left(\frac{T_{sat} - T_{ae}}{T_{sat} - T_{as}} \right)} \quad (5.16)$$

onde, T_{ae} , T_{as} = temperatura da água de resfriamento na entrada e saída do condensador.

Substituindo a eq. (5.16) na eq. (5.15), obtém-se.

$$\frac{U \times A}{C_p \times \dot{m}_a} = \ln \left(\frac{T_{sat} - T_{ae}}{T_{sat} - T_{as}} \right) = x \quad (5.17)$$

$$e^x = \frac{T_{sat} - T_{ae}}{T_{sat} - T_{as}} \quad (5.18)$$

Define-se a efetividade térmica (ϵ) do condensador como

$$\epsilon = \frac{T_{as} - T_{ae}}{T_{sat} - T_{ae}} = 1 - e^{-x} \quad (5.19)$$

Da eq. (5.15) e eq. (5.18), obtém-se, respectivamente, as eqs. (5.20 e 5.21).

$$T_{as} = T_{ae} + \frac{\dot{Q}}{C_p \times \dot{m}_a} \quad (5.20)$$

$$T_{as} = T_{sat} - \frac{(T_{sat} - T_{ae})}{e^x} \quad (5.21)$$

Então substituindo-se a eq. (5.21) na eq. (5.20), pode-se obter a temperatura de saturação (T_{sat}) e conseqüentemente a pressão no condensador (P_c), em função da temperatura da água de resfriamento na entrada do condensador, vazão da água de resfriamento e carga térmica do condensador [63].

$$T_{sat} = T_{ae} + \frac{\dot{Q}}{C_p \times \dot{m}_a \times \left(1 - \frac{1}{e^x} \right)} \quad (5.22)$$

onde, $x = \frac{U \times A}{C_p \times \dot{m}_a}$

Uma fórmula prática do coeficiente global de transferência de calor apresentada por Lévy [64] e atribuída ao "Heat Exchange Institute" é dada na equação 5.23.

$$U = U_o \times C_m \times C_l \times C_t \times \sqrt{V} \quad (5.23)$$

onde, U_o = coeficiente básico que depende do diâmetro externo dos tubos, na expressão abaixo;

$$U_o = 2468.57143 - 5.714286 \times d_o \left[\frac{\text{Kcal}}{\text{h} \times \text{m}^{3/2} \times \text{°C} \times \text{s}^{1/2}} \right] \quad (5.24)$$

d_o = diâmetro externo dos tubos [mm].

C_m = coeficiente de correção quanto ao material e espessura dos tubos.

C_l = coeficiente de correção quanto ao grau de limpeza dos tubos.

C_t = coeficiente de correção quanto a temperatura de entrada da água de resfriamento (água do mar).

\sqrt{V} = corrige U quanto a velocidade da água de resfriamento no interior dos tubos.

A velocidade da água de resfriamento (V) e o coeficiente (C_t) são variáveis, enquanto os outros permanecem constantes.

Quando se deseja avaliar o desempenho de um determinado condensador em função da vazão e temperatura da água de resfriamento, que é o caso de interesse neste trabalho, pode-se considerar $U_o \times C_m \times C_l$ como uma constante. Nota-se que a eq. (5.23) não corrige U quanto a quantidade de vapor sendo condensado por unidade de tempo e área [$\text{Kg/h} \times \text{m}^2$], o que obviamente afeta o filme de condensado sobre a superfície externa dos tubos. Um coeficiente para correção de U quanto a carga (C_c) no condensador é apresentado por Ricard [65] na forma de tabela, e pode ser incluído na eq. (5.23), na forma abaixo.

$$C_c = 0.541196 + 0.0186625 \times X - 0.000181359 \times X^2 \quad (5.25)$$

onde, C_c = coeficiente para correção de U quanto a carga.

X = vazão de vapor condensado por unidade de área da superfície de troca térmica do condensador, para um intervalo de 10 a 50 $\text{Kg/h} \times \text{m}^2$.

Para a correção de U quanto a temperatura da água de resfriamento pode-se utilizar a eq. (5.26), obtida ajustando-se

uma curva a partir de dados tabelados por Tverberg [66].

$$C_t = 0.551526 + 0.030301 \times T - 0.00044 \times T^2 \quad (5.26)$$

onde, C_t = coeficiente para correção de U quanto a temperatura da água de resfriamento.

T = temperatura da água de resfriamento na entrada do condensador, para um intervalo de 5 a 32 °C.

Bombas

Tanto para as bombas de condensado (BC's) quanto para as bombas de alimentação da caldeira (BAC's), adota-se um modelo de rendimento isentrópico constante, obtendo-se a potência consumida em função apenas da vazão, já que as pressões de sucção e recalque também são consideradas fixas. A elevação de temperatura da água é avaliada como a que ocorre num bombeamento isentrópico de líquido incompressível, e portanto mantida fixa [67]. A influência do desempenho das bombas não é analisado minuciosamente, pois a potência consumida nas mesmas em relação a potência de eixo produzida na turbina é pequena, e menor ainda é a variação relativa desse consumo quando analisando a influência da variação de um parâmetro operacional qualquer. Além disso, as causas das irreversibilidades no bombeamento de líquido fogem um pouco do escopo deste trabalho. Neste caso, os rendimentos obtidos consideram apenas exergia térmica, sem efeito das pressões.

A água utilizada no dessuperaquecimento do vapor extraído na 13 extração provém de um estágio intermediário das BAC's, sendo sua pressão e temperatura mantidas fixas nos patamares de 60 Kgf/cm² e $T = \text{Temp. na saída do desaerador} + 1.25 \text{ °C}$.

Ejetor de ar

O ejedor de ar de serviço, pois existe um utilizado somente na partida da planta para auxiliar na elevação do vácuo no condensador, tem a função de extrair do condensador os gases não condensáveis. É considerado que este equipamento consuma uma quantidade fixa de vapor nas condições da entrada da turbina, o qual tem sua pressão reduzida, por estrangulamento,

antes de ser usado no ejetor de ar para criar o efeito de sucção. Esse vapor é condensado através da água de alimentação proveniente do poço quente, que por sua vez é aquecida. O condensado do ejetor de ar, na condição de líquido saturado, é enviado para o poço quente.

Condensador de selagem

O condensador de selagem tem a função de condensar o vapor utilizado na selagem da turbina e o que escapa, principalmente pelo mancal de alta pressão da mesma. Entretanto, no contexto deste trabalho, considera-se a vazão de vapor na entrada deste equipamento, assim como pressão e temperatura do mesmo, fixas. O condensado, na condição de líquido saturado, é enviado para o poço quente. A água de resfriamento é a própria água de alimentação, que por sua vez sofre um ligeiro aquecimento.

Por falta de maiores informações sobre o sistema de selagem, considera-se o mesmo como um volume de controle tipo "caixa preta", onde se considera que as perdas estejam concentradas. Considera-se ainda que todo vapor de selagem seja constituído pelo vapor que escapa pelo mancal do lado de alta pressão da turbina, estando este vapor nas condições da 1ª extração.

Balanco de água no ciclo

Na realidade, o controle da quantidade de água no ciclo é realizado controlando-se níveis em dois pontos; no poço quente e no tanque do desaerador, pois no ciclo real os fenômenos que ocorrem são transitórios, com acumulos ou déficits localizados. Porém, no modelo adotado, como o processo ocorre em regime permanente, basta um ponto de entrada e saída para controlar a quantidade de água no ciclo. No entanto, são adotados dois pontos, um de entrada (poço quente) e outro de saída (entrada do aquecedor de baixa pressão), pois essas águas se encontram a diferentes temperaturas.

Quando recebe-se vapor do CDQ acima da demanda de vapor de processo na CTE, deve-se retirar água do ciclo, e quando se está enviando vapor para o processo, deve-se repor água no

ciclo, de modo que no balanço de massa no bloco de condensação a quantidade de água, que entra no ciclo como vapor ou no estado líquido, seja sempre igual a quantidade de água que sai.

No limite comum entre os volumes de controle que delimitam o bloco de condensação e a caldeira encontram-se os pontos que determinam as condições da água de alimentação da caldeira (saída do aquecedor de alta pressão) e do vapor para o PAAV, conforme o sistema idealizado neste trabalho. Quando se contempla purga contínua na caldeira a mesma deve receber mais água do bloco de condensação do que devolve na forma de vapor, sendo essa água extra aquecida no bloco de condensação e lançada fora na caldeira.

Aquecedores de água de alimentação

O conjunto de aquecedores responsáveis pela regeneração da entalpia da água de alimentação é composto por três aquecedores de superfície e um de contato direto, o desaerador.

A desaeração da água de alimentação, necessária para evitar corrosão interna na caldeira, é dividida em desaeração química, realizada através da injeção de hidrazina, e a desaeração mecânica/térmica que ocorre no desaerador. A característica principal para se fechar o balanço de massa e energia no desaerador é que a água sai do mesmo na condição de líquido saturado. O vapor consumido neste equipamento provém da 2ª extração, numa pressão em torno de 16 Kgf/cm^2 , tendo a tarefa de manter uma pressão interna no desaerador de aproximadamente 4.2 Kgf/cm^2 . Na linha de vapor, antes do desaerador, existe uma válvula redutora de pressão.

Um aquecedor de água de alimentação é projetado para aquecer uma certa quantidade de água através de um dado intervalo de temperatura com vapor disponível numa certa pressão e temperatura, com uma perda de pressão ou carga de fricção limitada devido a água fluindo através do mesmo, e com uma perda limitada de vapor através de "vent's" ou chaminé, comentados a seguir.

O vapor usualmente contém uma pequena quantidade de gases não condensáveis, os quais, se permitido o acúmulo, afetam o desempenho do aquecedor. Para ter certeza que essa condição não

ocorra, a válvula ou as válvulas de exaustão de gases (vent's), deve ser ajustada para que suficiente quantidade de vapor escape arrastando consigo os gases não condensáveis, o que proporciona adequada garantia de que a superfície de aquecimento não seja coberta com gases não condensáveis, e assegurando, portanto, para as dadas condições operacionais, desempenho máximo do aquecedor [68]. Contudo, essa perda de vapor não é computada nos balanços de massa e energia desenvolvidos neste trabalho.

Num aquecedor de água de alimentação de superfície a diferença entre a temperatura de saturação do vapor e a temperatura da água na saída, usualmente referida como "diferença terminal", é uma indicação da capacidade da superfície para transmitir calor sob um dado conjunto de condições. Essa capacidade é avaliada pelo coeficiente global de transferência de calor. Os principais itens que afetam o valor desse coeficiente são: a) material, diâmetro, comprimento e arranjo dos tubos; b) velocidade da água; c) condições dos tubos quanto a presença de um filme de óleo ou lodo; e d) a presença de gases não condensáveis no vapor ou nos espaços de água do aquecedor [68]. No entanto, como deseja-se prever o desempenho do aquecedor fora do ponto de projeto, pode-se incluir a esses itens, a temperatura da água na entrada do aquecedor, as condições do vapor fornecido e a carga específica de vapor condensado. Porém, neste trabalho, como não se considera a possibilidade de um dos aquecedores ser colocado fora de serviço, as variações nas características do aquecedor, levantadas a partir dos dados de um ponto operacional, são pequenas. Por essa razão, considera-se constante o coeficiente global de transferência de calor para a zona de condensação do aquecedor. A esse respeito se comenta a seguir.

Na modelagem termodinâmica dos aquecedores de água de alimentação de superfície, cujo esquema básico está mostrado na Figura 5.6, adota-se o modelo de coeficiente global de transferência de calor (U [Kcal/h m² °C]) constante para a região do aquecedor onde ocorre a condensação do vapor, efetividade constante para o resfriador de dreno, despreza-se a perda de carga e considera-se um aquecimento suplementar da

água de alimentação quando o vapor fornecido é superaquecido. Esse aquecimento suplementar considera apenas o calor sensível do vapor, sendo o consumo de vapor determinado pela capacidade da zona de condensação. Para o aquecedor de baixa pressão que recebe o condensado drenado no aquecedor de média pressão, conforme mostrado em linha pontilhada na Figura 5.6, considera-se que o vapor reevaporado (vapor "flash") entre na zona de condensação e o condensado que permanece líquido seja dirigido ao resfriador de dreno.

A temperatura da água de alimentação na saída da zona de condensação, de acordo com Rizhkin [69], é dada pela eq. (5.27), e na saída do resfriador de dreno pela eq. (5.28).

$$T_{as} = T_{sat} - (T_{sat} - T'_{ae}) \times e^{-X} \quad (5.27)$$

onde, T'_{ae} e T_{as} = temperatura da água de alimentação na entrada e saída da zona de condensação, respectivamente.

T_{sat} = temperatura de saturação do vapor na pressão do casco do aquecedor.

e = base do logaritmo neperiano.

$$X = \frac{U \times A}{\dot{m}_a \times C_{pa}}$$

U = coeficiente global de transferência de calor na zona de condensação.

A = superfície de troca térmica da zona de condensação.

\dot{m}_a = vazão mássica de água de alimentação.

C_{pa} = calor específico a pressão constante da água.

$$T'_{ae} = T_{ae} + \varepsilon \times \left(\frac{\dot{m}_v \times C_{pc}}{\dot{m}_a \times C_{pa}} \right) \times (T_{sat} - T_{ae}) \quad (5.28)$$

onde, T_{ae} = temp. da água de alimentação na entr. do aquecedor.

ε = efetividade do resfriador de dreno.

\dot{m}_v = consumo de vapor no aquecedor.

C_{pc} = calor específico médio do condensado no resfriador de dreno.

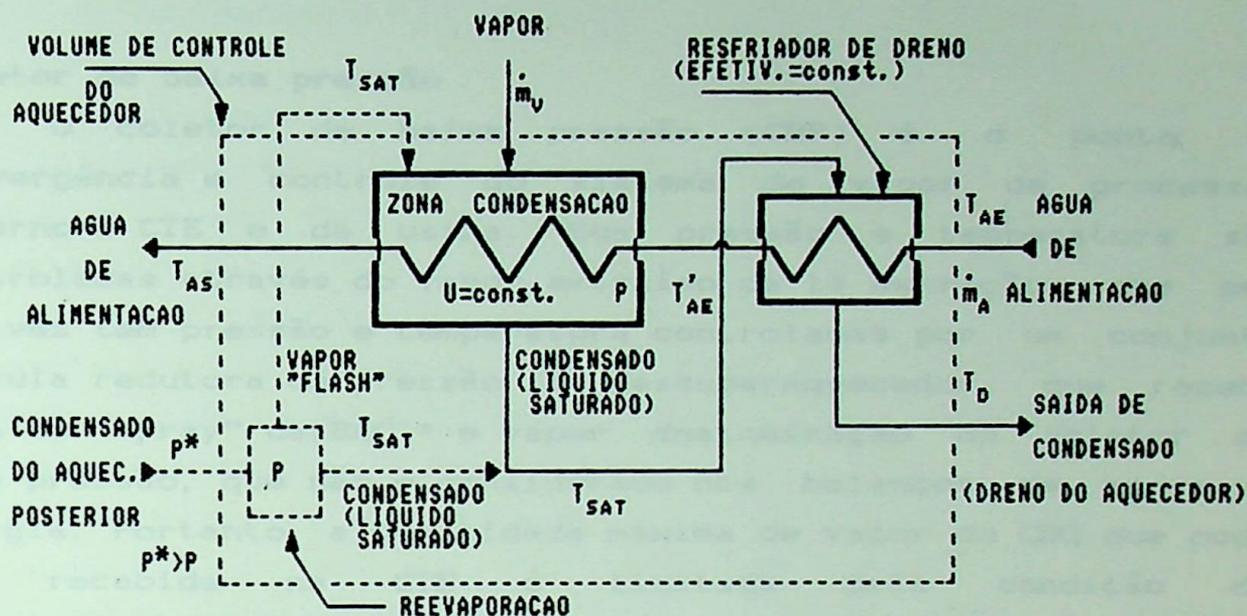


Figura 5.6 - Esquema dos aquecedores de água de alimentação de superfície.

De posse das eqs (5.27 e 5.28) e das considerações já citadas, pode-se fechar o balanço de massa e energia nos aquecedores de água de alimentação de superfície.

Bräscher Filho *et alli* [55], utiliza em seu trabalho, para predizer a temperatura da água de alimentação na saída do aquecedor e do resfriador de dreno, a diferença de temperatura terminal (DTT) e a diferença de temperatura de acesso do dreno (DTAD), conforme as curvas de desempenho dos trocadores de calor, que não estavam disponíveis durante a elaboração deste trabalho.

$$T_{as} = T_{sat} - DTT \quad (5.29)$$

$$T_d = T_{ae} + DTAD \quad (5.30)$$

onde, T_d = temperatura do condensado na saída do resfriador de dreno.

A DTT é definida por Salisbury [56] como a diferença entre a temperatura do dreno saturado deixando o aquecedor e a temperatura da água de alimentação deixando o mesmo. Por outro

lado, a DTAD pode ser definida como a diferença entre a temperatura do dreno do aquecedor e a temperatura da água entrando no mesmo.

Coletor de baixa pressão

O coletor de baixa pressão (CBP) é o ponto de convergência e controle do sistema de vapor de processo, interno a CTE e da usina. Sua pressão e temperatura são controladas através do vapor extraído da 1ª extração, que por sua vez tem pressão e temperatura controladas por um conjunto válvula redutora de pressão e dessuperaquecedor, que recebe água de "spray" das BAC's e vapor de atomização do coletor de alta pressão, que não é considerado nos balanços de massa e energia. Portanto, a quantidade máxima de vapor do CDQ que pode ser recebida na CTE é limitada pela condição de controlabilidade da pressão e temperatura no CBP, isto é, pela condição de saturação do vapor na saída do dessuperaquecedor da 1ª extração ou pela vazão zero de água de "spray" neste equipamento.

Como não foi possível correlacionar a diferença de pressão entre o vapor do CDQ e o CBP com a vazão de vapor do CDQ recebida pela CTE, adotou-se uma pressão fixa para o vapor do CDQ (maior do que a pressão no CBP).

A vazão máxima de vapor enviada para o processo (interno e externo à CTE) é limitada pela capacidade da 1ª extração, definida em 50000 Kg/h com base na curva de extração da turbina fornecida pelo fabricante.

Vapor auxiliar

Tanto o programa de simulação do bloco de condensação quanto o da caldeira não contemplam a queima de alcatrão, pois o mesmo é usado esporadicamente. Desta forma, não existe consumo de vapor para atomização e aquecimento para queima do alcatrão. No entanto, o alcatrão é mantido circulando continuamente entre a CTE e a área de tancagem, o que determina a necessidade de aquecimento do mesmo para manutenção da temperatura, sendo, para esta finalidade, destinada uma quantidade fixa de vapor definida em 390 Kg/h, conforme medição

no campo.

O vapor de processo destinado à caldeira, restringe-se ao usado no pré-aquecedor de ar a vapor (PAAV) quando o mesmo esteja em funcionamento.

Índices de desempenho

O consumo específico de vapor ("steam rate") da turbina, que é a vazão de vapor na entrada da mesma dividida pela potência gerada, é utilizado como um parâmetro de desempenho para turbinas que recebem vapor numa única condição de pressão e temperatura. Neste caso, pode-se dizer que o "steam rate" é um parâmetro de desempenho para turbinas de contra-pressão e turbinas de condensação sem extração [62].

Para turbinas operando em ciclos regenerativos ou de reaquecimento, o "steam rate" torna-se inadequado como um índice de desempenho. Em tais casos, deve-se usar o consumo específico de calor ("heat rate") como índice de desempenho [62].

$$[\text{Heat Rate}] = \frac{\left[\begin{array}{l} \text{calor fornecido} \\ \text{à turbina} \end{array} \right] - \left[\begin{array}{l} \text{calor que retorna} \\ \text{na água de alim.} \end{array} \right]}{[\text{potência na turbina}]}$$

O calor fornecido à turbina é o calor que entra na mesma através do fluxo principal de vapor mais o calor adicionado através do reaquecimento do vapor. O calor que retorna é avaliado após o último aquecedor de água de alimentação.

Quando há fluxos de vapor ou água para dentro ou fora do bloco de condensação, deve-se usar o "heat rate" efetivo como índice de desempenho [62]. No cálculo deste índice considera-se a diferença entre todos os fluxos de energia entrando e saindo do bloco de condensação, exceto o trabalho de eixo na turbina e nas bombas, como o calor líquido fornecido à turbina. Portanto, esse índice mostra-se ser mais adequado ao sistema analisado neste trabalho. O rendimento exergetico é calculado de forma similar, mas considerando fluxos de exergia ao invés de energia.

5.3.2 - Programa de simulação

O programa computacional de simulação SIMCICLO associa uma lógica de cálculo ao modelo matemático desenvolvido para o bloco de condensação, com base nas considerações fundamentais comentadas no item anterior, permitindo avaliar a influência de seis parâmetros operacionais no desempenho do bloco de condensação e compor uma configuração operacional qualquer com esses parâmetros, quando se escolhe a sétima opção do "menu" principal do programa de simulação, cujo fluxograma funcional está mostrado na Figura A.3, no Apêndice A.

São definidos 53 pontos no bloco de condensação idealizado, sendo os mesmos caracterizados pelos seguintes parâmetros: vazão, pressão, temperatura, entalpia, entropia, exergia, fluxo de energia e exergia e título do vapor, quando for o caso. Além destes pontos existem 19 volumes de controle, para os quais são realizados os balanços de massa e energia, determinada a destruição de exergia (irreversibilidade), calculados os rendimentos exergéticos e índices energéticos. Os cálculos exergéticos consideram apenas a exergia termo-mecânica, valorizada em relação a um estado de referência fixo ($P_0 = 1 \text{ atm}$, $T_0 = 298,15 \text{ K}$).

A lógica de cálculo básica do programa de simulação SIMCICLO consiste em adotar valores iniciais para as pressões nas entradas dos grupos de estágios e no condensador, vazão de vapor na exaustão da turbina, vazão e temperatura do condensado nos drenos dos aquecedores de baixa e média pressão e o rendimento isentrópico do 5º grupo de estágios da turbina, o que permite calcular o balanço de massa e energia ao redor da turbina. De posse das vazões de vapor através dos grupos de estágios calcula-se as pressões nas extrações. Caso essas pressões calculadas sejam diferentes dos valores adotados para as mesmas, repete-se os cálculos adotando os valores calculados para as pressões, num processo iterativo até que os valores convirjam. Desta forma, leva-se em conta, concomitantemente, as características de escoamento na turbina e térmicas no bloco de condensação, como recomenda Weir [58].

TABELA 5.1_ RESULTADOS DO PROGRAMA "SIMCICLO".

COMPONENTES	PONTOS	VAZAO Kg/h	P Kg/Cm2a.	T C	F.ENERGIA Mcal/h	F.EXERGIA Mcal/h	IRREVERS. Mcal/h	REND.EX. %
TURBINA	3	255262.6	86.50	507.8	208012.33	86426.60		
	4	359.0	43.96	430.4	281.28	107.30		
	5	17117.5	43.96	430.4	13411.54	5116.10		
	6	13237.4	16.85	313.8	9690.06	3191.91		
	7	15808.2	2.22	129.7	10286.49	2285.76		
	8	15613.4	.56	83.9	9480.30	1436.46		
	9	193114.1	.06	35.1	109194.67	3483.33		
	EIXO				54823.63	54823.63	15982.11	77.43
	CONDENSADOR	9	193114.1	.06	35.1	109194.67	3483.33	
	10	193114.1	.06	35.0	6781.24	32.43		
	51	12500.0	-	23.0	291981.76	79.78		
	52	12500.0	-	31.3	396980.89	853.11	2677.57	23.13
POCO QUENTE	10	193114.1	.06	35.0	6781.24	32.43		
	11	226782.4	1.32	36.3	8237.41	47.62		
	50	1590.0	1.03	25.0	39.89	0.00		
	14	297.4	.12	48.9	14.54	.27		
	16	359.0	.82	93.4	33.54	2.45		
	21	31421.8	.51	44.0	1384.83	18.44	5.97	88.86
BOMBA DE CONDENSADO	11	226782.4	1.32	36.3	8237.41	47.62		
	12	226782.4	16.00	36.5	8293.92	49.72		
	POTENCIA HIDRAULICA = 84.2 Mcal/h POTENCIA ELETRICA = 119.04 Mcal/h							32.74
EJETOR DE AR	2	297.4	86.50	507.8	242.35	100.69		
	14	297.4	.12	48.9	14.54	.27		
	12	226782.4	16.00	36.5	8293.92	49.72		
	13	226782.4	16.00	37.5	8525.14	58.75	91.39	9.00
CONDENSADOR DE SELAGEM	13	226782.4	16.00	37.5	8525.14	58.75		
	15	226782.4	16.00	38.4	8730.97	67.41		
	48	359.0	1.52	161.0	239.68	49.25		
	16	359.0	.82	93.4	33.54	2.45	38.14	18.50
SISTEMA DE SELAGEM	4	359.0	43.96	430.4	281.28	107.30		
	48	359.0	1.52	161.0	239.68	49.25	58.04	45.90
AQUECEDOR DE BAIXA PRESSAO	18	226782.4	16.00	38.4	8730.97	67.41		
	20	226782.4	16.00	79.9	18104.06	1021.66		
	21	31421.8	.51	44.0	1384.83	18.44		
	22	15808.2	2.01	81.9	1294.06	76.27	497.40	65.74
	8	15613.4	.56	83.9	9480.30	1436.46	540.04	63.86
AQUECEDOR DE MEDIA PRESSAO	20	226782.4	16.00	79.9	18104.06	1021.66		
	29	226782.4	16.00	119.2	27097.11	2805.12		
	7	15808.2	2.22	129.7	10286.49	2285.76	376.22	82.58
	22	15808.2	2.01	81.9	1294.06	76.27	426.03	80.72
DESAERADOR	29	226782.4	16.00	119.2	27097.11	2805.12		
	31	258272.8	5.20	152.8	39740.59	5574.98		
	38	18240.2	15.20	160.6	2954.50	438.39	358.81	93.95
	6	13237.4	16.85	313.8	9690.06	3191.91	860.44	86.63
BOMBA DE ALIMENTACAO DA CALDEIRA	31	258272.8	5.20	152.8	39740.59	5574.98		
	32	2712.8	60.00	154.2	421.33	59.72		
	33	255560.0	110.00	155.6	40062.27	5736.79		
	POTENCIA HIDRAULICA = 647.4 Mcal/h POTENCIA ELETRICA = 1077.5 Mcal/h							208.63
AQUECEDOR DE ALTA PRESSAO	33	255560.0	110.00	155.6	40062.27	5736.79		
	35	255560.0	110.00	192.2	49856.56	8937.60		
	44	18240.2	16.00	250.0	12723.74	4076.36	408.15	88.69
	38	18240.2	15.20	160.6	2954.50	438.39	437.16	87.98
COLETOR DE BAIXA PRESSAO	39	0.0	17.00	300.0	0.00	0.00		
	40	0.0	16.00	250.0	0.00	0.00		
	41	390.0	16.00	250.0	272.05	87.16		
	42	1200.0	16.00	250.0	837.08	268.18		
	44	18240.2	16.00	250.0	12723.74	4076.36		
	53	19830.2	16.00	250.1	13832.87	4431.28	.42	100.01
DESSUPER- AQUECEDOR	5	17117.5	43.96	430.4	13411.54	5116.10		
	32	2712.8	60.00	154.2	421.33	59.72		
	53	19830.2	16.00	250.1	13832.87	4431.28	744.54	85.61

Obs.:-As vazoes nos pontos 51 e 52 estao em m3/h.

-Estado de ref. usado no calculo da exergia (P=1 atm ,T= 25 C).

-Os valores entre parenteses nao consideram as perdas nas extracoes.

VACUO NO CONDENSADOR = 717.9 mm Hg
 POTENCIA DE EIXO DA TURBINA = 63738.6 KW
 RENDIMENTO ISENTROPICO DA TURBINA = 74.10 %
 IRREVERSIBILIDADE DO "CICLO" = 22833.96 Mcal/h
 RENDIMENTO EXERGETICO DO "CICLO" = 72.72 %
 CONSUMO ESPECIFICO DE CALOR - "HEAT RATE" = 2523.42 Kcal/kwh

Figura 5.7 - Saída típica do programa SIMCICLO.

A Opção I do "menu" principal permite avaliar a influência do vapor recebido do CDQ no desempenho do bloco de condensação, variando-se a vazão do vapor do CDQ em intervalos de 2 t/h, até um valor máximo limitado pela condição de controlabilidade das condições do vapor de processo. Os resultados são impressos em planilhas, que informam os parâmetros em todos os pontos de entrada e saída dos 19 volumes de controle, além dos rendimentos exergéticos, destruição de exergia e índices energéticos de desempenho, sendo uma impressão para cada patamar do parâmetro pesquisado. A Figura 5.7 apresenta uma saída típica do SIMCICLO.

A Opção II permite avaliar a influência do vapor enviado para processo, variando a vazão do mesmo de 5 em 5 t/h, até uma vazão mássica limitada pela capacidade da 1ª extração.

A Opção III, permite variar a vazão de vapor para o pré-aquecedor de ar a vapor em intervalos de 400 kg/h até um valor máximo de 4000 kg/h.

Na Opção IV determina-se o desempenho do bloco de condensação em função da pressão e temperatura no CBP. A pressão varia em intervalos de 1 kgf/cm² de 13 até 16 kgf/cm², e para cada patamar de pressão a temperatura é variada de 20 em 20 °C de 210 a 290 °C. Enquanto as Opções V e VI, permitem avaliar o desempenho do bloco de condensação em função da vazão e temperatura da água de resfriamento (água do mar) no condensador. A vazão neste caso varia de 500 em 500 m³/h de 10000 até 15000 m³/h e a temperatura de 1 em 1 °C de 20 até 30 °C.

Na Opção VII, pode-se definir uma configuração operacional qualquer. No entanto, o processamento é interrompido, para retornar ao "menu" principal ou encerrar o processamento, caso algum dos valores escolhidos para os parâmetros operacionais esteja fora do intervalo exequível.

CAPÍTULO 6 - RESULTADOS E DISCUSSÃO

No primeiro item deste capítulo são apresentados e discutidos os resultados das análises exergéticas realizadas na unidade nº1 da CTE/CST e na caldeira nº2 da mesma CTE, para um ponto de operação. No segundo item é analisado o comportamento termodinâmico da caldeira e do bloco de condensação em função da variação de vários parâmetros operacionais, através dos resultados dos programas de simulação SIMCALD e SIMCICLO, respectivamente.

6.1 - Casos Básicos

6.1.1 - Análise do ciclo

Nesta abordagem, já apresentada na referência [5], efetua-se a análise exergética de uma planta de potência a vapor industrial, mostrada na Figura 6.1, onde se nota como diferença em relação às plantas convencionais, a presença de um compressor (soprador de ar para o alto forno) acoplado ao mesmo eixo da turbina e do gerador.

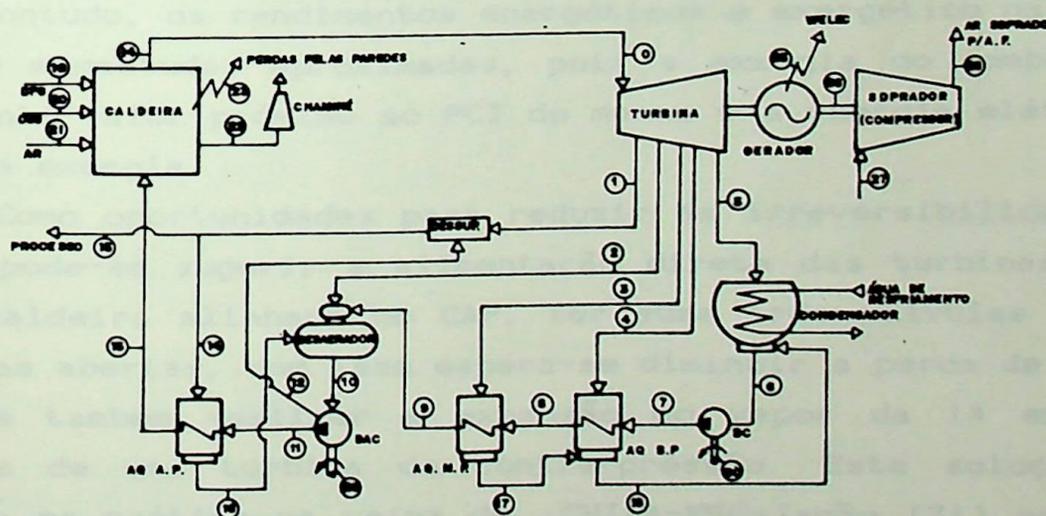


Figura 6.1 - Esquema simplificado da Unidade nº1 da CTE/CST.

Os parâmetros referentes a todos os pontos indicados na Figura 6.1, baseados nos quais foram calculados os fluxos de exergia e os componentes para os quais são avaliadas a

destruição de exergia (irreversibilidade) e os rendimentos exergéticos, são apresentados na Tabela 6.1. Os fluxos de exergia apresentados nesta tabela correspondem à exergia termo-mecânica, exceto para o caso dos combustíveis onde é incluído o poder calorífico inferior do mesmo [12]. O rendimento exergético é calculado através da expressão de ϵ_e , apresentada no item 3.4.2. Já o calor perdido pelas paredes é avaliado em 1% da energia do combustível, sendo sua qualidade atribuída pelo fator de Carnot, calculado para uma temperatura do costado da caldeira de 60 °C e temperatura do meio ambiente de 25 °C.

Os resultados desta tabela podem ser melhor visualizados através do diagrama de Grassman, mostrado na Figura 6.2., onde pode-se observar que a caldeira, segundo uma análise exergética, é o componente que mais contribui para a destruição de exergia no processo, seguida pela turbina e pelo condensador. Por essa razão, já comentada, a caldeira é analisada isoladamente no próximo item.

Quando se representa, num diagrama de Sankey, mostrado na Figura 6.3, os fluxos de energia, nota-se uma grande perda de energia agregada à água de resfriamento no condensador, enquanto a caldeira apresenta perdas de energia da ordem de 10%. Contudo, os rendimentos energéticos e exergético da planta são de magnitudes aproximadas, pois a exergia do combustível apresenta valor próximo ao PCI do mesmo e a energia elétrica é igual a exergia.

Como oportunidades para reduzir as irreversibilidades no ciclo pode-se sugerir a alimentação direta das turbinas, isto é, a caldeira alinhada no CAP, ter suas três válvulas no CAP mantidas abertas, com isso espera-se diminuir a perda de carga. Pode-se também realizar a expansão do vapor da 1ª extração através de uma turbina de contra-pressão. Esta solução foi adotada na prática na usina de CHIBA-KSC-Japão [71] com bons resultados.

6.1.2 - Análise da caldeira

Neste item apresenta-se a análise energética e exergética da caldeira em detalhes, e não como um único volume de

controle, pois, de acordo com o item anterior é nesse equipamento que ocorre cerca de 80% das irreversibilidades de uma planta de potência a vapor.

Tabela 6.1 - Parâmetros, fluxos de exergia, destruição de exergia e rendimentos exergeticos dos pontos e componentes do ciclo da Figura 6.1.

EQUIPAMENTO	PTO.	DESCRICAO	M Kg/h	T °C	Pabs Kg/cm ²	Exe Kcal/h	Exs Kcal/h	Rend. Exer. %	I	
									Kcal/h	%
CALDEIRA	19	Gas de A. F.	276000	30	1.0	148402440	-	47.33	98830530	82.68
	20	Gas de Coqueria	2862	30	1.0	23605959	-			
	21	Ar de Combustao	213968	25	1.0	0	-			
	22	Chamine	422320	185	1.0	-	3394880			
	23	P. nas Paredes	-	-	-	-	137237			
	13	Agua de Alim.	250000	198	100	9620000	-			
24	Saída de Vapor	250000	513	88	-	84665000	-	88797867		
TUBULACAO DE VAPOR	24	Saída de Vapor	250000	513	88	84665000	-	99.44	477500	0.40
0	Entr. da Turbina	250000	510	85	-	84187500	-			
TURBINA E GERADOR	0	Entr. da Turbina	250000	510	85	84187500	-	84.43	13103707	10.95
	1	1a Extração	18370	433	41	-	5455890			
	2	2a Extração	18380	329	16	-	2514970			
	3	3a Extração	15820	136	2	-	2242636			
	4	4a Extração	16000	83	0.54	-	1441920			
	5	Saída Turbina	189420	34	0.055	-	2979577			
	25	Bornes Gerador	-	-	-	-	29773300			
26	Eixo Soprador	-	-	-	-	26675500				
SOPRADOR	26	Eixo	-	-	-	26675500	-	96.16	1016600	0.85
27	Succao	550620	25	1.0	-	-				
28	Recalque	550620	225	5.5	-	25650892				
CONDENSADOR	5	Saída Turbina	189420	34	0.055	2979577	-	0.68	3103847	2.60
6	Saída de Cond.	221250	34	0.055	-	21240				
18	Entr. Condensado	31830	81.4	0.51	151511	-				
BOMBA DE CONDENSADO	6	Succ. da Bomba	221250	34	0.8	21240	-	22.41	123299	0.10
7	Recalq. da Bomba	221250	35	16	-	35621				
30	Eixo da Bomba	-	-	-	-	137600				
AQUECEDOR DE BAIXA PRESSAO	7	Entrada da Agua	221250	35	16	35621	-	98.82	185525	0.02
8	Saída da Agua	221250	80	-	-	1394310				
4	Entr. de Vapor	16000	83	0.54	1441920	-				
17	Entr. Condensado	15830	86	2	86812	-				
18	Saída de Cond.	31830	81.4	0.51	-	151511				
AQUECEDOR DE MEDIA PRESSAO	8	Entrada de Agua	221250	80	-	1394310	-	79.42	748454	0.63
9	Saída de Agua	221250	120	-	-	2801689				
3	Entr. de Vapor	15830	136	2	2242636	-				
17	Saída Cond.	15830	86	2	-	86812				
-	-	-	-	-	3636954	2888500				
DESAERADOR	9	Entr. de Agua	221250	120	-	2801680	-	91.00	526713	0.44
10	Saída de Agua	254130	150	6	-	5326819				
2	Entr. de Vapor	18382	329	16	2514970	-				
16	Entr. Condensado	22500	152	16	336873	-				
-	-	-	-	-	5853532	5326819				
BOMBA DE ALIMENTACAO DE CALDEIRA	10	Succ. da Bomba	254130	150	6	5326819	-	98.25	111605	0.09
11	Recalq. Bomba	250000	154	110	-	6188250				
12	Agua de Spray	4130	152	0.0	-	33904				
29	Eixo da Bomba	-	-	-	-	1067020				
AQUECEDOR DE ALTA PRESSAO	11	Entr. de Agua	250000	154	110	6188250	-	92.92	773920	0.65
13	Saída de Agua	250000	198	100	-	9620000				
14	Entr. de Vapor	22500	202.6	16	4742550	-				
16	Saída de Cond.	22500	159	16	-	536673				
-	-	-	-	-	10930800	10156872				
DESSUPER-AQUECEDOR	1	Entr. de Vapor	18370	433	41	5455890	-	85.45	007244	0.67
14	Saída de Vapor	22500	202.6	16	-	4742550				
15	Vapor p/ Proces	0	0	0	-	0				
12	Entr. de Agua	4130	152	0.0	93904	-				
-	-	-	-	-	5549794	4742550				

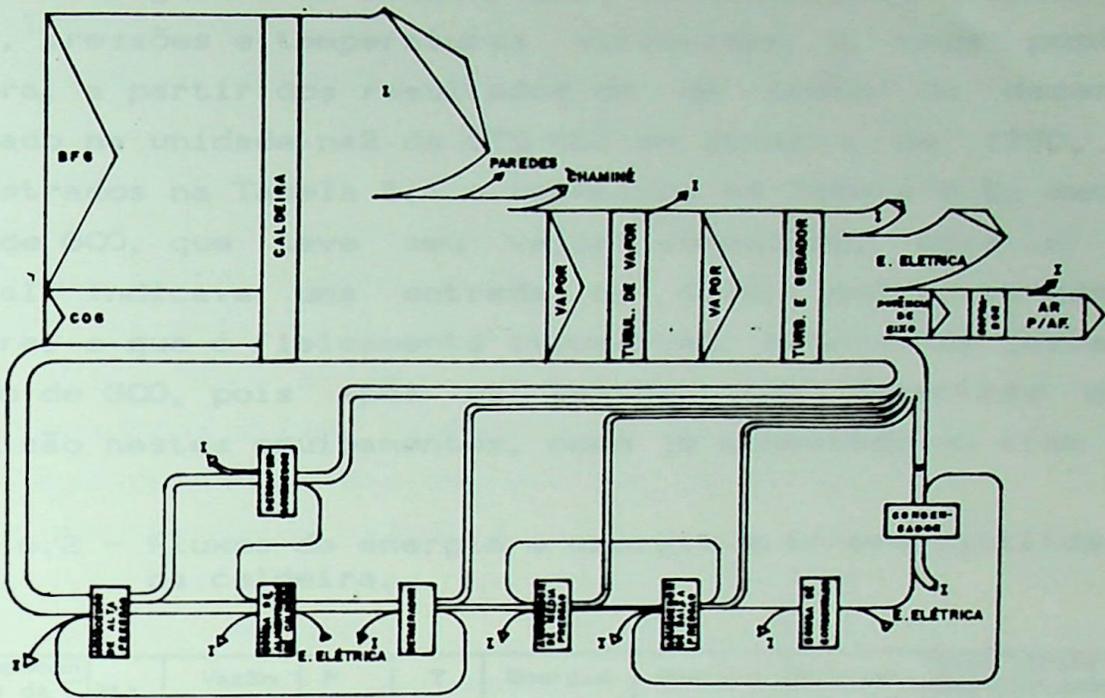


Figura 6.2 - Fluxos de exergia e irreversibilidades no ciclo (Diagrama de Grassman)

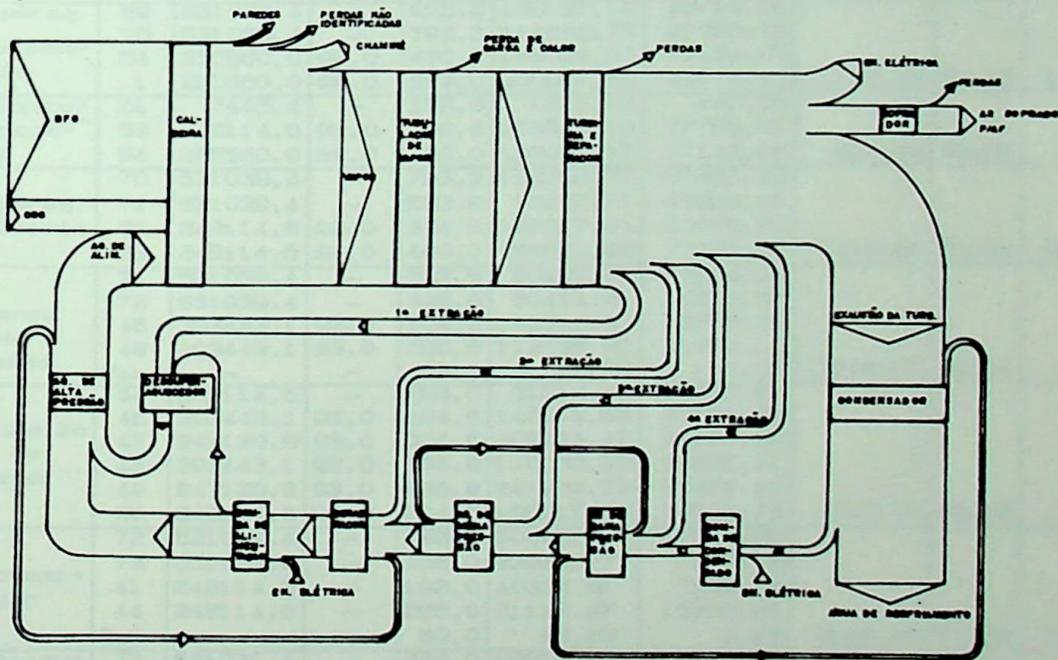


Figura 6.3 - Fluxos de Energia no ciclo (Diagrama de Sankey).

Os fluxos de energia e exergia mostrados na Tabela 6.2, permitem o cálculo das irreversibilidades e rendimentos exergéticos para cada componente da caldeira já mostrada em

detalhe na Figura 5.1. Esses fluxos são avaliados a partir das vazões, pressões e temperaturas atribuídas a cada ponto da caldeira, a partir dos resultados de um teste do desempenho realizado na unidade nº2 da CTE/CST em janeiro de 1990, que são mostrados na Tabela 5.1 e repetidos na Tabela 6.2, exceto a vazão de GCO, que teve seu valor aumentado, pois o valor original indicava uma entrada de calor pelas paredes da caldeira, o que é fisicamente impossível. Alterou-se justamente a vazão de GCO, pois após os testes, foi detectado grande imprecisão nestes equipamentos, como já comentado no item 5.2.

Tabela 6.2 - Fluxos de energia e exergia e irreversibilidades na caldeira.

Componentes da Caldeira	Pto.	Vazão kg/h	P ata	T C	Energia Mcal/h	Exergia Mcal/h	Irrever. Mcal/h	Rend. Exerg %	Efeti-vidade %
Fornalha	55	4864,4	1,08	38,0	46471,59	45426,92			
	56	274451,6	1,09	43,0	132932,89	121085,70			
	67	229126,1	-	204,0	9748,79	2035,50			
	Rec.	22597,4	-	181,0	853,67	160,81			
	69	531039,4	-	872,6	125197,12	66723,94			
	49	847129,8	93,0	296,8	241228,79	67328,27			
	47	847129,8	93,0	304,5	305774,41	98467,29			
Par.	-	-	60,0	686,12	59,72	70786,24	30,53	-	
Superaq. Secundário	69	531039,4	-	872,6	125197,12	66723,94			
	70	531039,4	-	793,3	112266,75	57350,33			
	54	255560,0	88,0	430,0	188064,37	77133,15			
1	255560,0	88,0	513,0	200991,69	84774,49	1732,27	81,52	19,73	
Dessuperaquecedor	51	7445,4	-	192,0	1219,48	240,03			
	53	248114,6	93,0	460,0	186844,89	77756,97			
	54	255560,0	88,0	430,0	188064,37	77133,15	863,84	98,89	-
70	531039,4	-	793,3	112266,75	57350,33				
Superaq. Primário	71	531039,4	-	592,8	80437,71	35569,48			
	52	248114,6	93,0	304,5	155017,94	60988,73			
	53	248114,6	93,0	460,0	186844,89	77756,97	5012,61	76,99	44,84
Banco de Tubos	71	531039,4	-	592,8	80437,71	35569,48			
	72	531039,4	-	395,0	50484,41	17545,56			
	46	393443,1	93,0	304,5	142014,63	45732,39			
	48	393443,1	93,0	296,8	112036,90	31270,11			
Par.	-	-	60,0	171,63	14,93	3546,70	80,24	-	
Tubulão de Vapor	44	248114,6	-	266,0	61112,47	15735,22			
	46	393443,1	93,0	304,5	142014,63	45732,39			
	47	847129,8	93,0	304,5	305774,41	98467,29			
	48	393443,1	93,0	296,8	112036,90	31270,11			
	49	847129,8	93,0	296,8	241228,79	67328,27			
	52	248114,6	93,0	304,5	155017,94	60988,73	347,80	99,78	-
Economizador	72	531039,4	-	395,0	50484,41	17545,56			
	73	531039,4	-	252,0	29915,17	7502,42			
	41	248114,6	-	192,0	40638,51	7998,78			
	44	248114,6	-	266,0	61112,47	15735,22			
Par.	-	-	60,0	95,28	8,29	2298,40	77,03	73,60	
Pré-aquecedor de ar regenerativo	73	531039,4	-	252,0	29915,17	7502,42			
	74	538033,8	-	181,0	20325,44	3828,74			
	66	236120,5	-	34,5	202,15	1,15			
	67	229126,1	-	204,0	9748,79	2035,50			
Par.	-	-	60,0	43,09	3,73	1635,59	27,71	77,49	
Pré-aquecedor de ar a Vapor	61	364,1	16,0	230,0	238,35	76,34			
	65	236120,5	-	31,0	0,00	0,00			
	66	236120,5	-	34,5	202,15	1,15			
	68	364,1	-	130,0	36,20	4,86	70,33	1,51	-
Chaminé	75	515436,4	-	181,0	19471,77	3667,93	-	-	-

Obs.: - Purga contínua fechada. - Temp. ref. = 31,0 °C

Os fluxos de energia são iguais às vazões em cada ponto multiplicada pela "entalpia sensível", que se refere apropriadamente ao desvio entálpico em relação ao ambiente [50].

A perda de calor através das paredes da caldeira é adotada em 0,5% do calor fornecido pelo combustível, para uma temperatura média do costado de 60 °C e uma velocidade do vento de 5 km/h, através de um ábaco próprio para avaliação dessas perdas [51]. As perdas de calor pelas paredes dos superaquecedores e PAAV foram desprezadas, sendo a perda de calor total pelas paredes distribuída conforme a área externa de cada componente da caldeira.

O diagrama de Sankey, que mostra os fluxos de energia em todos os pontos da caldeira, o aporte de energia no interior da mesma e a variação da temperatura dos gases de combustão ao longo da caldeira, elaborados a partir das temperaturas e fluxos de energia apresentados na Tabela 6.2, são mostrados nas Figuras 6.4, 6.5 e 6.6, respectivamente.

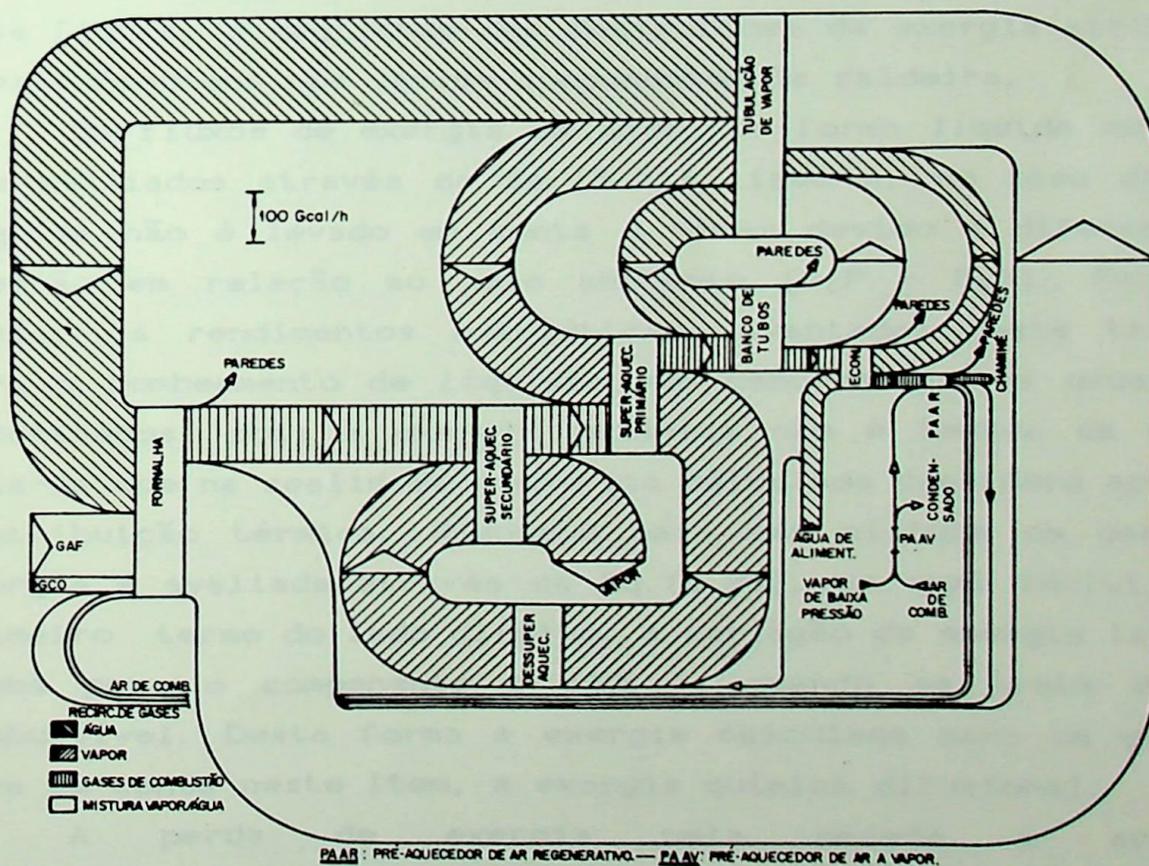


Figura 6.4 - Fluxos de energia na caldeira.

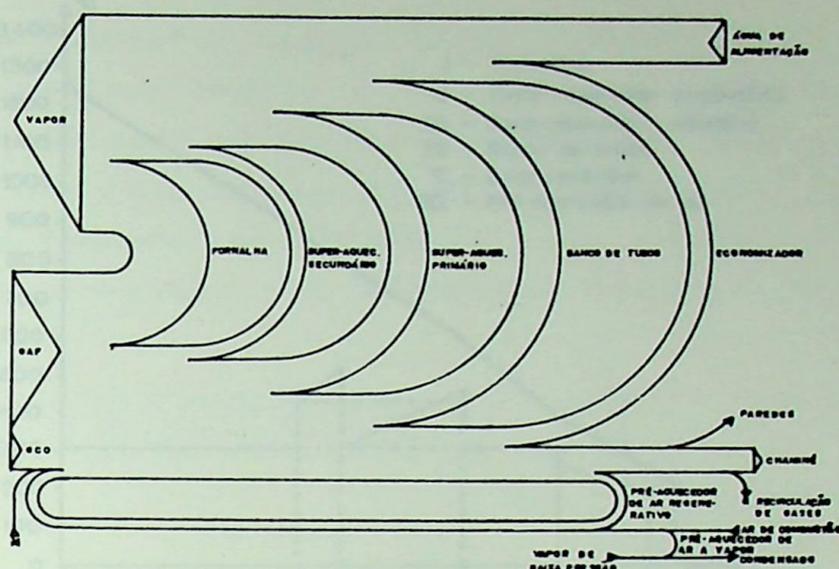


Figura 6.5 - Aporte de energia na caldeira.

Na Figura 6.6 pode-se visualizar a diferença de temperatura nos vários componentes da caldeira, assim como o ponto de menor diferença de temperatura entre os gases e a água, chamado "PINCH POINT". Sendo a irreversibilidade no processo de transferência de calor função direta da diferença de temperatura entre os fluidos, pode-se avaliar, observando essa figura, a magnitude das destruições de exergia atribuídas a esse fenômeno nos vários componentes da caldeira.

Os fluxos de exergia da água, na forma líquida ou vapor são avaliados através da Eq. (3.24), isto é, no caso de água líquida não é levado em conta o termo devido a diferença de pressão em relação ao meio ambiente ($v(P - P_0)$). Por essa razão, os rendimentos exergeticos levantados neste trabalho para o bombeamento de líquidos são menores que os usualmente encontrados, pois a exergia mecânica não é levada em conta. Nota-se que na realidade a exergia calculada considera apenas a contribuição térmica. Enquanto para uma mistura de gases, a exergia é avaliada através da Eq. (4.20), na qual inclui-se no primeiro termo do lado direito, a variação da energia livre de Gibbs para o componente i (ΔG_{0i}), quando se trata de gás combustível. Desta forma a exergia calculada para um gás não leva em conta neste item, a exergia química difusional.

A perda de exergia pela parede é avaliada multiplicando-se o fluxo de calor pelo fator de Carnot, aspecto também já comentado.

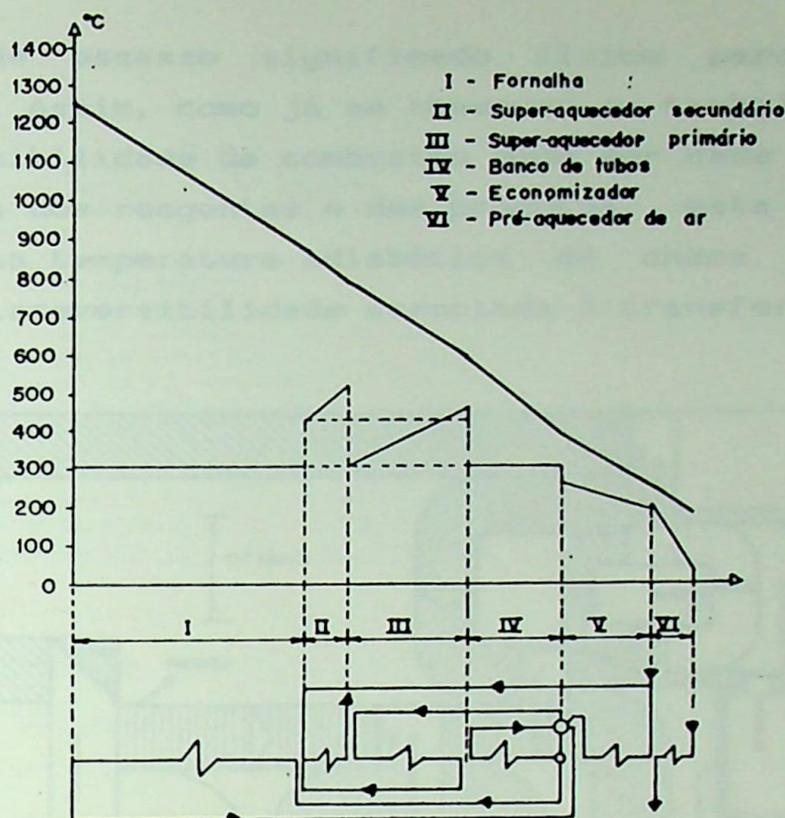


Figura 6.6 - Variação da temperatura dos gases e da água na caldeira.

O diagrama de Grassman, que mostra os fluxos de exergia em todos os pontos da caldeira e a destruição de exergia (irreversibilidade) nos componentes da mesma, e o aporte de exergia no interior da caldeira, elaborados a partir dos fluxos de exergia apresentados na Tabela 6.2, são mostrados nas Figuras 6.7 e 6.8, respectivamente.

Na determinação do rendimento energético da caldeira adotou-se o método da entrada e saída, que é baseado na razão da saída pela soma da entrada de combustível mais créditos de calor. Esse método requer medidas precisas da vazão e poder calorífico superior (PCS) do combustível e o calor absorvido pela caldeira [51]. Embora a ASME sugira o PCS para o cálculo do rendimento, neste trabalho usou-se o poder calorífico inferior (PCI), por ser de prática consagrada.

A combustão constitui, no caso das caldeiras, uma das formas predominantes de destruição de exergia, juntamente com a transferência de calor em grandes diferenças de temperatura. Quantificar corretamente tais irreversibilidades na fornalha não é tarefa simples e requer uma abordagem aproximada. Bejan [23] sugere que se estime uma "temperatura efetiva de chama",

contudo de escasso significado físico para sistemas mais complexos. Assim, como já se observou em trabalho anterior [70] a irreversibilidade da combustão pode ser dada pela diferença da exergia dos reagentes e dos produtos, esta última parcela avaliada na temperatura adiabática de chama. Por subtração, tem-se a irreversibilidade associada à transferência de calor.

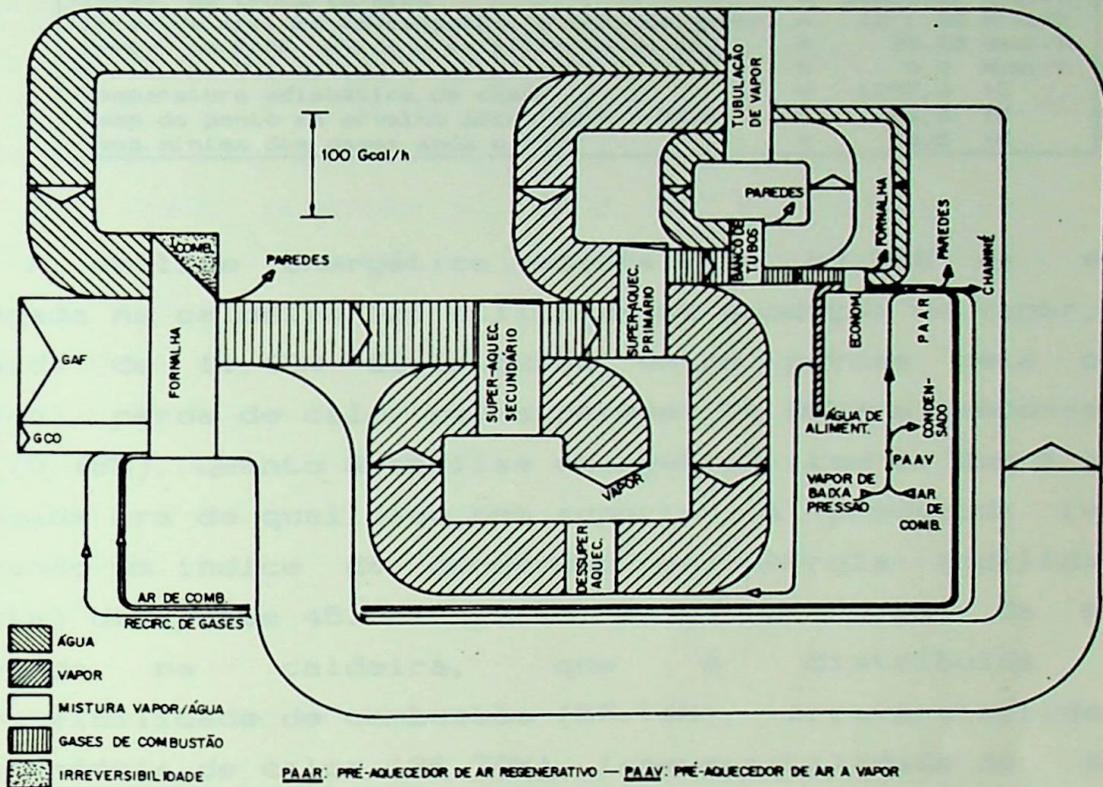


Figura 6.7 - Fluxos de exergia e irreversibilidades na caldeira (Diagrama de Grassman)

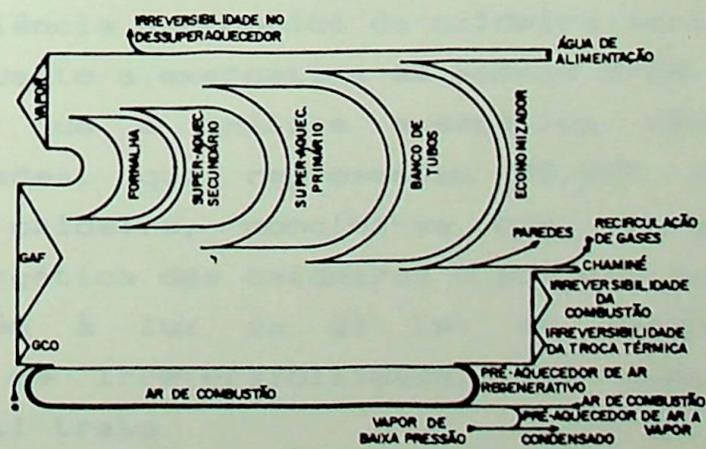


Figura 6.8 - Aporte de exergia na caldeira.

Tabela 6.3 - Índices e parâmetros levantados para a caldeira.

-Consumo de combustível (CC)	= 179404,48 Mcal/h
-Calor perdido para chaminé	= 19471,77 Mcal/h
-Calor perdido para paredes (CPP)	= 1001,17 Mcal/h
-CPP/CC	= 0,56 %
-Rendimento energético	= 88,58 %
-Consumo específico	= 702,94 kcal/kg
-Rendimento exerético	= 45,94 %
-Irreversibilidade da combustão	= 51996,48 Mcal/h
-Rendimento exerético da combustão	= 69,18 %
-Excesso de ar efetivo na combustão	= 13,23 %
-Irrev. de troca térmica	= 33050,41 Mcal/h
-Irrev. de mistura (dessuperaq. e tub. de vapor)	= 1211,65 Mcal/h
-Irrev. no PAAR devido a infiltração de ar	= 35,25 Mcal/h
-Irrev. no VII devido a infiltração de ar	= 0,0 Mcal/h
-Temperatura adiabática de chama	= 1257,0 °C
-Temp. do ponto de orvalho ácido após o PAAR	= 24,3 °C
-Temp. mínima dos gases após o PAAR	= 34,5 °C

A análise energética mostra que 88,58% da energia empregada na caldeira foi utilizada na produção de vapor, sendo a perda de 11.42% distribuída entre perdas pela chaminé (94.94%), perda de calor pelas paredes (4.88%) e condensado no PAAV (0.18%). Quanto a análise exerética, tem-se que a energia empregada era de qualidade bem superior à produzida (vapor), indicando um índice de conversão de exergia (qualidade da energia) de apenas 45.94%. Então perde-se 54.06% da exergia empregada na caldeira, que é distribuída entre irreversibilidade de combustão (57.74%), irreversibilidade na transferência de calor (36.70%), irreversibilidade de mistura (1.38%), perdas pela chaminé (4.07%), perdas pelas paredes (0.10%) e condensado no PAAV (0.005%).

Nota-se que a perda pela chaminé é predominante do ponto de vista energético, mas bem menos significativa do ponto de vista exerético. Por exemplo, eliminando-se a perda pela chaminé a eficiência energética da caldeira seria incrementada em 10.84%, enquanto a exerética em apenas 2.2%.

Uma vez que a análise energética não enxerga as irreversibilidades, que representam 95.82% das perdas de exergia numa caldeira, conclui-se que, para melhorar a eficiência exerética das caldeiras o projeto das mesmas deve ser feito também à luz da 2ª Lei da Termodinâmica, embora algumas fontes de irreversibilidade, tal como a combustão, sejam de difícil trato.

O balanço exerético de uma caldeira que produz 2090 t/h

de vapor superaquecido (167 kgf/cm^2 , $542 \text{ }^\circ\text{C}$) e 1860 t/h de vapor ressuperaquecido ($36,6\text{--}34,6 \text{ kgf/cm}^2$, $318\text{--}541 \text{ }^\circ\text{C}$), queimando, para isso, 151 t/h de combustível (PCS = 10301 kcal/kg , H = 11.5% , C = 82.5% , S = 3.0% , O = 1.0% , N = 1.0% , H_2O = 0.8% , Cinzas = 2.0%), foi apresentado por Buchet [40]. O balanço indicou uma eficiência exergética de 50.3% ($4,36\%$ superior à da caldeira apresentada neste trabalho), sendo as perdas de exergia (49.7%) distribuídas em irreversibilidade da combustão (78.93%), da transferência de calor ($18,35\%$) e perdas pela chaminé (2.78%). A diferença entre as irreversibilidades de combustão, em parte, explica-se pelo fato de que Buchet considera como irreversibilidade de combustão toda aquela ocorrida na fornalha, sem separar a parcela realmente devida à reação química. Desta forma, o valor da irreversibilidade na transferência de calor é afetado para baixo, pois parte da geração de entropia na fornalha é devido a transferência do calor. A perda de exergia pela chaminé é menor na caldeira apresentada por Buchet, pois a temperatura dos gases é de apenas $150 \text{ }^\circ\text{C}$ contra $181 \text{ }^\circ\text{C}$ na caldeira apresentada neste trabalho. Não obstante, os resultados são comparáveis.

6.2 - Alternativas Operacionais

Os resultados obtidos, através dos programas de simulação SIMCICLO e SIMCALD variando-se os parâmetros operacionais, definidos anteriormente, no bloco de condensação e caldeira, são analisados aqui com a finalidade de determinar a influência dessa variação no desempenho da central termoelétrica. Porém, devido a grande quantidade de casos estudados, e portanto de resultados, apresenta-se no Apêndice B as tabelas somente com alguns índices e parâmetros de desempenho em função dos parâmetros operacionais variados, para algumas das configurações consideradas básicas.

6.2.1 - Caldeira

O programa de simulação da caldeira apresenta muitos processos de cálculos iterativos intercalados, além do incremento discreto da taxa de recirculação dos gases de

combustão. Por essa razão, como pode-se observar nas próximas figuras e na Tabela B.2 no Apêndice B, os resultados apresentam certas flutuações, que podem ser diminuídas, adotando-se tolerâncias menores nos processos iterativos e incrementos menores da taxa de recirculação de gases. No entanto, isto acarreta um aumento considerável no tempo de processamento, que já é grande, sem vantagem justificável. Depois dos pontos obtidos pode-se ajustar curvas.

6.2.1.1 - Excesso de ar na combustão

O balanço entre a quantidade de calor transferido por radiação na fornalha e por convecção no restante da caldeira é trabalhado pelo programa de simulação SIMCALD buscando sempre o controle de temperatura. Quando a carga convectiva torna-se forçadamente excessiva, como é o caso mostrado na Figura 6.9 para a taxa de recirculação dos gases de combustão mantida constante durante o incremento do excesso de ar na combustão, o rendimento da caldeira é menor do que o ótimo. Nesta mesma figura, pode-se observar que, permitindo à taxa de recirculação dos gases de combustão variar, o rendimento não se altera, até que a recirculação seja totalmente fechada. A partir desse ponto a vazão de spray que se mantinha próximo de zero começa a crescer e o rendimento a diminuir. Tanto o excesso de ar de combustão quanto a taxa de recirculação dos gases de combustão, ao aumentar, provocam uma diminuição da temperatura na fornalha e conseqüentemente da quantidade de calor transferido na fornalha.

6.2.1.2 - Porcentagem de GCO no "mix" de combustível

Na Figura 6.10 observa-se que a queima de um gás mais rico, isto é, com poder calorífico mais alto, propicia uma elevação no rendimento energético da caldeira. O rendimento aumenta rapidamente até 5% de GCO na mistura GAF/GCO quando a vazão de spray atinge o zero e a taxa de recirculação começa a crescer. A partir desse ponto o rendimento cresce mais lentamente e a taxa de recirculação dos gases de combustão aumenta, por imposição do sistema de controle da temperatura do vapor.

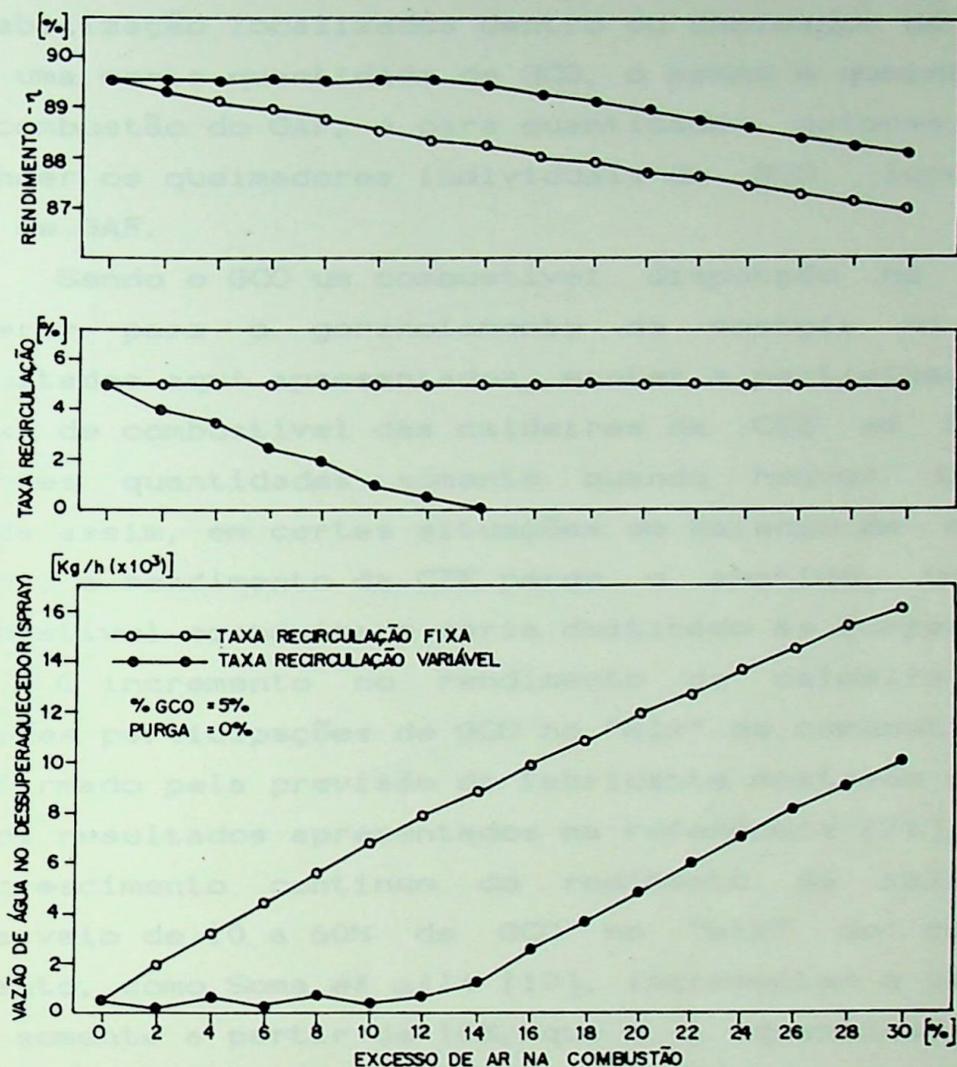


Figura 6.9 - Desempenho da caldeira em função do excesso de ar na combustão.

Este comportamento é coerente com o modelo adotado de radiação pura na fornalha e somente convecção nos superaquecedores. Entretanto, na prática, como os queimadores de GCO localizam-se acima dos de GAF, a chama mais luminosa do GCO pode irradiar calor para os primeiros tubos do superaquecedor secundário, o que certamente alteraria um pouco os resultados obtidos. Além disso, considerando que esses queimadores de GCO estão distribuídos nos quatro cantos da fornalha e em dois níveis, a escolha de qual queimador deve ser

aceso, influencia no desempenho da caldeira. Cabe lembrar que o modelo adotado considera a combustão de uma mistura GAF/GCO, enquanto na realidade esses gases são queimados em queimadores individuais, sendo os chamados queimadores de GCO para estabilização localizados dentro do queimador de GAF. Portanto, até uma certa quantidade de GCO, o mesmo é queimado na região da combustão do GAF, e para quantidades maiores, começa-se a acender os queimadores individuais de GCO, localizados acima dos de GAF.

Sendo o GCO um combustível disputado na usina pode-se sugerir para o gerenciamento da energia na CST, pelos resultados aqui apresentados, manter a participação do GCO no "mix" de combustível das caldeiras da CTE em 5%, destinando maiores quantidades somente quando houver disponibilidade. Ainda assim, em certas situações do balanço de combustível na usina, o rendimento da CTE perde o sentido, uma vez que o combustível economizado seria destinado às torres de queima.

O incremento no rendimento da caldeira em razão de maiores participações de GCO no "mix" de combustível pode ser confirmado pela previsão do fabricante mostrada na Tabela 2.5 e pelos resultados apresentados na referência [71], que indicam um crescimento contínuo do rendimento da caldeira para um intervalo de 10 a 60% de GCO no "mix" de combustível. No entanto, como Soma *et alii* [10], incrementam a participação de GCO somente a partir de 10%, que é a quantidade mínima para estabilização da combustão do GAF, não se tem comprovação para o comportamento apresentado pelo programa de simulação entre 0 e 5% de GCO.

6.2.1.3 - Carga na caldeira

Embora o programa de simulação tenha sido criado para simular a caldeira a plena carga, que é a condição operacional mais comumente encontrada, o comportamento da mesma em função da variação da carga foi pesquisado, alterando-se a produção de vapor nos dados básicos da caldeira no programa SIMCALD, com os resultados obtidos mostrados na Figura 6.11 e na Tabela B.2. Pode-se observar nessa figura que o rendimento energético máximo nem sempre ocorre a plena carga. Dependendo da porcentagem de

GCO utilizado no "mix" de combustível obtem-se uma carga ótima. Pelas tendências dos resultados a carga nominal (250 t/h) da caldeira é ótima para uma participação de GCO em torno de 5%.

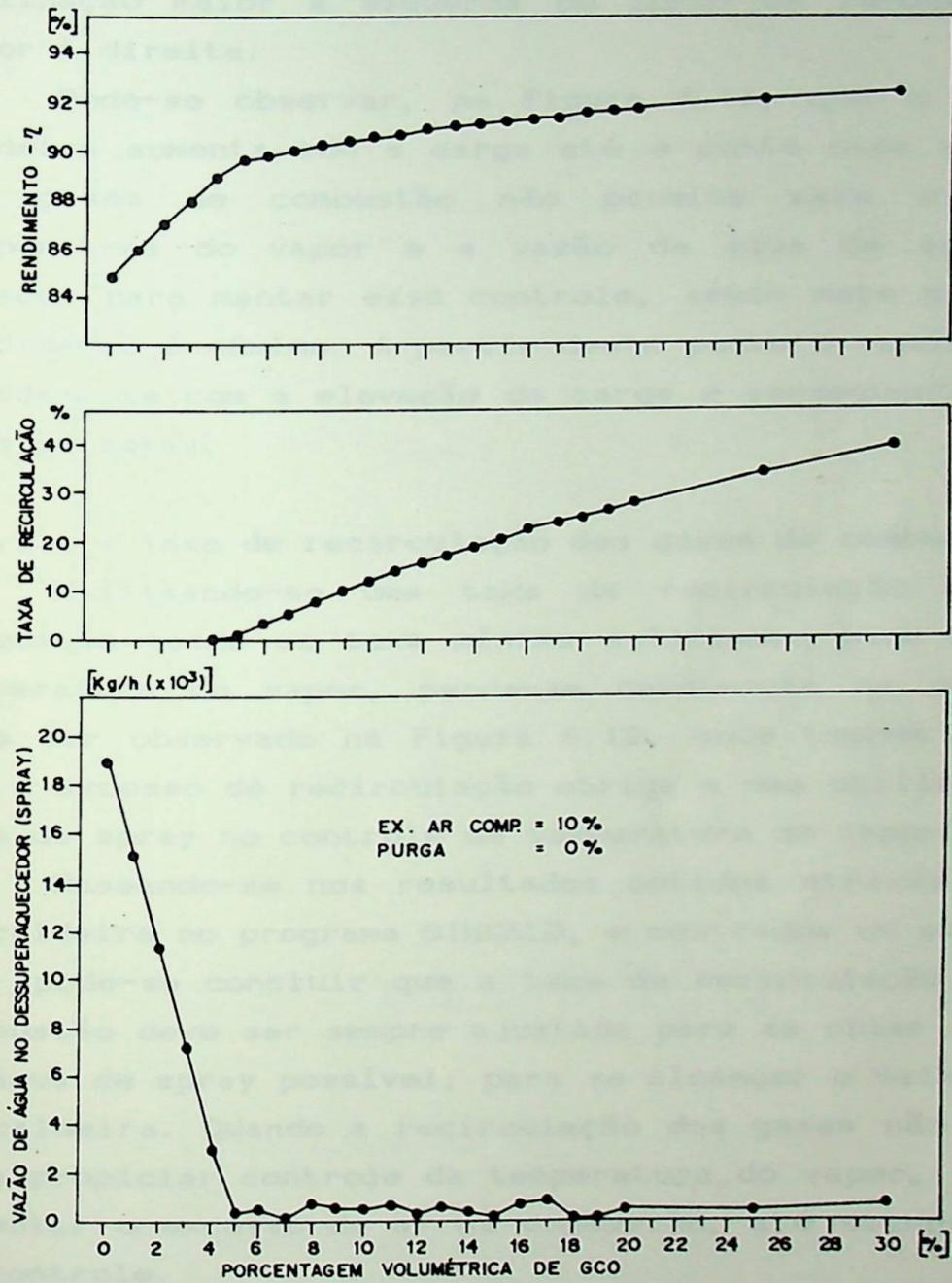


Figura 6.10 - Desempenho da caldeira em função da participação do GCO no "mix" de combustível.

O perfil dessas curvas seria um pouco alterado caso o calor perdido pelas paredes da caldeira, expresso em porcentagem do consumo de combustível e mantido constante no programa de simulação da caldeira, varia-se em função da carga da mesma conforme indica os ábacos usualmente empregados [51]. Como a perda relativa de calor pelas paredes da caldeira diminui com o aumento da carga, as curvas apresentadas teriam inclinação maior à esquerda do ponto de rendimento ótimo e menor à direita.

Pode-se observar, na Figura 6.11, que o rendimento da caldeira aumenta com a carga até o ponto onde a recirculação dos gases de combustão não permite mais o controle da temperatura do vapor e a vazão de água de spray começa a crescer para manter esse controle, sendo este o ponto onde o rendimento é máximo. A partir deste ponto o rendimento diminui rapidamente com a elevação da carga e conseqüente elevação de água de spray.

6.2.1.4 - Taxa de recirculação dos gases de combustão

Utilizando-se uma taxa de recirculação dos gases de combustão acima da taxa mínima suficiente para o controle da temperatura do vapor, perde-se rendimento na caldeira, como pode ser observado na Figura 6.12, onde também pode-se notar que o excesso de recirculação obriga a uma utilização maior de água de spray no controle da temperatura do vapor.

Baseando-se nos resultados obtidos através da simulação da caldeira no programa SIMCALD, e mostrados em parte na Tabela B.2, pode-se concluir que a taxa de recirculação dos gases de combustão deve ser sempre ajustada para se obter a menor vazão de água de spray possível, para se alcançar o melhor rendimento da caldeira. Quando a recirculação dos gases não é suficiente para propiciar controle da temperatura do vapor, deve-se então aumentar o excesso de ar na combustão, até atingir a condição de controle.

Uma limitação física na recirculação de gases é que a vazão não pode ser zerada, sob pena de vibrações excessivas nos dutos e sobre-aquecimento na região de entrada na fornalha. Portanto, com essa limitação, em algumas situações, torna-se

obrigatório funcionar a caldeira com desempenho inferior ao ponto ótimo.

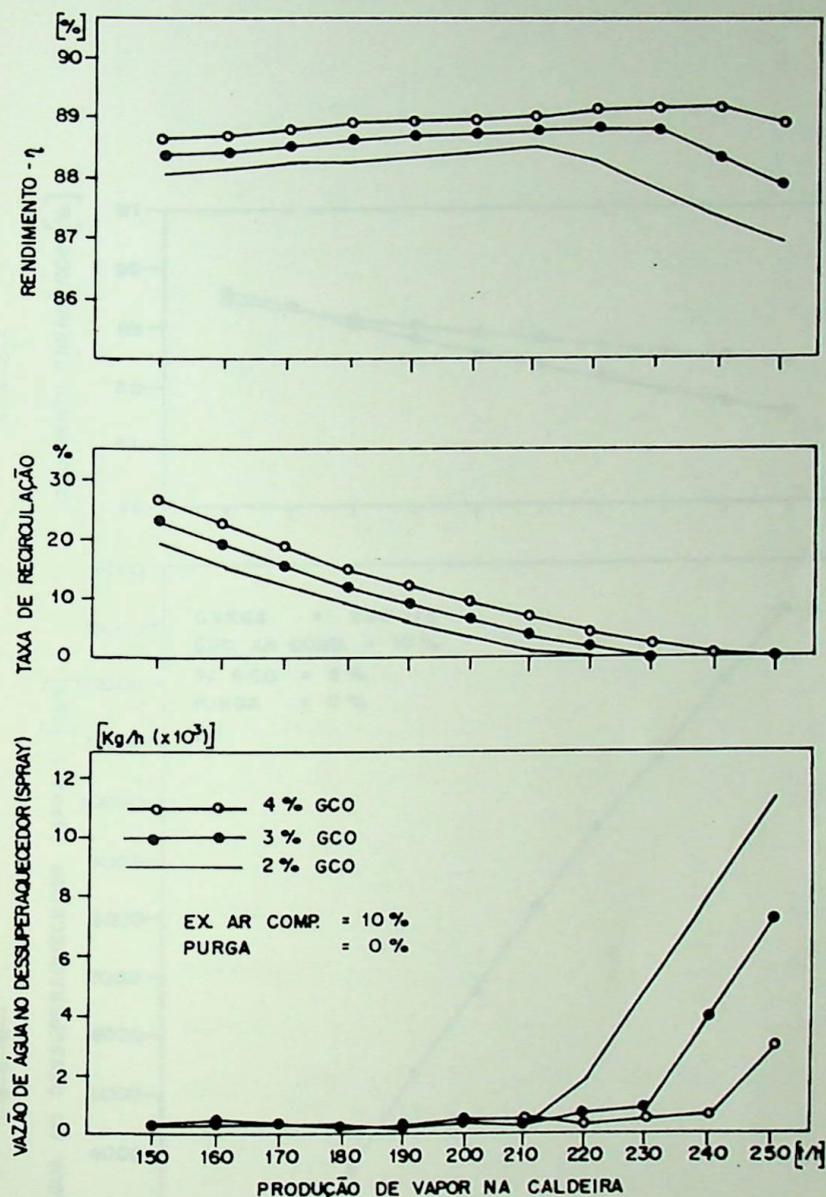


Figura 6.11 - Desempenho da caldeira em função da carga.

6.2.1.5 - Pré-aquecimento do gás de alto forno

O pré-aquecimento do GAF é o único parâmetro simulado para a caldeira, que não consiste uma flexibilidade operacional real, pois, como comentado anteriormente no item 5.2.4, o pré-aquecedor de GAF de fato não existe.

O aumento expressivo do rendimento da caldeira com o

pré-aquecimento do GAF deve-se principalmente à diminuição das perdas pela chaminé, conforme é mostrado na Figura 6.13. O aumento do rendimento exerético é menor que o energético devido a perda relativa de exergia pela chaminé ser menor do que a perda relativa de energia pela mesma.

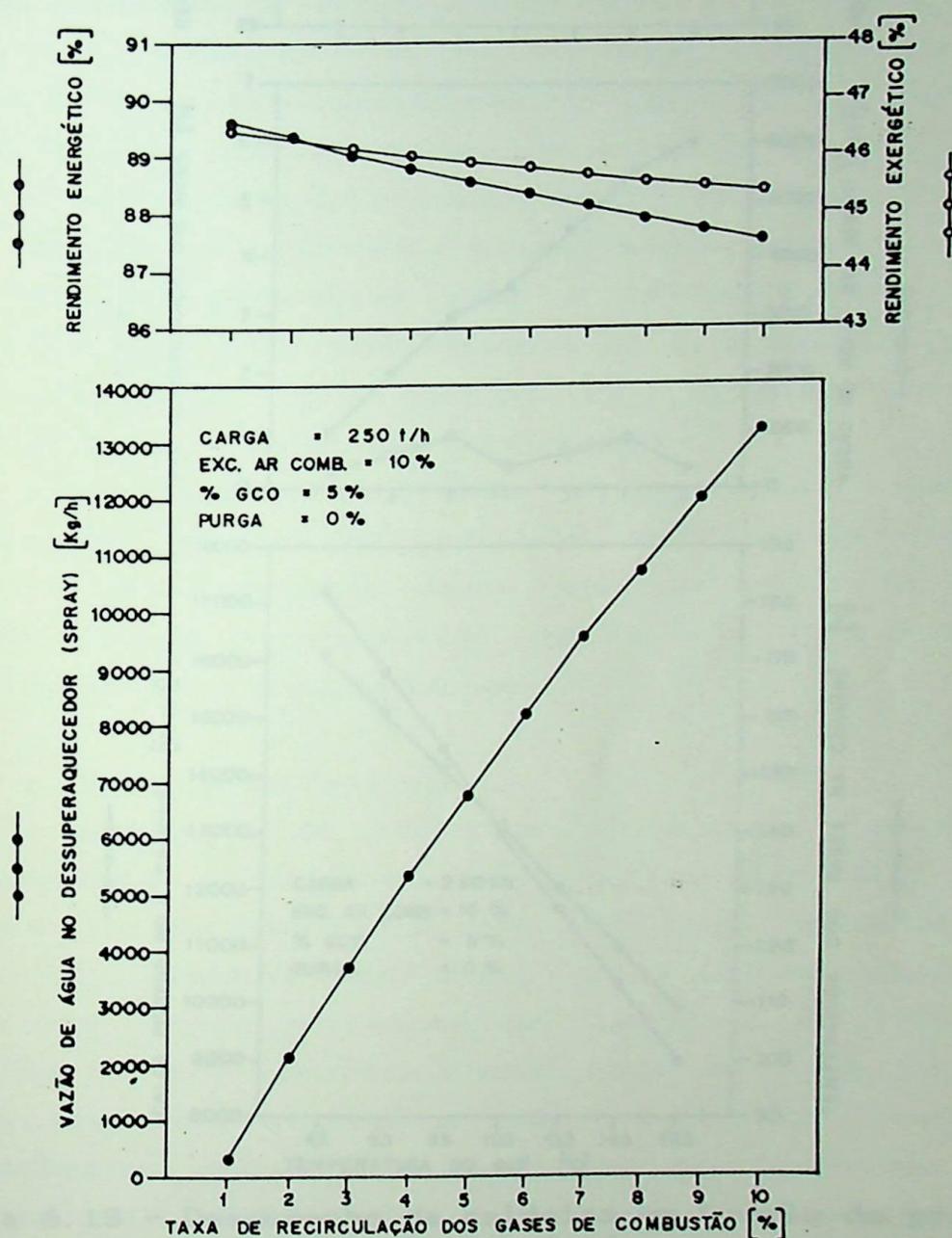


Figura 6.12 - Desempenho da caldeira em função da taxa de recirculação dos gases de combustão.

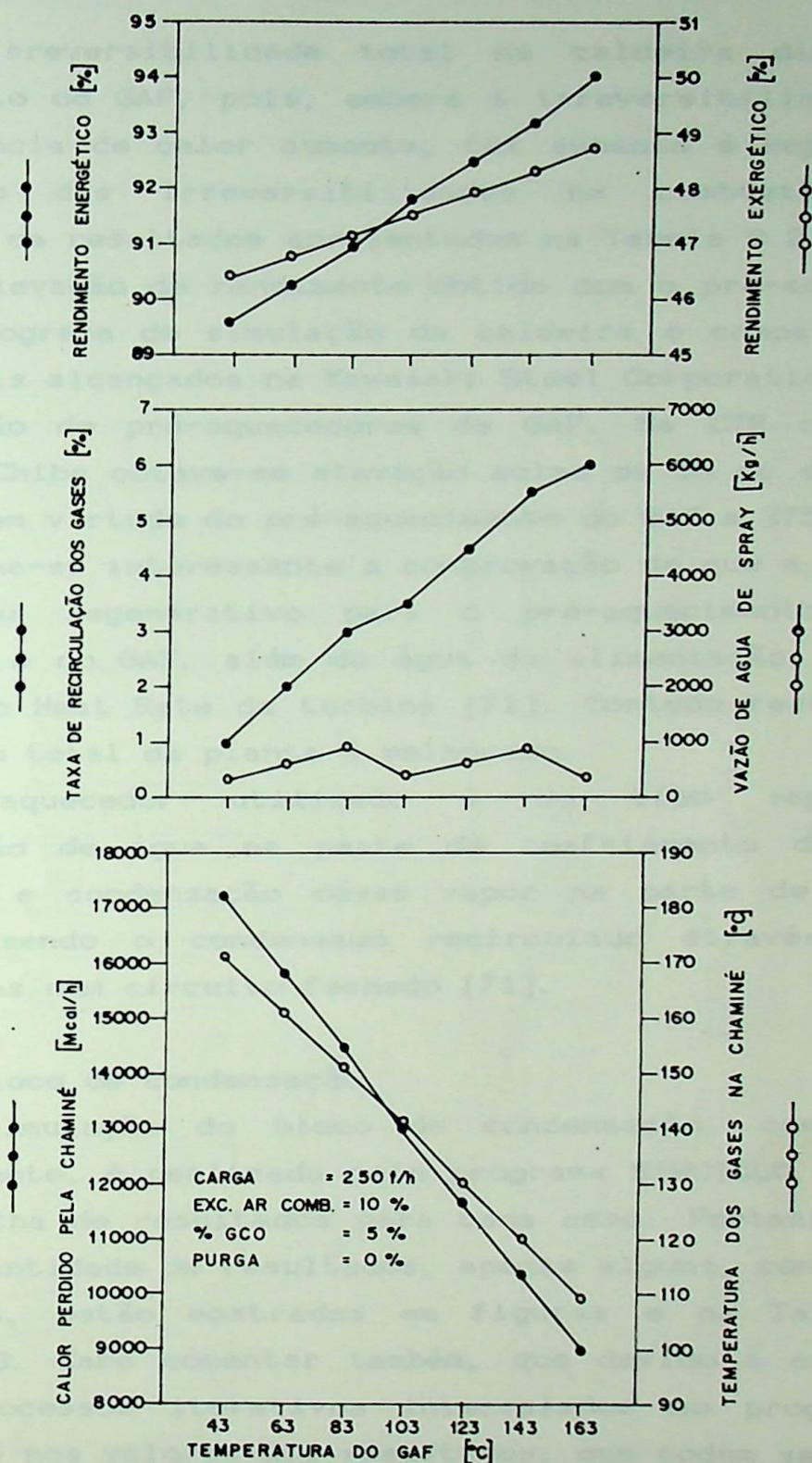


Figura 6.13 - Desempenho da caldeira em função do pré-aquecimento do GAF através dos gases de combustão.

O vazamento de gases muito quentes da fornalha para o meio ambiente, através de aberturas é muito prejudicial do ponto de vista exergético, enquanto o lançamento de gases com

temperaturas moderadas no meio ambiente não é tão prejudicial [3].

A irreversibilidade total na caldeira diminui com o aquecimento do GAF, pois, embora a irreversibilidade devido a transferência de calor aumente, tal aumento é suplantado pela diminuição das irreversibilidades na combustão, conforme comprovam os resultados apresentados na Tabela B.2.

A elevação de rendimento obtida com o pré-aquecimento do GAF no programa de simulação da caldeira é compatível com os dados reais alcançados na Kawasaki Steel Corporation [71] com a implantação de pré-aquecedores de GAF. Na CTE nº3 da Usina Oeste de Chiba obteve-se elevação acima de 5% na eficiência da caldeira em virtude do pré-aquecimento do GAF a 275 °C.

Torna-se interessante a comprovação de que a extrapolação do sistema regenerativo para o pré-aquecimento do ar de combustão e do GAF, além da água de alimentação, propicia um aumento no Heat Rate da turbina [71]. Contudo resta saber se o rendimento total da planta é melhorado.

O aquecedor utilizado é do tipo separado, com vaporização de água na parte de resfriamento dos gases de combustão e condensação desse vapor na parte de aquecimento do GAF, sendo o condensado recirculado através de bombas centrífugas num circuito fechado [71].

6.2.2 - Bloco de condensação

A simulação do bloco de condensação, como comentado anteriormente, é realizada pelo programa SIMCICLO, que fornece uma planilha de resultados para cada caso. Portanto, devido a grande quantidade de resultados, apenas alguns, considerados os principais, estão mostrados em figuras e na Tabela B.3 do Apêndice B. Cabe comentar também, que devido a existência de muitos processos iterativos intercalados no programa, surge flutuações nos valores dos resultados, que podem ser amenizadas reduzindo-se as tolerâncias de convergência nesses processos e tomando cuidado para evitar valores viciados. Observe-se que se trata de problemas semelhante ao observado no programa SIMCALD, mas com origem distinta.

6.2.2.1 - Pressão e temperatura no CBP

A potência da turbina decresce com a elevação da temperatura no CBP, pois a vazão de vapor extraído na 1ª extração aumenta devido, principalmente, à diminuição da quantidade de água vaporizada no dessuperaquecedor da 1ª extração, conforme pode ser observado na Figura 6.14 e na Tabela B.3. Os demais parâmetros mantêm-se relativamente constantes com a elevação da temperatura.

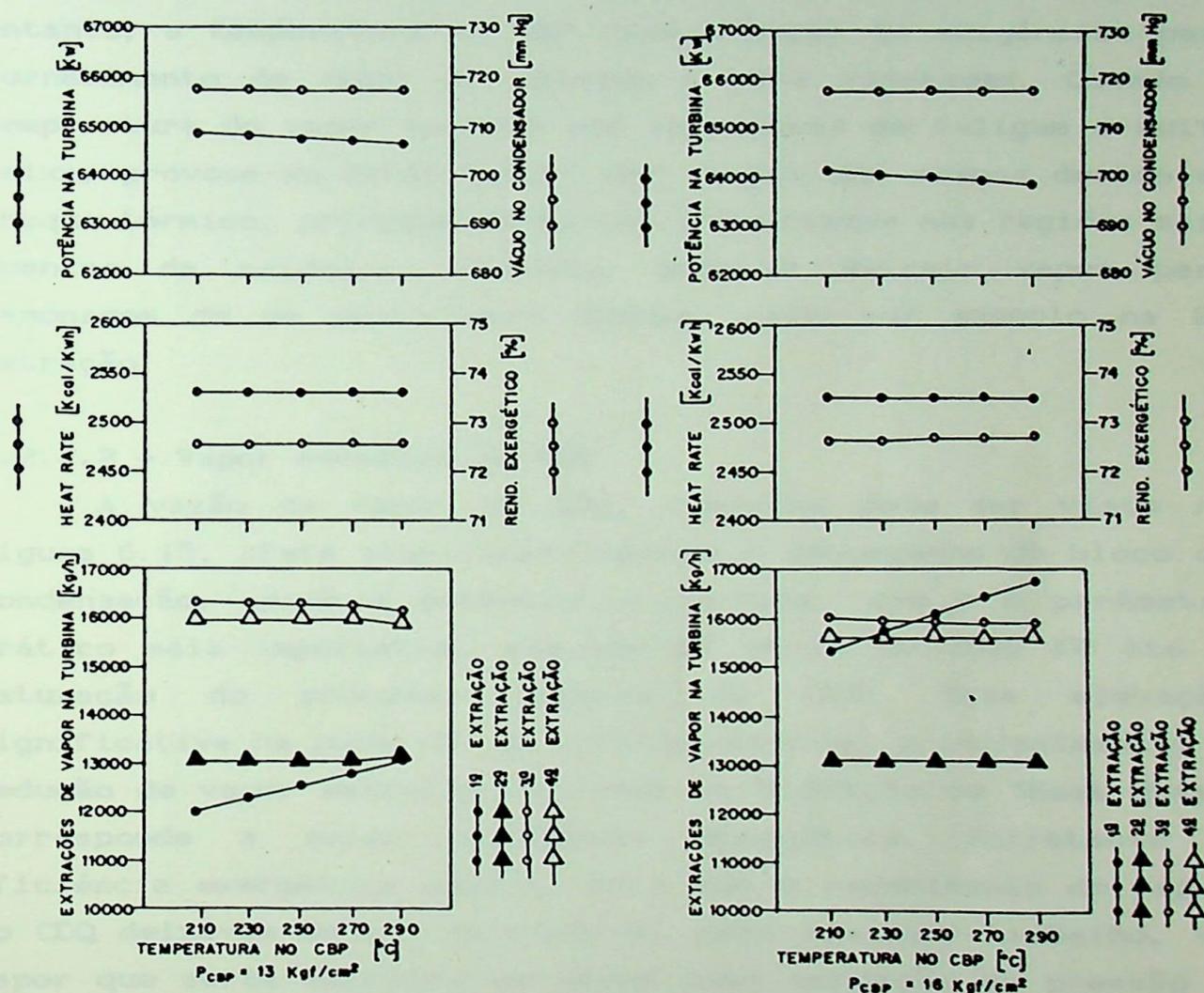


Figura 6.14 - Desempenho do bloco de condensação em função da pressão e temperatura no CBP.

Quando se eleva a pressão do CBP, nota-se a partir dos patamares apresentados na Figura 6.14, que a potência da turbina é reduzida em cerca de 740 KW para um incremento de pressão de 4 kgf/cm², devido, neste caso, ao maior consumo de

vapor no aquecedor de alta pressão, que por sua vez exige maior extração de vapor. pode-se observar também uma pequena melhoria no rendimento exergético e no "Heat Rate" do bloco de condensação.

Considerando que o combustível esteja disponível e que não haja destino alternativo para o mesmo e que a potência elétrica demandada na usina seja maior que a geração própria, deve-se procurar uma maior potência na turbina mesmo em detrimento do rendimento. Portanto, a priori, deve-se procurar trabalhar com pressões e temperaturas baixas no CBP. No entanto, a temperatura no CBP deve atender às exigências para fornecimento de vapor de selagem e para ramonagem. Quando a temperatura do vapor enviado aos sopradores de fuligem é muito baixa, provoca-se deterioração das lanças dos mesmos devido ao choque térmico, principalmente nos localizados nas regiões mais quentes da caldeira. Contudo, pode-se extrair vapor para ramonagem de um ponto mais quente, como por exemplo na 2ª extração.

6.2.2.2 - Vapor recebido do CDQ

A vazão de vapor do CDQ, conforme pode ser visto na Figura 6.15, afeta significativamente o desempenho do bloco de condensação, sendo a potência na turbina, que é o parâmetro prático mais importante, elevada em cerca de 3000 KW até a saturação do processo interno da CTE. Essa elevação significativa na potência da turbina deve-se, principalmente, a redução de vapor extraído da mesma. A elevação do "Heat Rate" corresponde a menor eficiência energética. Entretanto a eficiência exergética cresce, pois com o recebimento do vapor do CDQ deixa-se dentro da turbina, para realizar trabalho, um vapor que seria extraído da mesma numa condição de pressão e temperatura bem acima da necessária nos pontos de consumo, isto é, seria extraído um vapor de alta qualidade para uma utilização que não a exige. Portanto, o vapor do CDQ, em condições mais compatíveis com as necessidades do processo interno evita certas irreversibilidades, como por exemplo na redução da pressão e temperatura do vapor da 1ª extração. É notável como o método exergético permite visualizar este

fenômeno.

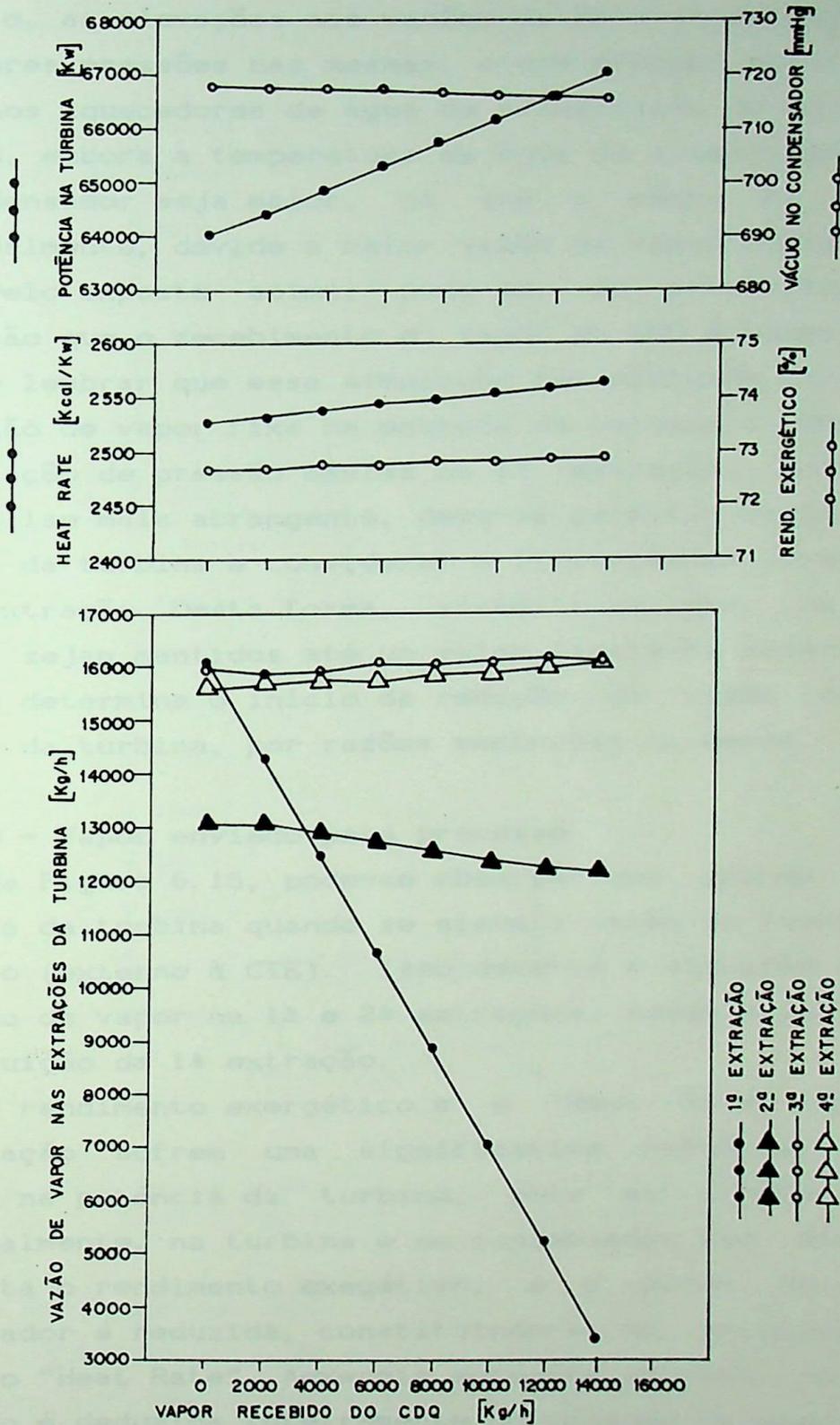


Figura 6.15 - Desempenho do bloco de condensação em função do recebimento de vapor do CDQ.

A redução da vazão de vapor extraído na 2ª extração é em virtude, principalmente, da redução da vazão de água de spray, da maior temperatura da água de alimentação na entrada do desaerador e da maior entalpia do vapor na 2ª extração. Enquanto, as elevações nas vazões da 3ª e 4ª extrações, deve-se às maiores pressões nas mesmas, o que provoca maior consumo de vapor nos aquecedores de água de alimentação de baixa e média pressão, embora a temperatura da água de alimentação na saída do condensador seja maior, já que o vácuo no mesmo caiu, principalmente, devido a maior vazão de vapor condensado.

Pelo exposto acima, pode-se, em princípio, chegar à conclusão que o recebimento do vapor do CDQ é benéfico. Porém, deve-se lembrar que essa simulação foi efetuada considerando-se uma vazão de vapor fixa na entrada da turbina e desprezando-se a limitação de pressão máxima na 1ª extração. Portanto, para uma análise mais abrangente, deve-se permitir variar a vazão na entrada da turbina e considerar a limitação de pressão máxima na 1ª extração. Desta forma, acredita-se que, os resultados obtidos sejam mantidos até um valor limite da vazão de vapor do CDQ que determina o início da redução da vazão de vapor na entrada da turbina, por razões mecânicas na mesma.

6.2.2.3 - Vapor enviado para processo

Na Figura 6.16, pode-se observar uma grande redução de potência da turbina quando se eleva a vazão de vapor enviado ao processo (externo à CTE). Isso deve-se a elevação do nível de extração de vapor na 1ª e 2ª extrações, sendo mais importante a contribuição da 1ª extração.

O rendimento exergetico e o "Heat Rate" do bloco de condensação sofrem uma significativa melhoria, apesar da redução na potência da turbina, pois as irreversibilidades, principalmente, na turbina e no condensador são diminuídas, o que afeta o rendimento exergetico, e a perda de energia no condensador é reduzida, constituindo-se no principal fator a afetar o "Heat Rate". A exergia agregada ao vapor enviado para o processo é deduzida inteiramente do consumo de exergia no bloco de condensação, enquanto que se permanecesse no ciclo provocaria mais irreversibilidades. O rendimento exergetico

crece, apesar da irreversibilidade no dessuperaquecimento do vapor da 1ª extração aumentar.

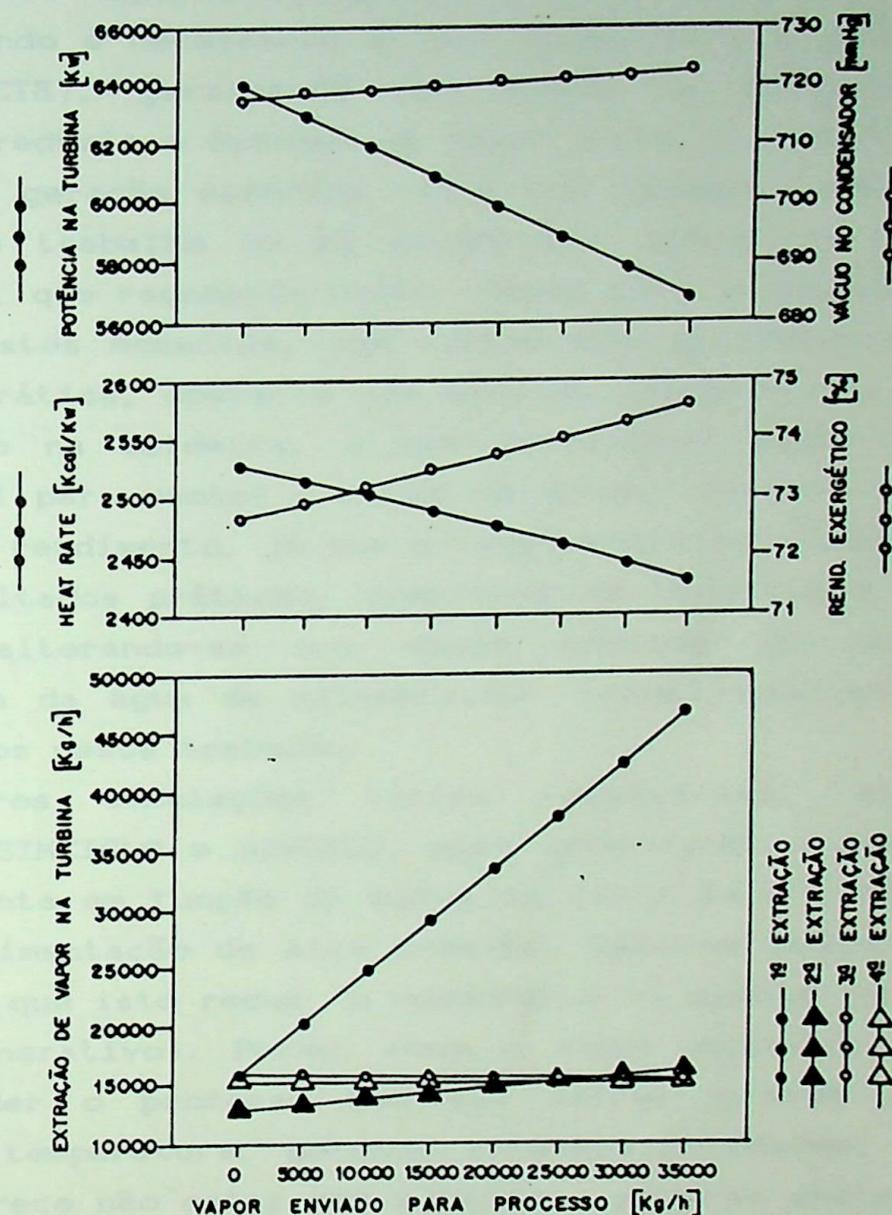


Figura 6.16 - Desempenho do bloco de condensação em função do envio de vapor para o processo.

A extração de vapor na 2ª extração aumenta devido ao maior consumo de água de spray e menor entalpia do vapor na 2ª extração. O vácuo no condensador cresce em função da menor carga no mesmo.

Do ponto de vista termodinâmico é vantajoso extrair vapor da turbina para o processo, como comprovado pela técnica da

cogeração. Porém neste caso, considerando-se a disponibilidade de combustível a preço "zero" e que a potência elétrica demandada na usina seja maior que a gerada internamente, torna-se mais importante manter a geração elétrica. Por essa razão, quando é necessário enviar vapor para o processo (para fora da CTE), geralmente por queda de produção no CDQ, sugere-se reduzir o consumo de vapor interno a CTE para manter o nível de geração elétrica. Isto foi implementado na prática através do trabalho de um grupo CCQ (Ciclo de controle de qualidade), que recomenda cortar vapor para o aquecedor de alta pressão nestes momentos, com comprovada eficiência econômica. Com essa prática, opera-se com menores temperaturas da água de alimentação na caldeira, o que determina maior consumo de combustível para manter a carga na mesma, porém a mesma opera com melhor rendimento, já que a temperatura na chaminé diminui. Esses resultados práticos, comprovam os resultados obtidos no SIMCALD, alterando-se nos dados básicos do programa, a temperatura da água de alimentação. Esses resultados não são apresentados neste trabalho.

Maiores simulações seriam necessárias, através dos programas SIMCICLO e SIMCALD, para determinar o desempenho de toda a planta em função do corte de vapor para o aquecedor de água de alimentação de alta pressão. Sabe-se pelos resultados clássicos, que isto reduz o rendimento da planta (princípio do ciclo regenerativo). Porém, como o vapor extraído na turbina para atender o processo tem que sofrer grande redução de pressão e temperatura, gerando irreversibilidades, isto é, o sistema parece não estar bem ajustado, pode-se encontrar, para essa planta, um resultado diferente caso a diminuição relativa das irreversibilidades no dessuperaquecedor da 1ª extração e no aquecedor de alta pressão seja maior que o aumento relativo da irreversibilidade nos demais componentes da planta por não se extrair esse vapor. No entanto, tal simulação não foi efetuada neste trabalho.

6.2.2.4 - Vazão de água do mar no condensador

Um ganho de cerca de 700 KW na potência da turbina é mostrado na Figura 6.17 para uma elevação de 5000 m³/h na vazão

de água do mar no condensador. O ganho de potência na turbina ocorre devido, principalmente, a elevação do vácuo no condensador, sendo esse ganho maior que o incremento da potência consumida nas bombas de água do mar, desde que não seja necessário entrar com uma outra bomba em "Stand-by", determinando assim um ganho líquido na geração elétrica interna, conforme comprovado por testes realizados na planta. Cabe lembrar que os resultados simulados consideram vazão constante na entrada da turbina.

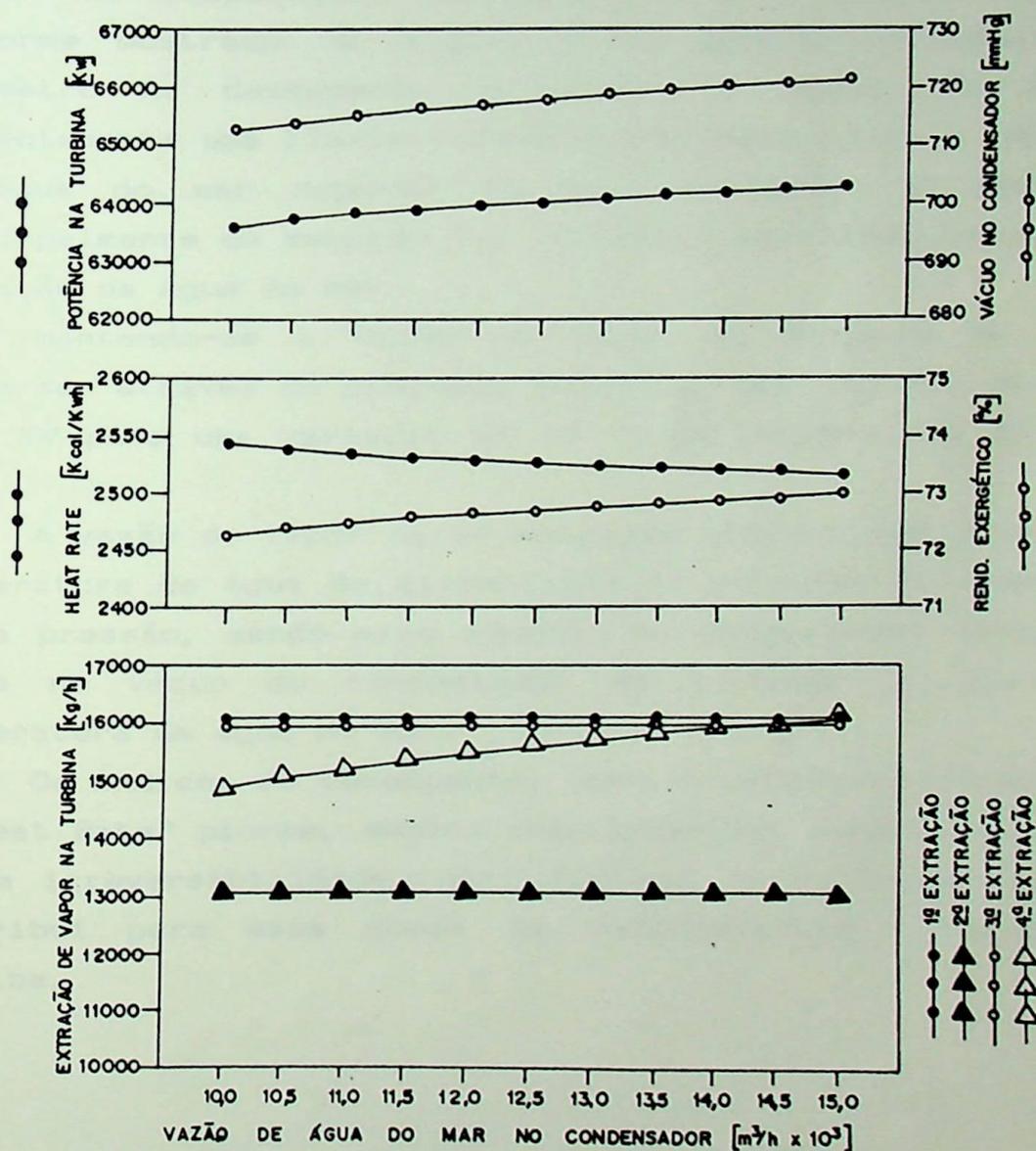


Figura 6.17 - Desempenho do bloco de condensação em função da vazão de água do mar no condensador.

O desempenho do bloco de condensação é melhorado, como pode ser visto na Figura 6.17, observando-se os gráficos do rendimento exergético e do "Heat Rate".

A vazão de vapor extraído na 4ª extração aumenta significativamente, em consequência da menor temperatura da água de alimentação na entrada do aquecedor de baixa pressão. Essa temperatura diminui devido a elevação do vácuo no condensador (diminuição da pressão absoluta).

6.2.2.5 - Temperatura da água do mar

A simulação do desempenho do bloco de condensação em função da temperatura da água do mar, embora presente, conforme mostrado na Figura 6.18, grande influência desse parâmetro no desempenho do bloco, o mesmo não constitui evidentemente uma flexibilidade operacional, pois a temperatura da água do mar depende do meio ambiente, e neste caso, principalmente do sentido das correntes marítimas na estação de captação da água do mar.

Mantendo-se a vazão de vapor na entrada da turbina, obtem-se, através do programa SIMCICLO, uma redução de cerca de 1900 KW para uma variação de 10 °C na temperatura da água do mar.

A vazão de vapor na 4ª extração diminui com o aumento da temperatura da água de alimentação na entrada do aquecedor de baixa pressão, sendo esse aumento de temperatura causado pela queda no vácuo do condensador em virtude da elevação da temperatura da água do mar.

Os índices de desempenho, como o rendimento exergético e o "Heat Rate" pioram, embora como pode ser observado na Tabela B.3 a irreversibilidade total diminui. O principal fator que contribui para essa queda de rendimento é a potência da turbina.

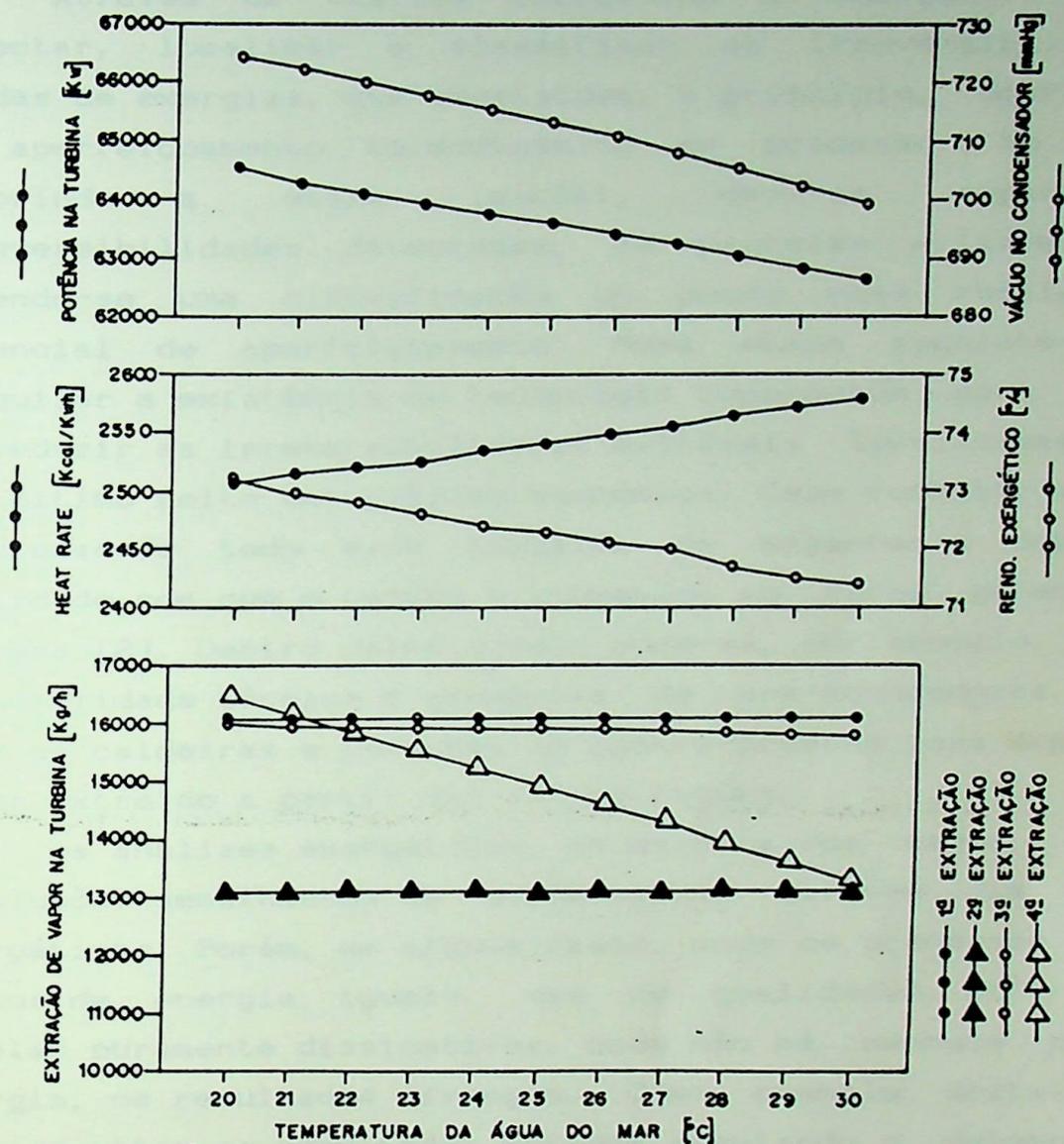


Figura 6.18 - Desempenho do bloco de condensação em função da temperatura da água do mar.

CAPÍTULO 7 - CONCLUSÕES

Através da análise energética e exergetica pode-se detectar, localizar e classificar as irreversibilidades e perdas de exergias, que constituem, a principio, oportunidades de aperfeiçoamento termodinâmico do processo. No entanto, cumprindo a etapa inicial, deve-se separar das irreversibilidades detectadas, as parcelas evitáveis [12], obtendo-se uma classificação um pouco mais realística do potencial de aperfeiçoamento. Numa etapa seguinte deve-se pesquisar a existência de tecnologia comprovada para eliminar ou reduzir as irreversibilidades evitáveis localizadas, sendo por último feito uma análise econômica. Cabe comentar ainda que o sucesso de todo esse trabalho de engenharia depende da qualidade com que o estudo é submetido ao corpo gerencial da empresa [2]. Dentro deste modelo pode-se, por exemplo, analisar a viabilidade técnica e econômica de pré-aquecedores de GAF para as caldeiras e turbinas de contra-pressão para expandir o vapor extraído a partir das 1ªs extrações.

As análises exergeticas, na maioria dos casos, levam a conclusões semelhantes às evidenciadas através das análises energéticas. Porém, em alguns casos, onde os processos recebem fluxos de energia iguais, mas de qualidades diferentes e aqueles puramente dissipativos, onde não há nenhuma perda de energia, os resultados divergem. Como exemplo destes casos, pode-se citar os resultados obtidos simulando o desempenho do bloco de condensação em função da vazão de vapor do CDQ recebido na CTE, cujos resultados foram discutidos no item 6.2.2.2. A existência destes casos justifica o emprego do método exergetico, juntamente com o energético, nas análises termodinâmicas.

Os programas de simulação desenvolvidos neste trabalho apresentam flexibilidade razoável e coerência nos resultados. Entretanto, os mesmos podem ser aperfeiçoados em muitos aspectos. No SIMCOMB seria interessante ampliar a quantidade de combustíveis abordados, fornecer todas as propriedades dos combustíveis, considerar o fenômeno da dissociação no processo

de combustão e incluir no "menu" outras opções, como por exemplo pesquisar o ponto de orvalho em função dos principais fatores que o influenciam.

No SIMCALD existem também vários pontos a serem melhorados. Quanto à flutuação dos resultados, pode-se amenizar o problema adotando-se incrementos discretos menores para a taxa de recirculação dos gases de combustão e tolerâncias menores nos diversos processos iterativos intercalados; porém aumenta-se o tempo de processamento, que é considerado alta. Em média, os tempos de processamento no CYBER 930 da EFEI, foram de 15 minutos para cada caso. A modelagem da caldeira deve ser melhorada principalmente no que diz respeito à fornalha, onde deve-se pelo menos considerar a variação da temperatura na saída da mesma em função da carga da caldeira [72], assim como a perda de calor pelas paredes [51], também uma função da carga. A queima do GCO deveria ser considerada como uma mistura até a capacidade dos estabilizadores, que são queimadores localizados dentro da região dos queimadores de GAF, e para vazões maiores de GCO, a queima seria em queimadores próprios localizados acima dos de GAF, e trocando calor por radiação com a primeira fileira de tubos do superaquecedor secundário. No "menu" principal seria interessante incluir opções para pesquisar o desempenho da caldeira quanto a queima de alcatrão e quanto a temperatura da água de alimentação.

O programa SIMCICLO pode ser desenvolvido para considerar a possibilidade de variação na vazão de entrada da turbina, retirada de aquecedores de serviço, sub-resfriamento do condensado no condensador, retirada de tubos no condensador, evolução do fator de limpeza no condensador, diferença de pressão entre o vapor do CDQ e o CBP como função da vazão de vapor do CDQ, variação da eficiência dos componentes e incluir o gerador e o soprador.

A partir dos programas SIMCALD e SIMCICLO e da instrumentação instalada na CTE/CST, pode-se desenvolver e implantar no computador de processo, que possui um terminal na sala de controle, um programa para monitoramento do desempenho da planta e treinamento de pessoal.

Os valores absolutos dos programas de simulação, como

desenvolvidos neste trabalho, dependem da exatidão com que o ponto de operação base, para a determinação das características dos equipamentos, foi definido. A variação dos resultados em torno deste ponto depende, por sua vez, do modelo adotado.

O objetivo deste trabalho é buscar a otimização da CTE/CST em função dos parâmetros operacionais que a influenciam. No entanto, somente alguns parâmetros foram simulados, e através de modelos simples. Portanto, seria interessante, a partir deste trabalho, desenvolver um modelo, para o sistema de energia como um todo, e a partir dele, com o uso dos coeficientes estruturais propostos por Kotas [12] e levando-se em conta fatores econômicos e o plano de produção da usina, fazer uma otimização termoeconômica do sistema de energia. Contudo, como o sistema de energia é composto de várias unidades, a modelagem de cada uma deveria ser simplificada a partir dos resultados obtidos pela simulação de cada unidade em função dos parâmetros comuns com as outras e dos parâmetros internos, para se obter rapidez nos processos de cálculo. Desta forma, sugere-se a elaboração de um programa para gerenciamento e otimização termoeconômica do sistema de energia levando-se em conta o plano de produção da usina. Um passo mais avançado seria buscar a otimização global, levando-se em conta a energia no planejamento da produção.

Extrapolando a análise termodinâmica da central termoelétrica, considerando-a inserida no sistema de energia e produção da usina, pode-se ainda sugerir várias alterações do sistema, para uma utilização mais racional dos insumos energéticos do ponto de vista termodinâmico. Naturalmente que cada sugestão deve sofrer uma análise técnica e econômica antes de sua implantação.

Uma usina integrada a coque apresenta grande consumo de energia elétrica e energia térmica a altas temperaturas, e relativamente pequena demanda térmica a baixas temperaturas (vapor de processo). Desta forma, deve-se incrementar o consumo de vapor de processo, desenvolvendo novas aplicações na usina, desde que liberem mais combustível para a central termoelétrica ou incremente a produção de algum equipamento ou unidade, podendo neste caso até incentivar a instalação de indústrias

satélites que comprariam vapor de processo.

O modelo mais racional para uma central termoelétrica numa siderúrgica é um ciclo combinado com turbina a gás, turbina a vapor e caldeira de recuperação, com o GAF como combustível. Em alguns casos, onde já existe plantas convencionais instaladas, às vezes torna-se possível e vantajoso promover o repotenciamento pela introdução de turbinas a gás e caldeira de recuperação com o aproveitamento do bloco de codensação. O repotenciamento realizado na Nippon Steel Corporation - Usina de Kamaishi, no Japão em 1982, com a utilização de uma turbina a gás de 14 [MW] para a queima de GAF, permitiu elevar a potência da planta de 14 [MW] para 23 [MW] e a eficiência foi aumentada em 13% [73].

Turbinas pequenas de baixo rendimento, normalmente utilizadas na coqueria, podem ser substituídas por motores elétricos, sendo o vapor liberado enviado para uma única turbina localizada na CTE ou num outro local caso seja vantajoso. Com essa medida a eficiência total do sistema é aumentada, a área da coqueria torna-se menos congestionada de tubulações, a confiabilidade do sistema aumenta, uma vez que a geração de energia elétrica na CTE é mais confiável que a geração de vapor no CDQ, e a corrosão nesta área seria diminuída em virtude da queda da umidade, associada às exaustões destas pequenas turbinas.

A instalação de novas unidades do CDQ ou reforma das existentes deve contemplar a produção de vapor a maiores pressões e temperaturas.

Cabe lembrar que todas essas medidas devem ser acompanhadas por adaptações na CTE para receber os combustíveis e energia térmica liberada para a mesma e que toda a potência elétrica extra tenha mercado, interno ou externo à indústria.

APÊNDICE A - FLUXOGRAMAS FUNCIONAIS DOS PROGRAMAS DE SIMULAÇÃO

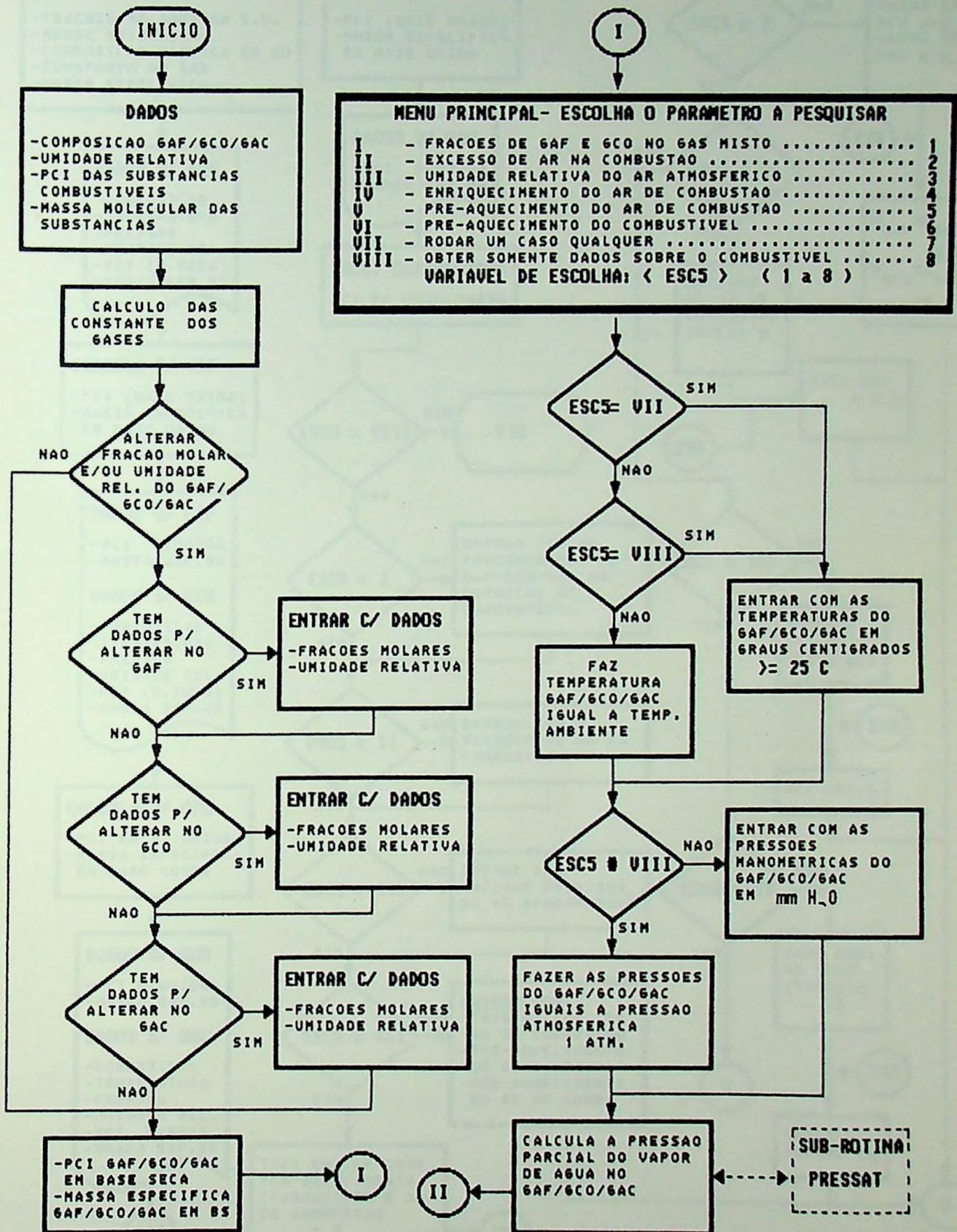


Figura A.1 - Fluxograma funcional do programa SIMCOMB.

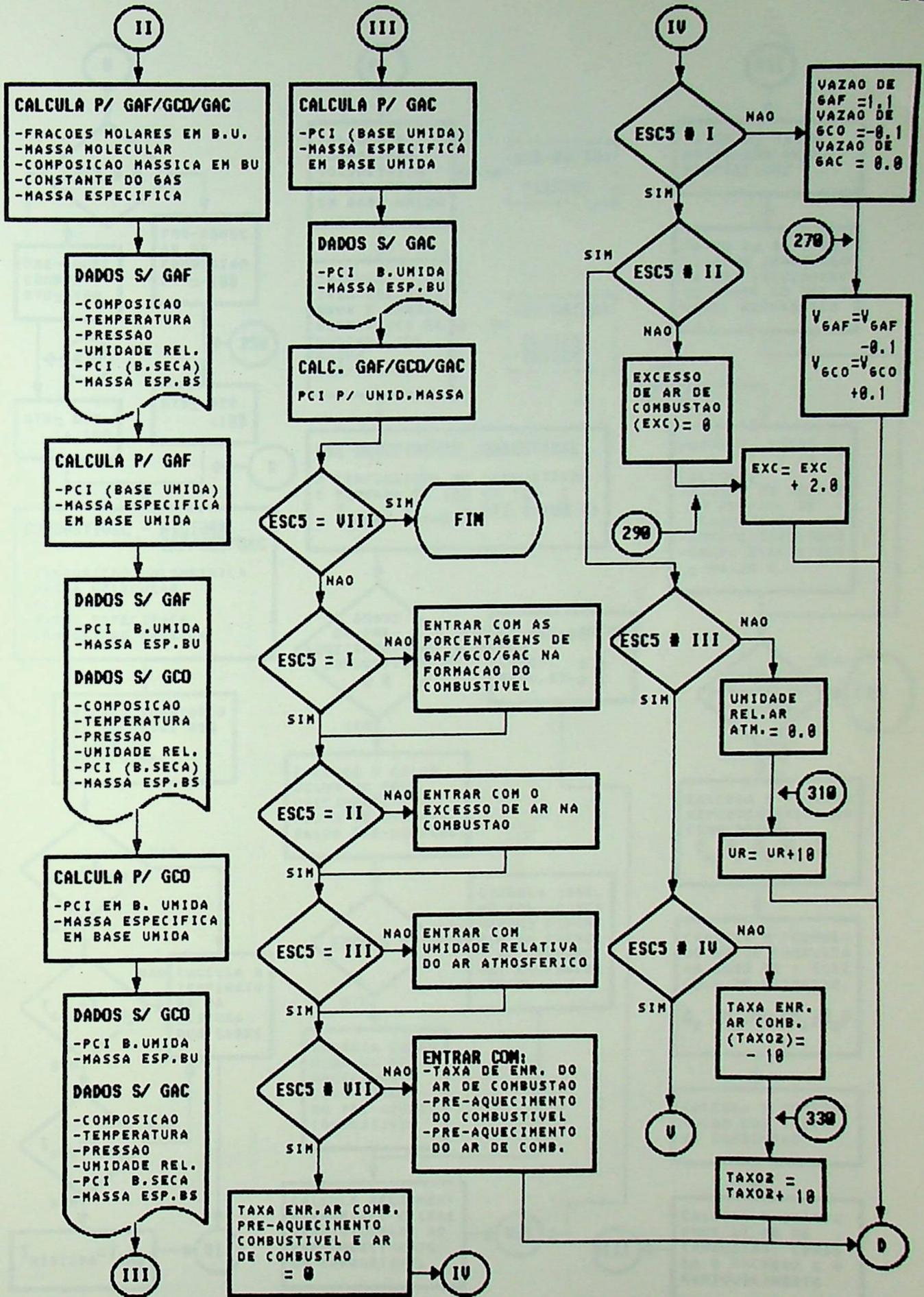


Figura A.1 - Continuação.

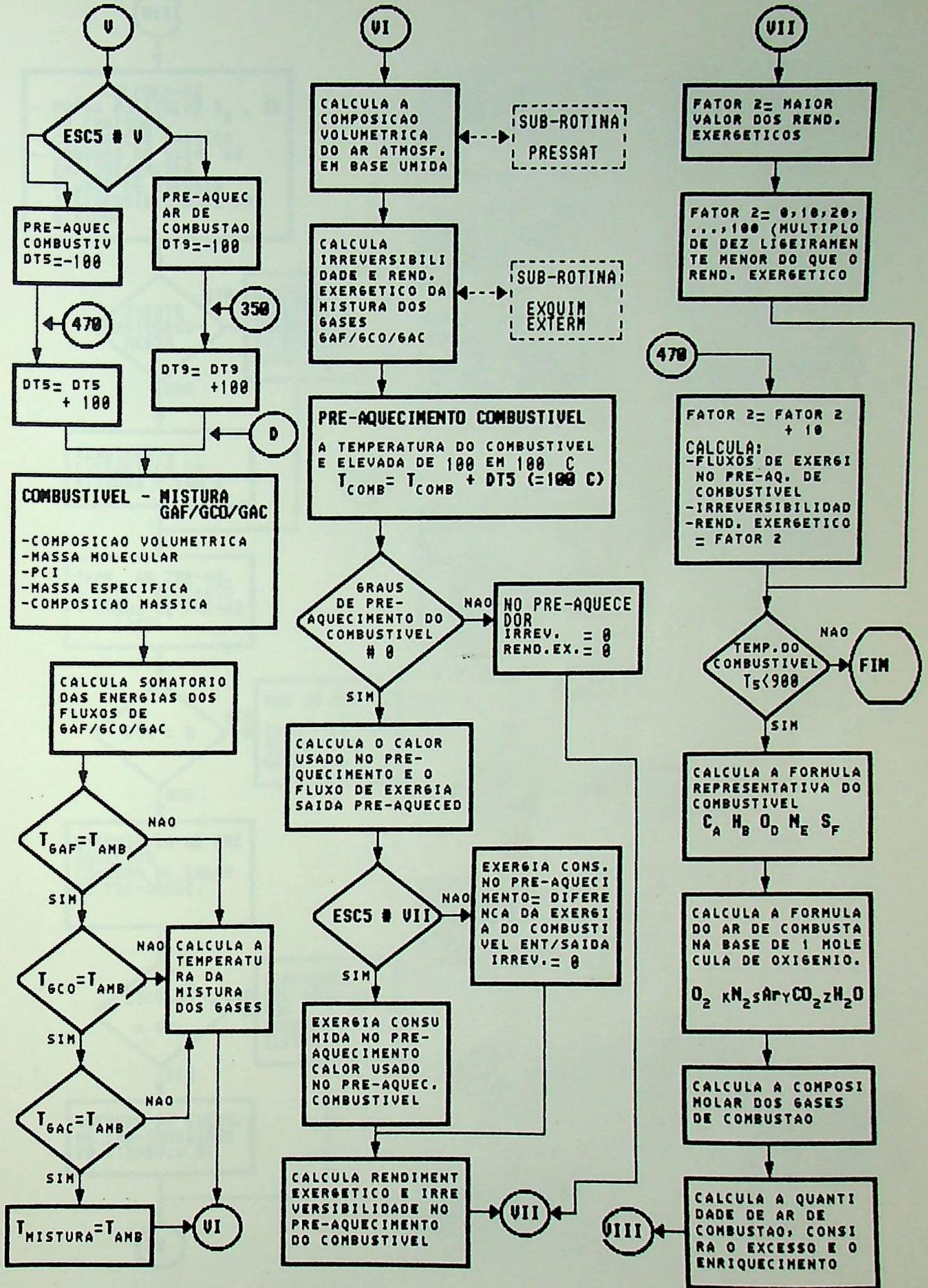


Figura A.1 - Continuação.

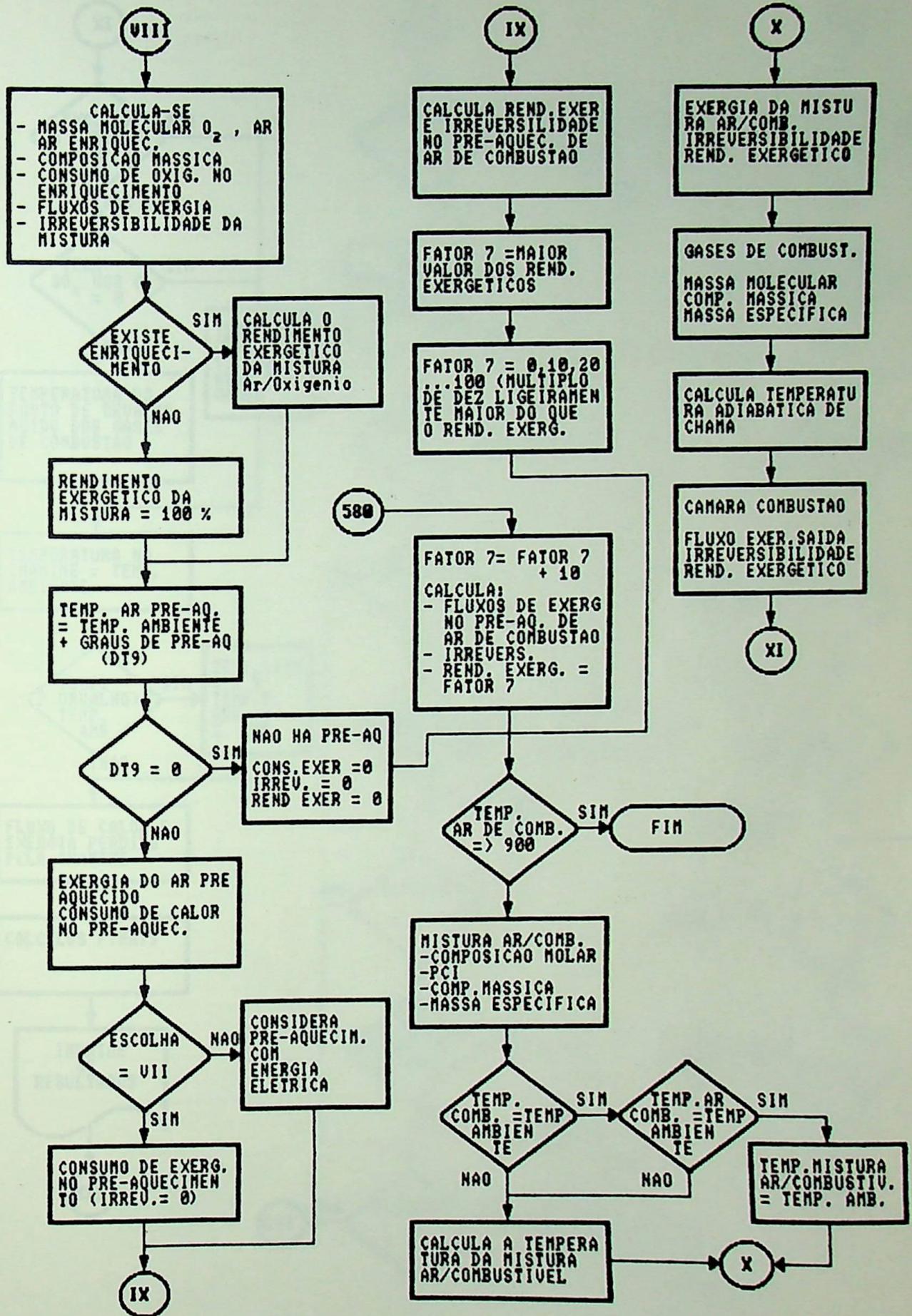


Figura A.1 - Continuação.

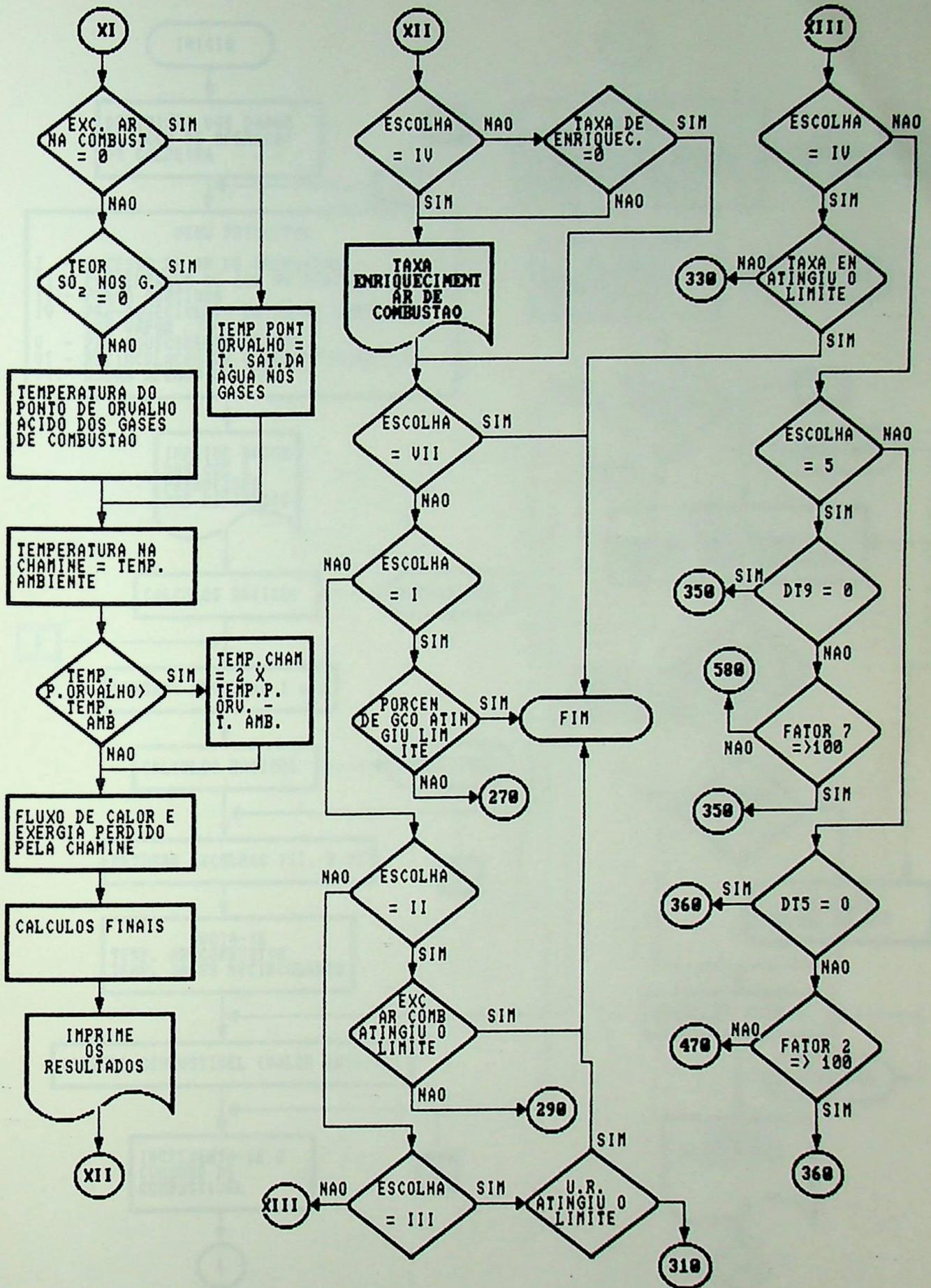


Figura A.1 - Continuação.

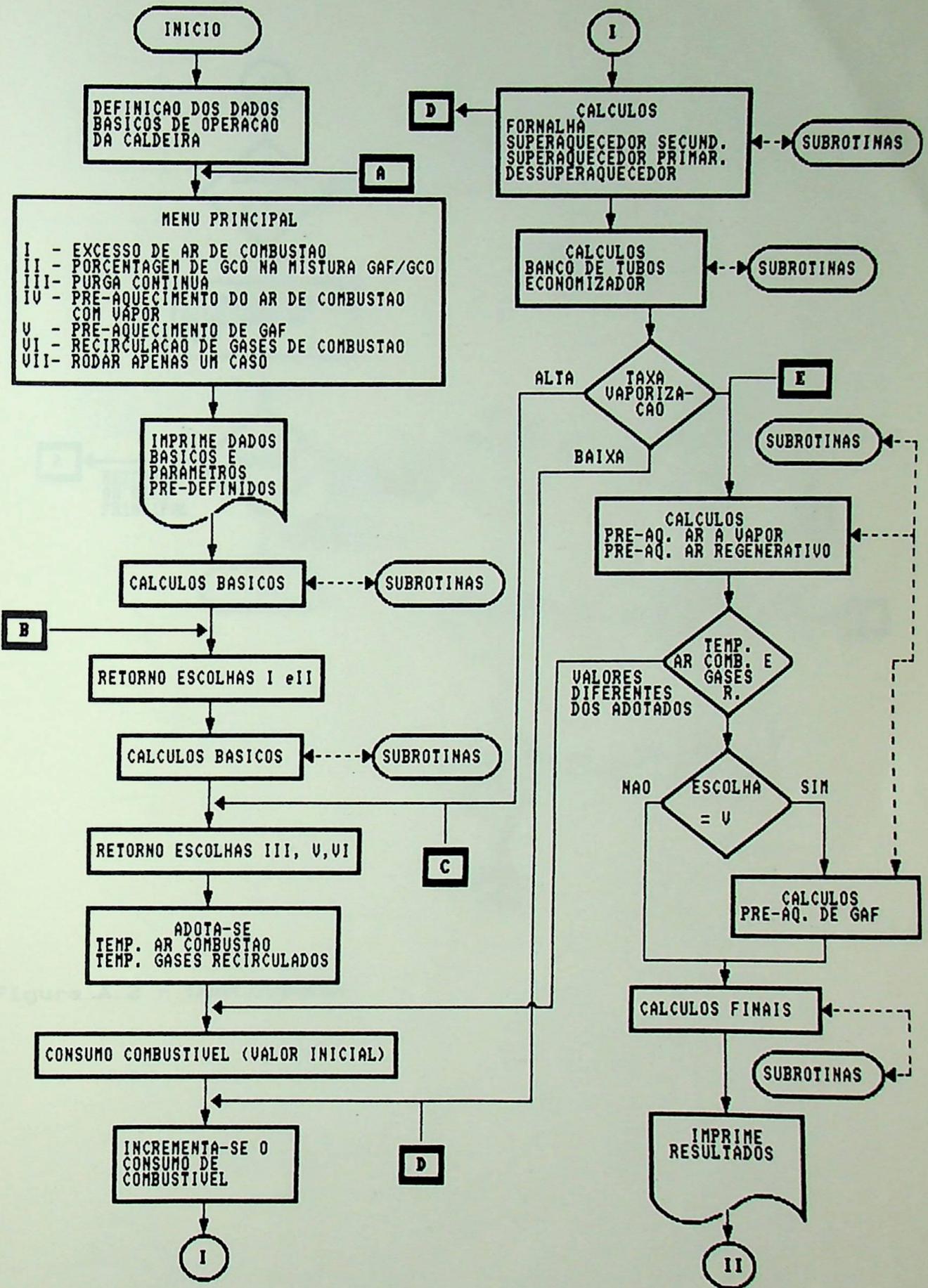


Figura A.2 - Fluxograma funcional do programa SIMCALD.

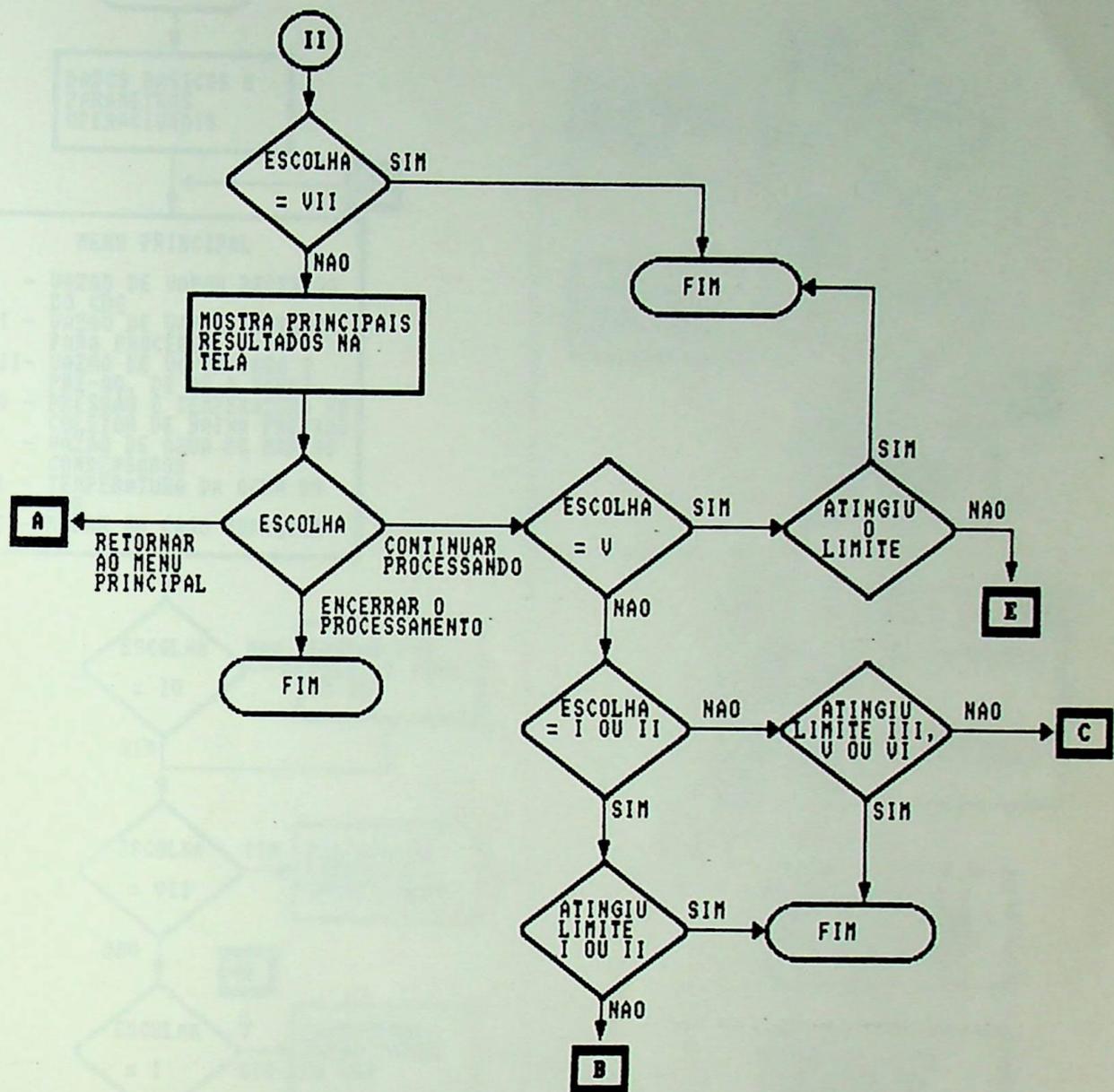


Figura A.2 - Continuação.

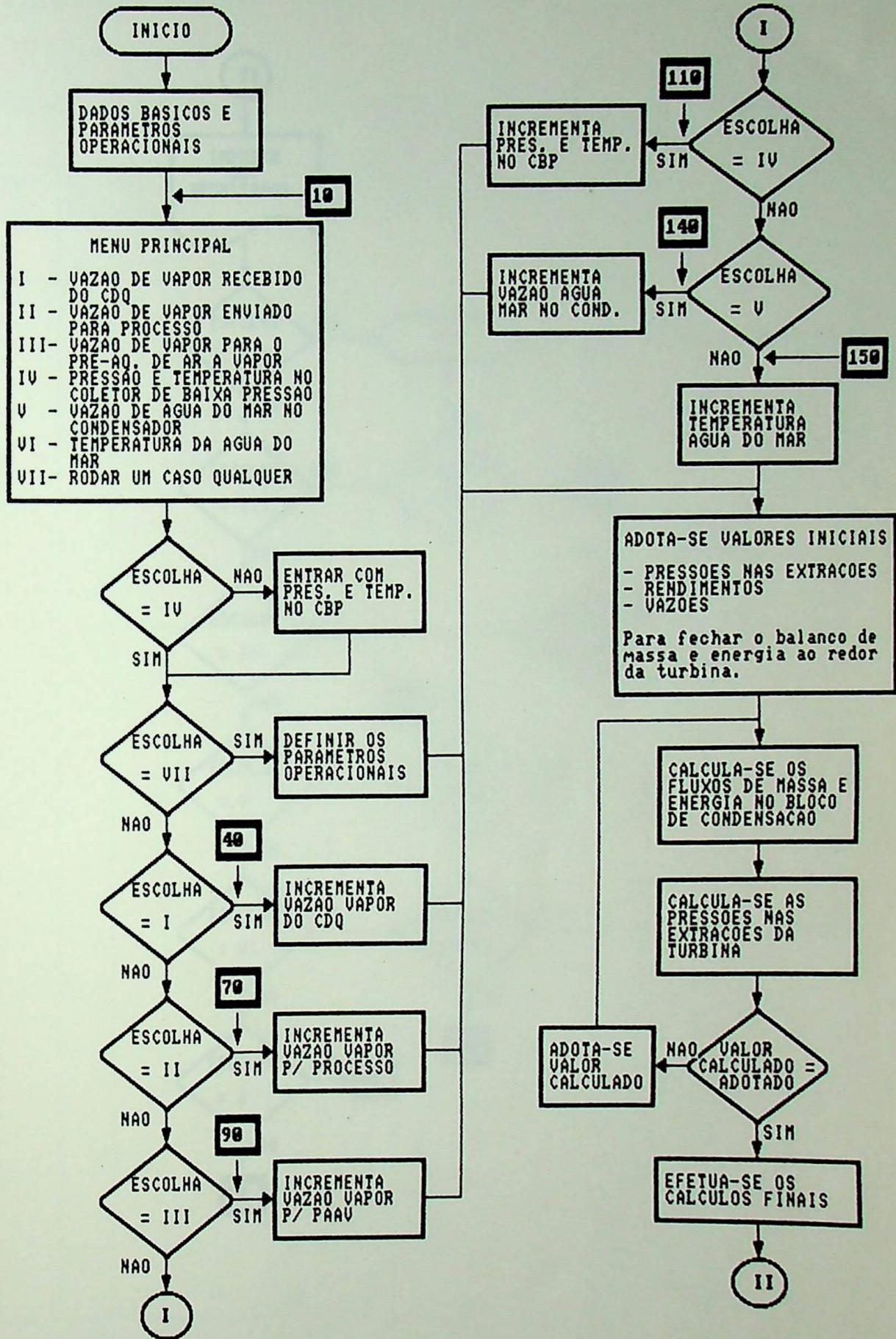


Figura A.3 - Fluxograma funcional do programa SIMCICLO.

APÊNDICE B - RESULTADOS

Tabela B.1

ITEM	VALOR	UNID.	VALOR	UNID.
1000	75	10		

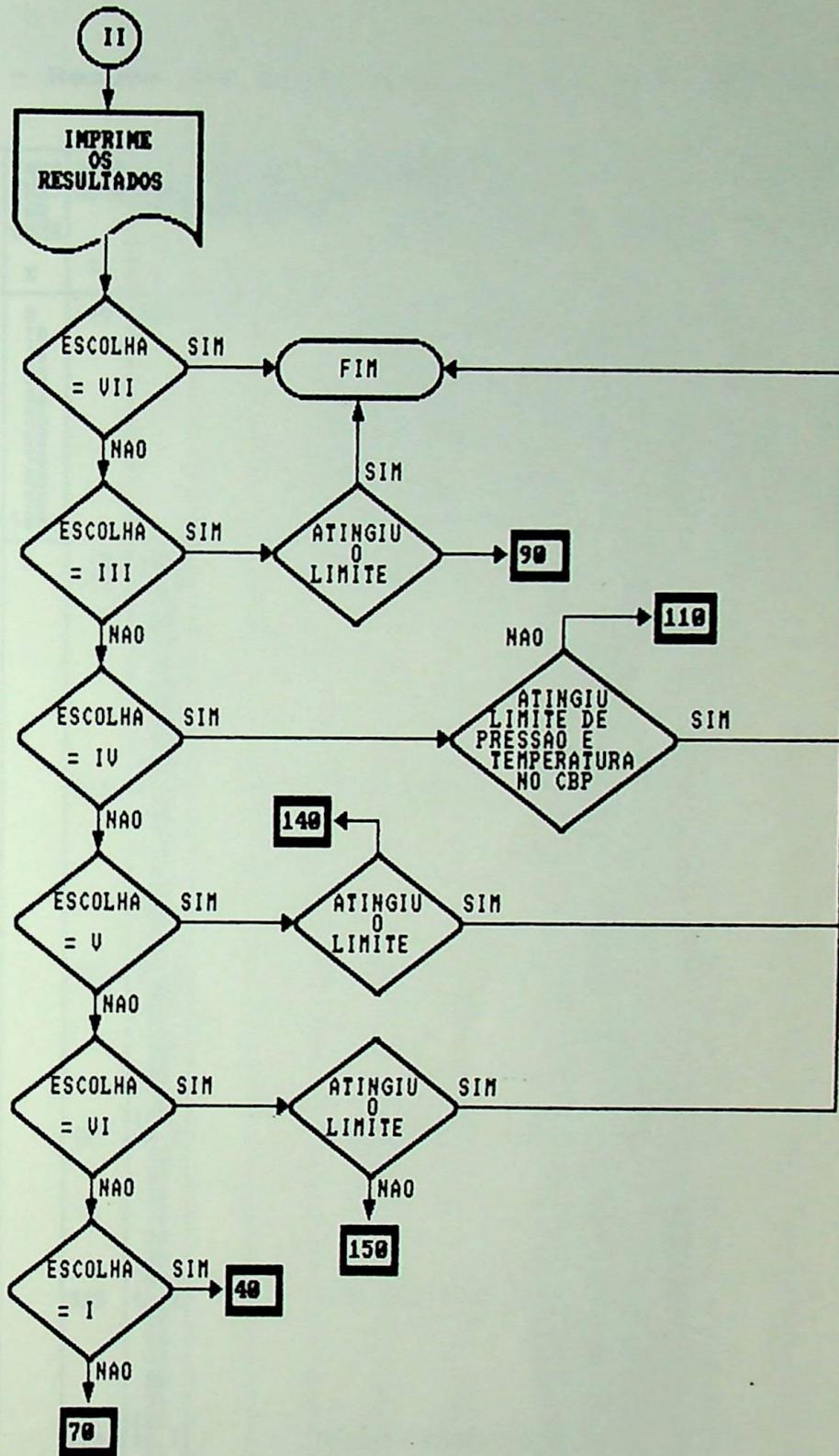


Figura A.3 - Continuação.

APÊNDICE B - RESUMO DOS RESULTADOS DOS PROGRAMAS DE SIMULAÇÃO

Tabela B.1 - Resumo dos resultados obtidos no SIMCOMB.

%GAF %GCO	UR AR ATM. %	EXC. AR COMB %	TAXA ENR. AR COMB %	TEMP COMB °C	UC2 REND EXER %	TEMP AR COMB °C	UC7 REND EXER %	TEMP AD. CH. °C	COMBUSTAO PROP. DITA		UC8		CHAMINE		TEMP. PONTO ORU. °C
									R. EX. %	R. EX* %	R. EX. %	R. EX.* %	TEMP. °C	F. EX/F. EX* Kcal	
100/0	70	10	0	25	100	25	100	1174	70.87	66.36	70.87	66.36	39.1	75.8/0.2	32.1
			10		1287		72.90	68.50	72.80	68.50	41.2	76.6/0.2	33.1		
			20		1361		74.10	69.80	73.90	69.80	42.4	77.2/0.2	33.7		
			30		1413		74.90	70.70	74.70	70.70	43.1	77.7/0.2	34.1		
			40		1452		75.50	71.30	75.20	71.30	44.0	78.0/0.2	34.5		
			50		1482		75.90	71.80	75.60	71.80	44.5	78.3/0.2	34.8		
			60		1506		76.20	72.20	76.00	72.20	44.9	78.5/0.2	35.0		
			70		1526		76.40	72.40	76.20	72.40	45.3	78.7/0.2	35.1		
			80		1542		76.60	72.70	76.50	72.70	45.5	78.9/0.2	35.3		
			90		1556		76.70	72.90	76.70	72.90	45.8	79.0/0.2	35.4		
			100		1568		76.80	73.10	76.80	73.10	45.9	79.2/0.3	35.5		
			0		25		100	1174	70.87	66.36	70.87	66.36	39.1	75.8/0.2	32.1
			125		13.8		1224	74.18	70.85	71.27	67.03				
			20							72.29	68.08				
			30							73.06	68.88				
			40							73.46	69.30				
			50							73.70	69.54				
			60							73.86	69.71				
			70							73.97	69.83				
80					74.06	69.92									
90					74.13	69.99									
100					74.18	70.05									
225	23.7	1275	76.87	73.88	71.68	67.69									
30					73.04	69.09									
40					74.36	70.47									
50					75.18	71.32									
60					75.73	71.89									
70					76.14	72.31									
80					76.44	72.63									
90					76.68	72.88									
100					76.87	73.08									
325	31.2	1327	79.11	75.64	72.10	68.33									
40					74.20	70.51									
50					75.77	72.14									
60					76.85	73.27									
70					77.65	74.10									
80					78.25	74.73									
90					78.73	75.23									
100					79.11	75.64									
425	37.2	1381	81.02	77.83	72.52	68.97									
40					73.39	69.86									
50					75.77	72.33									
60					77.44	74.08									
70					78.68	75.38									
80					79.64	76.38									
90					80.40	77.18									
100					81.02	77.83									
525	42.0	1436	82.67	79.73	72.94	69.59									
50					75.38	72.11									
60					77.66	74.48									
70					79.38	76.28									
80					80.72	77.68									
90					81.79	78.81									
100					82.67	79.73									
625	46.1	1493	84.09	81.38	73.36	70.19									
50					74.73	71.61									
60					77.61	74.60									
70					79.80	76.88									
80					81.53	78.70									
90					82.93	80.16									
100					84.09	81.38									

Tabela B.1 - Continuação.

%GAF %GCO	UR AR ATM. %	EXC. AR COMB %	TAXA ENR. AR COMB %	TEMP COMB °C	VC2 REND EXER %	TEMP AR COMB °C	VC7 REND EXER %	TEMP AD. CH. °C	COMBUSTAO PROP. DITA		VC8		CHAMINE		TEMP. PONTO ORV. °C					
									R.EX.	R.EX*	R.EX.	R.EX.*	TEMP.	F.EX/F.EX*						
									%	%	%	%	°C	Kcal						
100/0	70	10	0	725	49.6	25	100	1550	85.32	82.82	73.77	70.78	39.1	75.8/0.2	32.1					
					50						73.94	70.95								
					60						77.38	74.51								
					70						80.04	77.28								
					80						82.16	79.50								
					90						83.89	81.31								
					100						85.32	82.82								
					52.6						1689	86.41				84.08	74.19	71.35		
					60						77.03	74.29								
					70						80.14	77.51								
80	82.64	80.12																		
90	84.69	82.28																		
100	86.41	84.08																		
25	100	25	100	1174	70.87	66.36	70.87	66.36	70.87	66.36	70.87	66.36								
					125											1203	72.82	68.53	71.11	66.76
					20											71.71	67.39			
					30											72.17	67.86			
					40											72.40	68.10			
					50											72.54	68.24			
					60											72.63	68.34			
					70											72.70	68.41			
					80											72.75	68.46			
					90											72.79	68.50			
100	72.82	68.53																		
225	1234	74.37	70.29	71.34	67.14															
30	72.17	68.00																		
40	72.94	68.80																		
50	73.41	69.29																		
60	73.73	69.62																		
70	73.96	69.86																		
80	74.13	70.04																		
90	74.26	70.18																		
100	74.37	70.29																		
325	1263	75.68	71.79	71.58	67.53															
40	72.87	68.86																		
50	73.78	69.81																		
60	74.41	70.46																		
70	74.86	70.93																		
80	75.28	71.28																		
90	75.47	71.56																		
100	75.68	71.79																		
425	1293	76.82	73.11	71.83	67.92															
40	72.41	68.51																		
50	73.82	68.98																		
60	74.79	70.99																		
70	75.51	71.73																		
80	76.05	72.30																		
90	76.48	72.74																		
100	76.82	73.11																		
525	1324	77.82	74.27	72.07	68.30															
50	73.61	69.89																		
60	74.97	71.29																		
70	75.96	72.33																		
80	76.72	73.13																		
90	77.33	73.76																		
100	77.82	74.27																		
625	1356	78.71	75.32	72.32	68.68															
50	73.25	69.63																		
60	74.98	71.43																		
70	76.27	72.77																		
80	77.27	73.81																		
90	78.06	74.64																		
100	78.71	75.32																		
725	1388	79.51	76.26	72.57	69.05															
50	72.76	69.24																		
60	74.88	71.44																		
70	76.47	73.09																		
80	77.71	74.38																		
90	78.70	75.41																		
100	79.51	76.26																		
825	1421	80.23	77.12	72.82	69.41															
50	74.69	71.35																		
60	76.58	73.31																		
70	78.06	74.85																		
80	79.25	76.09																		
90	80.23	77.12																		

Tabela B.1 - Continuação.

%GAF — %GCO	UR AR ATM. %	EXC. AR COMB %	TAXA ENR. AR COMB %	TEMP COMB °C	VC2 REND EXER %	TEMP AR COMB °C	VC7 REND EXER %	TEMP AD. CH. °C	COMBUSTAO PROP. DITA		VC8		CHAMINE		TEMP. PONTO ORV. °C							
									R.EX. %	R.EX* %	R.EX. %	R.EX.* %	TEMP. °C	F.EX/F.EX* Kcal								
90/10	10	10	0	25	100	25	100	1416	71.30	68.70	71.30	68.70	64.2	86.2/1.5	44.6							
	20							1414	71.20	68.60	71.20	68.60	64.9	83.5/1.6	45.0							
	30							1412	71.10	68.60	71.10	68.60	65.7	82.0/1.6	45.3							
	40							1409	71.10	68.60	71.10	68.60	66.4	81.0/1.7	45.7							
	50							1407	71.00	68.50	71.00	68.50	67.2	80.3/1.8	46.1							
	60							1404	71.00	68.50	71.00	68.50	68.0	79.7/1.8	46.5							
	70							1402	71.00	68.40	71.00	68.40	68.7	79.3/1.9	46.9							
	80							1400	70.90	68.40	70.90	68.40	69.5	79.0/2.0	47.3							
	90							1397	70.90	68.40	70.90	68.40	70.3	78.7/2.0	47.6							
	100							1395	70.90	68.30	70.90	68.30	71.0	78.4/2.1	48.0							
	70							0							1459	72.01	69.32	72.01	69.32	69.1	81.6/1.8	47.1
								2							1447	71.78	69.15	71.78	69.15	70.4	81.0/2.0	47.7
								4							1435	71.57	68.97	71.57	68.97	70.0	80.5/2.0	47.5
								6							1424	71.37	68.80	71.37	68.80	69.6	80.1/1.9	47.3
								8							1413	71.17	68.62	71.17	68.62	69.1	79.7/1.9	47.1
								10							1402	70.97	68.44	70.97	68.44	68.7	79.3/1.9	46.9
								12							1391	70.78	68.27	70.78	68.27	68.3	78.9/1.9	46.7
								14							1381	70.59	68.10	70.59	68.10	68.0	78.6/1.9	46.5
								16							1370	70.40	67.93	70.40	67.93	67.6	78.3/1.9	46.3
								18							1360	70.22	67.76	70.22	67.76	67.2	77.9/1.8	46.1
								20							1350	70.04	67.60	70.04	67.60	66.9	77.6/1.8	45.9
								22							1340	69.86	67.43	69.86	67.43	66.5	77.3/1.8	45.7
								24							1330	69.67	67.26	69.67	67.26	66.1	77.1/1.8	45.6
								26							1320	69.49	67.10	69.49	67.10	65.8	76.8/1.8	45.4
								28							1311	69.32	66.94	69.32	66.94	65.5	76.5/1.8	45.2
	30							1302	69.14	66.77	69.14	66.77	65.1	76.2/1.8	45.1							
	10							0							1402	71.00	68.40	71.00	68.40	68.7	79.3/1.9	46.9
10		1590	73.60	71.20	73.40	71.20	73.6	80.5/2.0							49.3							
20		1723	75.20	72.90	74.90	72.90	76.5	81.5/2.0							50.7							
30		1820	76.30	74.00	76.00	74.00	78.7	82.3/2.0							51.8							
40		1895	77.10	74.80	76.80	74.80	80.5	83.0/2.1							52.7							
50		1955	77.60	75.50	77.30	75.50	81.9	83.6/2.1							53.4							
60		2004	78.10	75.90	77.80	75.90	83.1	84.1/2.1							54.0							
70		2044	78.40	76.30	78.20	76.30	84.1	84.5/2.1							54.5							
80		2078	78.60	76.70	78.50	76.70	85.0	84.9/2.1							55.0							
90		2107	78.80	76.90	78.70	76.90	85.7	85.2/2.2							55.3							
100		2132	79.00	77.10	79.00	77.10	86.3	85.5/2.2							55.7							
0	25							1402	70.97	68.44	70.97	68.44	68.7	79.3/1.9	46.9							
	125							1441	73.24	70.88	71.32	68.98										
	20									71.99	69.59											
	30									72.50	70.13											
	40									72.76	70.40											
	50									72.92	70.56											
	60									73.03	70.67											
	70									73.10	70.74											
	80									73.16	70.80											
	90									73.20	70.85											
	100									73.24	70.88											
	225							1481	75.10	72.92	71.67	69.35										
	30									72.58	70.30											
	40									73.46	71.21											
	50									74.00	71.77											
60			74.37	72.15																		
70			74.63	72.42																		
80			74.83	72.63																		
90			74.98	72.79																		
100			75.10	72.92																		
325	1523	76.71	74.67	72.02	69.80																	
40			73.45	71.29																		
50			74.51	72.38																		
60			75.23	73.13																		
70			75.75	73.67																		
80			76.15	74.08																		
90			76.46	74.41																		
100			76.71	74.67																		
425	1566	78.11	76.20	72.38	70.26																	
40			72.98	70.87																		
50			74.61	72.57																		
60			75.74	73.74																		
70			76.57	74.60																		
80			77.20	75.26																		
90			77.70	75.78																		
100			78.11	76.20																		
525	1610	79.35	77.58	72.74	70.71																	
50			74.44	72.46																		
60			76.01	74.09																		

Tabela B.1 - Continuação.

%GAF %GCO	UR AR ATM. %	EXC. AR COMB %	TAXA ENR. AR COMB %	TEMP COMB °C	UC2 REND EXER %	TEMP AR COMB °C	UC7 REND EXER %	TEMP AD. CH. °C	COMBUSTAO PROP. DITA		UC8		CHAMINE		TEMP. PONT0 ORV. °C				
									R. EX.	R. EX*	R. EX.	R. EX.*	TEMP.	F. EX/F. EX*					
									%	%	%	%	°C	Kcal					
90/10	70	10	0	525	70	25	100	1610	79.35	77.58	77.17	75.30	68.7	79.3/1.9	46.9				
					80						78.06	76.23							
					90						78.78	76.97							
					100						79.35	77.58							
					625						46.2	1655				80.46	78.79	73.09	71.14
											50							74.05	72.14
											60							76.07	74.23
											70							77.58	75.80
											80							78.75	77.02
					725						49.7	1701				81.45	79.90	79.69	77.99
50	80.46	78.79																	
60	73.44	71.58																	
70	73.54	71.69																	
80	76.01	74.23																	
825	52.6	1748	82.35	80.89	77.87	76.16													
	60				79.32	77.67													
	70				80.49	78.89													
	80				81.45	79.90													
	90				73.79	72.01													
	100				75.83	74.12													
	70				78.04	76.40													
	80				79.78	78.21													
	90				81.19	79.68													
	100				82.35	80.89													
25	100	25	100	1402	25	1441	100	70.97	68.44	70.97	68.44								
					125					13.8	71.31				68.89				
					20					30	71.99				69.59				
					30					40	72.50				70.12				
					40					50	72.75				70.38				
					50					60	72.91				70.54				
					60					70	73.01				70.65				
					70					80	73.09				70.73				
					80					90	73.14				70.79				
					90					100	73.18				70.83				
225	23.6	1480	75.04	72.84	73.22	70.87													
	30				73.22	70.87													
	40				71.66	69.34													
	50				72.58	70.29													
	60				73.44	71.18													
	70				73.96	71.72													
	80				74.32	72.09													
	90				74.57	72.36													
	100				74.77	72.56													
	100				74.92	72.72													
325	31.0	1519	76.57	74.52	75.04	72.84													
	40				72.00	69.77													
	50				73.43	71.25													
	60				74.45	72.31													
	70				75.14	73.03													
	80				75.65	73.55													
	90				76.03	73.95													
	100				76.33	74.27													
	100				76.57	74.52													
	100				76.77	74.77													
425	36.9	1560	77.90	75.97	72.33	70.20													
	40				72.97	70.86													
	50				74.54	72.49													
	60				75.63	73.61													
	70				76.42	74.44													
	80				77.03	75.07													
	90				77.51	75.57													
	100				77.90	75.97													
	100				78.27	76.34													
	100				78.52	76.69													
525	41.7	1601	79.07	77.27	72.67	70.62													
	50				74.38	72.39													
	60				75.88	73.94													
	70				76.99	75.10													
	80				77.84	75.98													
	90				78.52	76.69													
	100				79.07	77.27													
	100				79.38	77.66													
	100				79.67	77.91													
	100				79.92	78.12													
625	45.8	1644	80.11	78.41	73.00	71.03													
	50				74.02	72.09													
	60				75.94	74.08													
	70				77.38	75.57													
	80				78.49	76.73													
	90				79.38	77.66													
	100				80.11	78.41													
	100				80.77	79.07													
	100				81.28	79.58													
	100				81.75	80.05													
725	49.3	1686	81.04	79.45	73.33	71.44													
	50				73.54	71.66													
	60				75.88	74.08													
	70				77.65	75.91													
	80				79.07	77.27													

Tabela B.1 - Continuação.

%GAF %GCO	UR AR ATM. %	EXC. AR COMB %	TAXA ENR. AR COMB %	TEMP COMB °C	VC2 REND EXER %	TEMP AR COMB °C	VC7 REND EXER %	TEMP AD. CH. °C	COMBUSTÃO PROP. DITA		VC8		CHAMINE		TEMP. PONTO ORV. °C	
									R.EX. %	R.EX* %	R.EX. %	R.EX.* %	TEMP. °C	F.EX/F.EX* Kcal		
90/10	70	10	0	25	100	725	80	1686	81.04	79.45	79.03	77.34	68.7	79.3/1.9	46.9	
									80	80.13	78.50					
									90	81.04	79.45					
									100	73.66	71.84					
									52.2	75.72	73.97					
									60	77.81	76.14					
									70	79.46	77.85					
									80	80.77	79.24					
									90	80.77	79.24					
									100	81.88	80.38					
									80/20			0				
1802	74.40	72.80	74.20	72.80												
1985	76.20	74.70	75.90	74.70												
2126	77.50	76.00	77.20	76.00												
2236	78.40	76.90	78.10	76.90												
2326	79.10	77.70	78.80	77.70												
2400	79.60	78.20	79.30	78.20												
2462	80.00	78.70	79.80	78.70												
2515	80.30	79.10	80.10	79.10												
2560	80.60	79.40	80.40	79.40												
2600	80.70	79.60	80.70	79.60												
1802	74.40	72.80	74.20	72.80												
1985	76.20	74.70	75.90	74.70												
2126	77.50	76.00	77.20	76.00												
2236	78.40	76.90	78.10	76.90												
2326	79.10	77.70	78.80	77.70												
2400	79.60	78.20	79.30	78.20												
2462	80.00	78.70	79.80	78.70												
2515	80.30	79.10	80.10	79.10												
2560	80.60	79.40	80.40	79.40												
2600	80.70	79.60	80.70	79.60												
1551	71.36	69.65	71.36	69.65												
1583	73.09	71.49	71.65	70.00												
			72.16	70.52												
			72.54	70.92												
			72.74	71.12												
			72.85	71.24												
			72.93	71.32												
			72.99	71.38												
			73.03	71.43												
			73.06	71.46												
			73.09	71.49												
			73.09	71.49												
			71.93	70.34												
			72.63	71.06												
			73.29	71.74												
			73.78	72.16												
			73.97	72.45												
			74.16	72.65												
			74.31	72.80												
			74.43	72.92												
			74.52	73.02												
			72.23	70.69												
			73.32	71.82												
			74.12	72.64												
			74.66	73.20												
			75.05	73.61												
			75.35	73.92												
			75.58	74.16												
			75.77	74.35												
			72.52	71.04												
			72.97	71.51												
			74.23	72.80												
			75.09	73.69												
			75.71	74.34												
			76.19	74.83												
			76.56	75.22												
			76.87	75.54												
			72.82	71.39												
			74.12	72.73												
			75.33	73.98												
			76.21	74.90												
			76.89	75.60												
			77.43	76.16												
			77.86	76.61												
			73.12	71.74												
			73.86	72.50												
			75.42	74.12												
			76.58	75.32												
			77.48	76.25												
			78.18	76.98												
			78.76	77.58												
			73.41	72.00												
			73.48	72.15												
			75.40	74.14												
			76.84	75.63												
			77.96	76.78												
			78.85	77.71												
			79.58	78.46												

Tabela B.1 - Continuação.

%GAF %GCO	UR AR ATM. %	EXC. AR COMB %	TAXA ENR. AR COMB %	TEMP COMB °C	VC2 REND EXER %	TEMP AR COMB °C	VC7 REND EXER %	TEMP AD. CH. °C	COMBUSTAO PROP. DITA		VC8		CHAMINE		TEMP. PONTO ORU. °C								
									R. EX.	R. EX.*	R. EX.	R. EX.*	TEMP.	F. EX/F. EX*									
									%	%	%	%	°C	Kcal									
50/50	70	0	0	25	100	25	100	1775	72.02	71.19	72.02	71.19	94.4	102.6/8.5	59.7								
								1755	71.78	70.96	71.78	70.96	93.8	101.8/8.5	59.4								
								1736	71.54	70.74	71.54	70.74	93.1	101.1/8.4	59.1								
								1718	71.30	70.52	71.30	70.52	92.5	100.4/8.4	58.7								
								1699	71.07	70.30	71.07	70.30	91.9	99.7/8.4	58.4								
								1681	70.84	70.09	70.84	70.09	91.3	99.1/8.3	58.2								
								1664	70.61	69.88	70.61	69.88	90.7	98.4/8.3	57.9								
								1647	70.38	69.66	70.38	69.66	90.2	97.8/8.3	57.6								
								1630	70.16	69.46	70.16	69.46	89.6	97.3/8.2	57.3								
								1614	69.94	69.25	69.94	69.25	89.1	96.7/8.2	57.0								
								10	0	0	0	0	0	0	0	1795	72.30	71.40	72.30	71.40	95.1	103.4/8.6	60.0
																2172	75.00	75.10	75.60	75.10	100.1	106.7/9.4	66.6
																2468	78.10	77.40	77.80	77.40	119.3	118.2/10.1	72.1
																2708	79.70	79.00	79.30	79.00	129.0	113.6/10.8	77.0
																2907	80.80	80.10	80.50	80.10	137.5	116.7/11.4	81.2
																3074	81.70	81.00	81.30	81.00	145.0	119.5/12.0	85.0
																3216	82.40	81.70	82.10	81.70	151.7	122.2/12.5	88.3
																3339	82.90	82.30	82.70	82.30	157.6	124.6/12.9	91.3
																3446	83.30	82.80	83.10	82.80	163.1	126.8/13.3	94.0
																3541	83.70	83.20	83.60	83.20	168.0	128.9/13.7	96.5
3624	83.90	83.50	83.90	83.50	172.4	130.8/14.1	98.7																
40/60 30/70 20/80 10/90	0	0	0	0	0	0	0	1843	72.50	71.70	72.50	71.77	98.0	110.5/10.3	61.5								
								1882	72.60	72.00	72.60	72.00	100.4	117.8/12.0	62.7								
								1915	72.80	72.20	72.80	72.20	102.4	125.2/13.8	63.7								
								2074	74.30	73.60	74.30	73.60	104.1	140.0/14.4	64.5								
								2046	74.00	73.30	74.00	73.30	107.9	139.2/16.0	66.4								
								2019	73.70	73.10	73.70	73.10	106.9	137.3/15.9	65.9								
								1993	73.40	72.80	73.40	72.80	105.9	135.6/15.8	65.4								
								1967	73.20	72.60	73.20	72.60	104.9	134.1/15.5	65.0								
								1942	72.90	72.30	72.90	72.30	104.0	132.7/15.6	64.5								
								1918	72.60	72.10	72.60	72.10	103.1	131.4/15.5	64.1								
								1894	72.40	71.90	72.40	71.90	102.3	130.2/15.4	63.6								
								1871	72.10	71.60	72.10	71.60	101.4	129.1/15.3	63.2								
								1849	71.90	71.40	71.90	71.40	100.6	128.0/15.2	62.8								
								1827	71.60	71.20	71.60	71.20	99.9	126.9/15.1	62.4								
								1806	71.40	70.90	71.40	70.90	99.1	125.9/15.0	62.0								
								1785	71.10	70.70	71.10	70.70	98.4	124.9/15.0	61.7								
								1765	70.90	70.50	70.90	70.50	97.6	124.0/14.9	61.3								
								1745	70.70	70.30	70.70	70.30	96.9	123.1/14.8	61.0								
								1725	70.40	70.00	70.40	70.00	96.3	122.2/14.7	60.6								
								0/100		10						1966	73.00	72.50	73.00	72.50	105.4	140.4/17.3	65.2
100/0	70	0	0	25	100	25	100	1209	71.71	67.05	71.71	67.05	40.0	77.3/0.2	32.5								
								1202	71.52	66.91	71.52	66.91	39.9	76.9/0.2	32.4								
								1195	71.36	66.78	71.36	66.78	39.7	76.6/0.2	32.4								
								1188	71.19	66.64	71.19	66.64	39.6	76.3/0.2	32.3								
								1181	71.03	66.50	71.03	66.50	39.1	76.0/0.2	32.1								
								1174	70.87	66.36	70.87	66.36	39.1	75.8/0.2	32.1								
								1168	70.71	66.22	70.71	66.22	39.1	75.6/0.2	32.1								
								1161	70.56	66.09	70.56	66.09	39.0	75.3/0.2	32.0								
								1155	70.40	65.95	70.40	65.95	38.9	75.1/0.2	31.9								
								1148	70.25	65.81	70.25	65.81	38.7	74.9/0.2	31.9								
								1142	70.10	65.68	70.10	65.68	38.6	74.7/0.2	31.8								
								1135	69.95	65.54	69.95	65.54	38.4	74.5/0.2	31.7								
								1129	69.81	65.42	69.81	65.42	38.3	74.3/0.2	31.7								
								1123	69.66	65.28	69.66	65.28	38.2	74.2/0.2	31.6								
								1117	69.51	65.14	69.51	65.14	37.8	74.0/0.2	31.4								
1111	69.37	65.02	69.37	65.02	37.8	73.8/0.2	31.4																

Tabela B.2 - Resumo dos resultados obtidos no SIMCALD.

PARAMETROS OPERACIONAIS											TEMPERATURAS			VAZAO	REND. EXERG.			REND	IRREVERSIBILIDADE			CALOR PERD.	CON SUMO
PROD UAP.	XGAF/XGCCO	EXC. AR COMB	T GAF	PUR GA	TAXA REC GASÉS	PRES. FLASH TANK	VAPOR P/ VAZAO	PAUV	AD.	SAI	CHA MI NE	AGUA SPRAY	COMB	FORN	CALD	ENER CALD	TOTAL	COM BUS TAO	TRANS FER. CALOR	P/ CHANI NE	ESP.		
t/h	x	x	°C	x	x	kgf/cm ²	kg/h	kgf/cm ²	°C	°C	°C	kg/h	%			mc/h			kcal/kgv				
250	100/0	10	43	0					1166	890	189	18952	68.0	26.6	44.8	84.9	87600	53751	29987	23166	734		
240									1169	897	187	18811	68.0	26.6	44.8	84.9	87600	53751	29987	23166	734		
230									1169	887	187	18835	68.0	26.6	44.8	84.9	87600	53751	29987	23166	734		
220									1169	882	186	18833	68.0	26.6	44.8	84.9	87600	53751	29987	23166	734		
210									1169	887	185	18857	68.0	26.6	44.8	84.9	87600	53751	29987	23166	734		
200									1167	882	182	18970	68.0	26.6	44.8	84.9	87600	53751	29987	23166	734		
190									1167	789	180	18099	68.0	26.6	44.8	84.9	87600	53751	29987	23166	734		
180									1149	775	180	17779	68.0	26.6	44.8	84.9	87600	53751	29987	23166	734		
170									1123	765	181	322	67.4	30.7	46.2	87.3	53294	36373	19728	14485	712		
160									1095	755	182	463	66.9	29.2	46.1	87.3	53294	36373	19728	14485	712		
150									1069	743	183	319	66.5	29.2	46.1	87.3	49999	33835	16553	12988	713		
250	99/1								1200	884	185	15121	68.5	28.1	45.2	86.3	86635	52700	30786	21614	724		
240									1200	869	183	12061	68.5	28.1	45.2	86.3	86635	52700	30786	21614	724		
230									1199	852	182	8948	68.5	28.1	45.6	86.3	78443	48100	28223	19298	718		
220									1199	835	181	6063	68.4	30.2	45.8	86.3	74439	45849	27107	18214	714		
210									1198	815	179	3023	68.4	31.0	46.1	87.6	70302	43545	25878	17105	710		
200									1193	796	178	635	68.3	31.6	46.3	88.0	66518	41414	24567	16125	707		
190									1171	786	179	519	68.0	31.3	46.3	88.0	63197	39787	22914	15370	708		
180									1149	775	179	235	67.7	30.7	46.3	88.0	59987	38093	21352	14624	708		
170									1124	765	180	214	67.3	30.8	46.2	87.9	56601	36454	19742	13921	708		
160									1097	755	182	229	66.9	29.9	46.1	87.8	53392	34829	18157	13249	709		
150									1069	744	183	92	66.4	29.8	46.1	87.7	50132	33165	16585	12520	710		
250	98/2								1230	874	181	11309	68.9	29.5	45.5	87.4	85724	51783	31493	20265	716		
240									1229	857	179	8884	68.9	29.5	45.5	87.4	81627	49524	28226	19165	713		
230									1229	839	178	5007	68.9	29.5	46.1	87.4	77542	47223	26999	18183	709		
220									1228	818	176	1926	68.8	31.0	46.1	87.4	73464	44968	25782	17017	705		
210									1218	800	176	225	68.8	31.0	46.1	87.4	69814	43042	24625	16192	704		
200									1195	795	177	433	68.8	31.1	46.1	87.4	66594	41498	23525	15255	704		
190									1173	785	177	310	68.8	31.1	46.1	87.4	63333	39841	22399	14688	705		
180									1148	776	179	404	68.8	31.1	46.1	87.4	60099	38301	21309	14178	705		
170									1124	765	180	257	67.7	30.7	46.1	87.4	56834	36708	19803	13463	706		
160									1097	755	181	287	67.3	29.9	46.1	87.4	53581	35101	18302	12888	707		
150									1069	743	182	298	66.4	29.8	46.1	87.3	50329	33435	16608	12092	707		
250	97/3								1257	861	177	7196	69.2	33.8	45.9	87.9	84881	50908	32177	19885	708		
240									1257	843	176	3998	69.1	33.8	46.1	87.9	80867	48666	30847	18831	705		
230									1236	822	174	860	69.1	33.8	46.1	87.9	76593	46404	29529	16995	701		
220									1237	813	175	695	68.8	32.2	46.1	87.9	73293	44814	28348	16310	701		
210									1218	800	176	357	68.8	31.9	46.1	87.9	69978	43177	26791	15696	701		
200									1198	795	177	409	68.8	31.6	46.1	87.9	66709	41599	24592	15032	702		
190									1174	785	177	196	68.7	31.3	46.1	87.9	63381	39931	23009	14360	702		
180									1149	775	178	256	67.7	31.3	46.1	87.9	60138	38344	21364	13714	703		
170									1122	766	179	416	67.3	30.8	46.1	87.9	56879	36718	19721	13057	703		
160									1096	756	181	373	66.9	29.9	46.1	87.9	53617	35045	18159	12412	704		
150									1069	744	181	281	66.4	29.8	46.1	87.8	50382	33388	16611	11702	705		
250	96/4								1204	845	173	2971	69.4	33.2	46.2	88.9	83763	50021	32705	17921	700		
240									1278	828	173	663	69.4	33.2	46.2	88.9	79595	48037	31271	17081	698		
230									1258	820	174	601	69.4	33.2	46.2	88.9	75428	46054	29847	16457	698		
220									1239	811	174	345	69.4	33.2	46.2	88.9	71261	44071	28424	15848	698		
210									1216	804	175	547	69.4	33.2	46.2	88.9	67094	42088	26997	15245	699		
200									1194	796	176	556	69.4	33.2	46.2	88.9	62927	40105	25570	14645	700		
190									1173	785	177	283	69.4	33.2	46.2	88.9	58760	38122	24143	14045	700		
180									1149	775	178	200	69.4	33.2	46.2	88.9	54593	36139	22716	13445	700		
170									1123	766	179	340	67.7	31.3	46.1	88.9	50426	34156	21289	12845	700		
160									1095	756	180	501	66.9	29.9	46.1	88.9	46259	32173	19862	12245	700		
150									1068	744	181	364	66.4	29.7	46.1	88.9	42092	30190	18435	11645	703		
250	95/5								1298	834	171	341	69.6	33.2	46.4	89.6	83763	50021	32705	17179	695		
240									1278	828	173	541	69.6	33.2	46.4	89.6	79595	48037	31271	16585	696		
230									1259	820	173	527	69.6	33.2	46.4	89.6	75428	46054	29847	16000	696		
220									1240	811	174	282	69.6	33.2	46.4	89.6	71261	44071	28424	15415	696		
210									1218	800	175	362	69.6	33.2	46.4	89.6	67094	42088	26997	14829	697		
200									1196	794	175	221	69.6	33.2	46.4	89.6	62927	40105	25570	14247	697		
190									1172	786	176	414	69.6	33.2	46.4	89.6	58760	38122	24143	13663	698		
180									1148	778	177	292	69.6	33.2	46.4	89.6	54593	36139	22716	13078	698		
170									1123	770	178	331	69.6	33.2	46.4	89.6	50426	34156	21289	12493	699		
160									1098	762	178	451	69.6	33.2	46.4	89.6	46259	32173	19862	11908	699		
150									1069	754	181	298	66.6	29.7	46.4	89.6	42092	30190	18435	11323	700		
250	100/0	10	43	0					1166	890	189	18952	68.0	26.6	44.8	84.9	87600	53751	29987	23166	734		
99/1									1169	897	187	18811	68.0	26.6	44.8	84.9	87600	53751	29987	23166	734		
98/2									1169	887	187	18835	68.0	26.6	44.8	84.9	87600	53751	29987	23166	734		
97/3									1169	882	186	18833	68.0	26.6	44.8	84.9	87600	53751	29987	23166	734		
96/4									1169	887	185	18857	68.0	26.6	44.8	84.9	87600	53751	29987	23166	734		
95/5									1167	789	180	18099	68.0	26.6	44.8	84.9	87600	53751	29987	23166	734		
94/6									1149	775	180	17779	68.0	26.6	44.8	84.9	87600	53751	29987	23166	734		

Tabela B.2 - Continuação.

PARAMETROS OPERACIONAIS										TEMPERATURAS			VAZAO		REND. EXRG.			REND. ENER CALD	IRREVERSIBILIDADE			CALOR PERD. P/ CHAMINE	COM SUMO ESP.						
PROD VAP.	XGAF/XGCO	EXC. AR COMB	T GAF	PUR GA	TAXA REC. GASES	PRES. FLASH TANK	VAPOR P/ PAAU			AD. CH.	SAL FOR	CHAMINE	AGUA SPRAY	COMB	FORM	CALD	ENER		TOTAL	COM BUS TAO	TRANS FER. CALOR								
t/h	x	x	°C	%	kgf/cm ²	kg/h	kgf/cm ²	kg/h	kgf/cm ²	°C	°C	°C	kg/h	x			mcals/h				kcal/kgv								
250	84/16	10	43	0	22.5	-	0	-	-	1296	837	168	715	69.2	32.2	46.4	91.1	843332	586622	330322	139433	682							
	83/17				24					1296	837	168	846	69.1	32.2	46.4	91.1	844444	587333	331111	140111	682							
	82/18				25					1299	834	167	131	69.1	32.2	46.4	91.1	843332	586622	330322	139433	680							
	81/19				26.5					1298	835	167	221	69.1	32.2	46.4	91.1	843332	586622	330322	139433	680							
	80/20				28					1297	835	167	443	69.1	32.2	46.4	91.1	843332	586622	330322	139433	677							
	75/25				34					1298	835	166	363	69.1	32.2	46.4	91.1	843332	586622	330322	139433	677							
	70/30				39.5					1298	836	166	588	69.1	32.2	46.4	91.1	843332	586622	330322	139433	675							
	95/5				0					43	0	5	-	0	-	-	1297	835	178	472	69.5	32.7	46.4	89.6	832118	496775	323989	172335	695
	90/10											172					1298	834	177	1964	69.4	32.7	46.4	89.6	836114	497776	323990	172336	697
	85/15											177					1298	841	177	3208	69.4	32.7	46.4	89.6	839551	502225	322445	173322	699
	80/20											177					1275	851	176	4429	69.3	32.6	46.1	89.9	842551	504444	322493	174545	700
	75/25											176					1267	856	176	5620	69.2	32.5	46.0	90.1	845883	507644	322442	177744	702
70/30	176	1268	860	176		6801	69.1	32.5	46.0			90.1					849113	510844	322492	179088	703								
65/35	175	1253	864	175		7898	69.0	32.4	45.5			90.3					852988	513222	321166	181177	705								
60/40	175	1239	867	175		8845	69.0	32.3	45.5			90.3					854844	515222	321536	181766	706								
55/45	174	1233	870	174		9933	69.0	32.3	45.5			90.3					857644	517779	321781	182988	707								
50/50	174	1225	870	174		10846	69.0	32.3	45.5			90.3					858886	520886	321655	184688	709								
45/55	174	1222	876	174		11987	69.0	32.3	45.5			90.3					864412	523441	321527	186188	710								
40/60	173	1218	878	173		12679	69.0	32.3	45.5			90.3					868555	525222	321392	187099	711								
35/65	173	1212	880	173	13465	69.0	32.3	45.5	90.3	873333	527773	321247	188188	712															
30/70	173	1205	882	173	14465	69.0	32.3	45.5	90.3	878888	530888	321099	189588	713															
25/75	173	1199	884	173	15467	69.0	32.3	45.5	90.3	884444	533333	320955	190722	715															
20/80	172	1192	885	172	16512	69.0	32.3	45.5	90.3	891111	535555	320822	191666	715															
50/50	0	43	0	65	-	0	-	-	1298	835	178	472	69.5	32.7	46.4	89.6	832118	496775	323989	172335	695								
45/55				172					1299	834	177	1117	69.4	32.7	46.4	89.6	833722	497776	322993	172336	695								
40/60				175					1297	836	175	626	69.4	32.7	46.4	89.6	834333	498777	322445	172822	695								
35/65				174					1299	834	174	215	69.4	32.7	46.4	89.6	835944	499778	322493	172822	695								
30/70				173					1296	836	173	689	69.4	32.7	46.4	89.6	836555	500779	322542	172822	695								
25/75				171					1298	834	171	341	69.4	32.7	46.4	89.6	837166	501780	322591	172822	695								
20/80				170					1298	836	170	694	69.4	32.7	46.4	89.6	837777	502781	322640	172822	695								
15/85				169					1294	838	169	1217	69.4	32.7	46.4	89.6	838388	503782	322689	172822	695								
10/90				168					1294	840	168	3558	69.4	32.7	46.4	89.6	838999	504783	322738	172822	695								
5/95				168					1294	842	168	4743	69.4	32.7	46.4	89.6	839610	505784	322787	172822	695								
0/100				168					1294	844	168	5933	69.4	32.7	46.4	89.6	840221	506785	322836	172822	695								
50/50				0					43	0	65	-	0	-	-	1298	835	171	299	68.8	32.2	46.2	93.2	850777	514449	330823	105885	669	
45/55	171	1285	845		171	2785	68.8	32.2			46.2					93.2	851555	515333	330811	106833	672								
40/60	171	1272	854		171	4868	68.8	32.2			46.2					93.2	852366	516222	330800	107782	674								
35/65	171	1259	861		171	6984	68.8	32.2			46.2					93.2	853177	517111	330789	108733	676								
30/70	172	1247	867		172	8676	68.8	32.2			46.2					93.2	853988	518000	330778	109684	678								
25/75	172	1234	873		172	10411	68.8	32.2			46.2					93.2	854799	518889	330767	110635	681								
20/80	172	1223	877		172	12146	68.8	32.2			46.2					93.2	855610	519778	330756	111586	683								
15/85	172	1211	881		172	13691	68.8	32.2			46.2					93.2	856421	520667	330745	112537	685								
10/90	172	1200	884		172	15249	68.8	32.2			46.2					93.2	857232	521556	330734	113488	687								
5/95	172	1192	884		172	16812	68.8	32.2			46.2					93.2	858043	522445	330723	114439	689								
0/100	172	1184	884		172	18375	68.8	32.2			46.2					93.2	858854	523334	330712	115390	691								
100/0	0	10	43		0	-	0	-			-					1169	899	189	18952	68.8	27.6	44.8	84.9	876888	537511	299827	231666	734	
95/5				176					1188	880		176	17533	68.8	27.6	44.8	84.9	877699	538400	299816	231666	734							
90/10				177					1196	880		177	16508	68.8	27.6	44.8	84.9	878510	539289	299805	231666	734							
85/15				177					1204	880		177	15483	68.8	27.6	44.8	84.9	879321	540178	299794	231666	734							
80/20				177					1212	880		177	14458	68.8	27.6	44.8	84.9	880132	541067	299783	231666	734							
75/25				177					1220	880		177	13433	68.8	27.6	44.8	84.9	880943	541956	299772	231666	734							
70/30				177					1228	880		177	12408	68.8	27.6	44.8	84.9	881754	542845	299761	231666	734							
65/35				177					1236	880		177	11383	68.8	27.6	44.8	84.9	882565	543734	299750	231666	734							
60/40				177					1244	880		177	10358	68.8	27.6	44.8	84.9	883376	544623	299739	231666	734							
55/45				177					1252	880		177	9333	68.8	27.6	44.8	84.9	884187	545512	299728	231666	734							
50/50				177					1260	880		177	8308	68.8	27.6	44.8	84.9	884998	546401	299717	231666	734							
45/55				177					1268	880		177	7283	68.8	27.6	44.8	84.9	885809	547290	299706	231666	734							
40/60	177	1276	880	177	6258	68.8	27.6	44.8	84.9	886620	548179	299695	231666	734															
35/65	177	1284	880	177	5233	68.8	27.6	44.8	84.9	887431	549068	299684	231666	734															
30/70	177	1292	880	177	4208	68.8	27.6	44.8	84.9	888242	549957	299673	231666	734															
25/75	177	1300	880	177	3183	68.8	27.6	44.8	84.9	889053	550846	299662	231666	734															
20/80	177	1308	880	177	2158	68.8	27.6	44.8	84.9	889864	551735	299651	231666	734															
15/85	177	1316	880	177	1133	68.8	27.6	44.8	84.9	890675	552624	299640	231666	734															
10/90	177	1324	880	177	10308	68.8	27.6	44.8	84.9	891486	553513	299629	231666	734															
5/95	177	1332	880	177	9283	68.8	27.6	44.8	84.9	892297	554402	299618	231666	734															
0/100	177	1340	880	177	8258	68.8	27.6	44.8	84.9	893108	555291	299607	231666	734															
98/2	0	43	0	65	-	0	-	-	1237	874	181	11389	68.9	29.5	45.5	87.8	857224	517833	331493	282655	716								
45/55				189					1238	876	181	9929	68.9	29.5	45.5	87.8	858035	518722	331482	282655	716								
40/60				189					1239	878	181	8469	68.9	29.5	45.5	87.8	858846	519611	331471	282655	716								
35/65				189					1240	880	181	7009	68.9	29.5	45.5	87.8	859657	520500</											

Tabela B.2 - Continuação.

PARAMETROS OPERACIONAIS										TEMPERATURAS			VAZAO	REND. EXRG.			REND	IRREVERSIBILIDADE			CALOR PERD.	CONSUMO
PROD VAP.	%GAF/ %GCO	EXC. AR COMB	T GAF	PUR GA	TAXA REC. GASES	PRES. FLASH TANK	VAPOR P/ PAAU			AD.	SAI	CHA MI NE	AGUA SPRAY	COMB	FORM	CALD	EMER CALD	TOTAL	CON BUS TAO	TRANS FER. CALOR	P/ CHAMI NE	ESP.
t/h	x	x	°C	%	x	kgf/ cm ²	kg/h	kgf/ cm ²	°C	°C			kg/h	x			Mcal/h			kcal /kgv		
250	94/6	10	43	0	4.5	-	0	-	-	1288	842	172	2261	69.4	32.2	46.3	89.5	83859	50119	32828	16938	696
					5.0					1283	846	173	3134	69.3	32.0	46.2	89.4	84078	50314	32698	17029	697
					5.5					1278	849	173	3974	69.3	31.7	46.1	89.3	84295	50488	32621	17122	698
					6.0					1273	852	174	4626	69.2	31.5	46.1	89.1	84477	50659	32513	17219	699
					6.5					1269	855	174	5436	69.1	31.3	46.0	89.0	84667	50831	32398	17288	699
					7.0					1264	858	175	6084	69.1	31.1	45.9	88.9	84908	51015	32255	17427	701
					7.5					1260	860	175	6834	69.0	30.9	45.9	88.8	85135	51145	32117	17463	701
					8.0					1255	862	176	7445	69.0	30.6	45.8	88.8	85358	51313	32148	17533	702
					8.5					1251	865	176	8285	69.0	30.4	45.8	88.8	85486	51480	32027	17633	703
					9.0					1246	867	177	8792	68.9	30.2	45.7	88.8	85589	51648	31928	17727	704
					9.5					1242	869	177	9561	68.8	30.0	45.7	88.8	85769	51814	31827	17823	705
					10.0					1238	871	178	10094	68.8	29.8	45.6	88.8	85906	51954	31721	17892	706

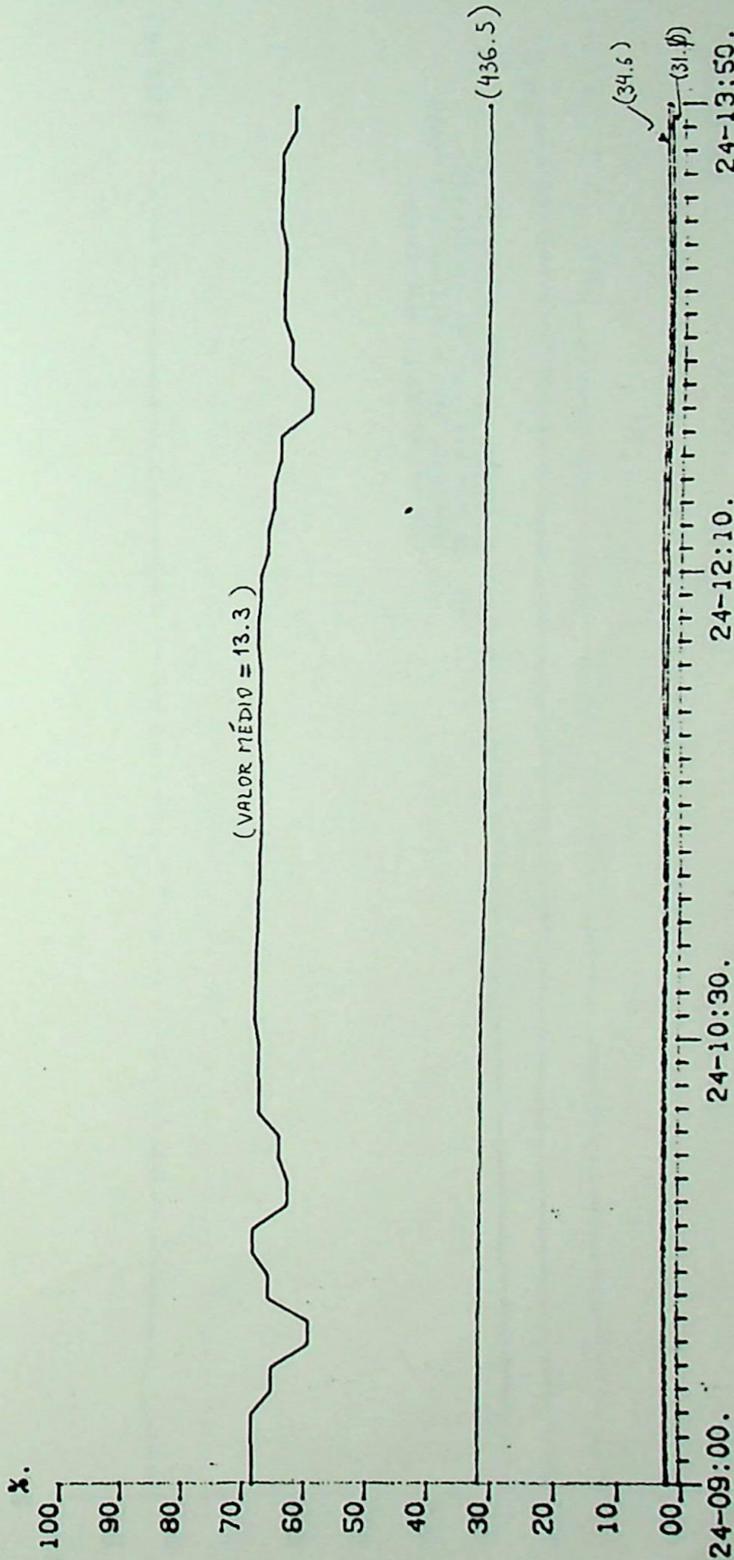
Tabela B.3 - Resumo dos resultados obtidos no SIMCICLO.

PARAMETROS BASICOS						VAZAO NAS EXTRACOES				PRES NA		TEMP NA		TURBINA				VACUO NO		BLOCO DE COND.		
VAZAO VAPOR CDQ	VAZAO VAPOR PROC.	VAZAO VAPOR PAUV	PRES NO CBP	TEMP NO CBP	VAZAO AGUA HAR	TEMP AGUA HAR	1 ^A	2 ^A	3 ^A	4 ^A	1 ^A EXTR	1 ^A EXTR	POTEN CIA	IRREU	REND EXER	REND ISENT	COND.	HEAT RATE	REND EXER	IRREU		
Kg/h		Kg/cm ²	°C	m ³ /h	°C	Kg/h				Kg/cm ²	°C	KW	Mcal/h	%		mm Hg	Mcal/KWh	%		Mcal/h		
0	0	0	16	250	12500	23	16077	13071	15940	15587	44.2	431	64001	16031	77.5	74.1	717.8	2526	72.7	2706		
2000							14259	13050	15816	15650	44.6	432	64419	16149	77.4	74.2	717.5	2532	72.7	2751		
4000							12443	12878	15889	15702	44.9	432	64875	16228	77.5	74.2	717.2	2536	72.7	2804		
6000							10629	12704	16015	15685	45.3	433	65285	16346	77.5	74.3	716.9	2543	72.7	2858		
8000							8815	12521	16007	15830	45.7	434	65743	16417	77.5	74.3	716.7	2547	72.8	2921		
10000							7004	12357	16091	15842	46.1	435	66150	16569	77.5	74.4	716.4	2554	72.8	2945		
12000							5194	12191	16100	15950	46.5	435	66607	16652	77.5	74.4	716.1	2558	72.9	2998		
14000							3386	12126	16046	15995	46.9	436	67014	16749	77.5	74.4	715.8	2564	72.9	3074		
0	0						16077	13071	15940	15587	44.2	431	64001	16031	77.4	74.1	717.8	2526	72.7	2706		
5000							20414	13429	15884	15573	43.3	429	62939	15804	77.4	74.0	718.4	2515	72.9	2588		
10000							24761	13781	15830	15563	42.4	427	61905	15558	77.4	73.9	719.1	2502	73.2	2479		
15000							29130	14400	15811	15472	41.4	425	60888	15305	77.4	73.8	719.7	2488	73.4	2362		
20000							33497	14720	15798	15446	40.5	423	59855	15090	77.3	73.7	720.4	2475	73.7	2228		
25000							37892	15282	15781	15381	39.6	421	58847	14842	77.3	73.6	721.0	2460	74.0	2118		
30000							42286	15574	15744	15260	38.6	419	57818	14610	77.3	73.5	721.6	2445	74.3	2017		
35000							46709	16189	15249	15096	37.7	416	56833	14348	77.3	73.4	722.3	2428	74.6	1916		
0	0		13	210			16077	13071	15940	15587	44.4	431	64001	16031	77.5	74.1	717.8	2526	72.7	2706		
400							16422	13070	15946	15606	44.1	431	63918	16004	77.5	74.1	717.8	2525	72.7	2704		
800							16768	13073	15951	15623	44.1	431	63830	15980	77.5	74.1	717.7	2524	72.7	2702		
1200							17118	13237	15908	15613	44.0	430	63739	15982	77.4	74.1	717.9	2523	72.7	2678		
1600							17433	13234	15815	15633	43.9	430	63658	15952	77.4	74.1	718.0	2522	72.8	2675		
2000							17808	13237	15820	15650	43.8	430	63571	15928	77.4	74.0	718.0	2522	72.8	2659		
2400							18160	13257	15883	15613	43.7	430	63536	15879	77.5	74.1	718.1	2519	72.8	2659		
2800							18505	13259	15887	15630	43.7	430	63449	15855	77.5	74.1	718.1	2518	72.9	2654		
3200							18851	13262	15891	15648	43.6	430	63361	15831	77.5	74.1	718.2	2517	72.9	2654		
3600							19201	13421	15868	15505	43.5	429	63226	15871	77.4	74.0	718.2	2517	72.8	2627		
4000							19546	13415	15876	15525	43.5	429	63149	15838	77.4	74.0	718.3	2517	72.8	2625		
0	0		14	210			13149	13143	16141	15876	44.8	432	64618	16147	77.5	74.2	717.4	2530	72.6	2799		
230							13453	13127	16119	15862	44.7	432	64564	16150	77.5	74.2	717.5	2529	72.6	2763		
460							13741	13109	16100	15850	44.7	432	64498	16133	77.5	74.2	717.5	2529	72.6	2762		
690							14021	13111	16102	15795	44.6	432	64439	16113	77.5	74.2	717.5	2528	72.6	2767		
920							14291	13103	16081	15781	44.6	432	64368	16105	77.5	74.2	717.6	2529	72.6	2765		
0	0		15	210			14369	13067	16078	15779	44.6	432	64357	16101	77.5	74.2	717.6	2528	72.6	2765		
230							14710	13050	16053	15763	44.5	432	64285	16100	77.5	74.1	717.7	2528	72.6	2739		
460							15036	13159	16008	15626	44.4	431	64206	16076	77.5	74.2	717.7	2528	72.6	2744		
690							15343	13146	15984	15611	44.3	431	64128	16064	77.5	74.1	717.7	2528	72.6	2742		
920							15642	13128	15964	15598	44.3	431	64059	16046	77.5	74.1	717.7	2528	72.6	2740		
0	0		16	210			15349	13106	15992	15616	44.3	431	64148	16051	77.5	74.1	717.7	2527	72.6	2742		
230							15723	13099	15960	15595	44.3	431	64044	16045	77.4	74.1	717.7	2528	72.6	2740		
460							16079	13077	15940	15587	44.2	431	64019	16028	77.5	74.1	717.8	2525	72.7	2697		
690							16413	13069	15912	15569	44.1	431	63929	16020	77.4	74.1	717.8	2525	72.7	2695		
920							16737	13050	15890	15555	44.0	431	63854	16001	77.4	74.1	717.9	2525	72.7	2693		
0	0	0	16	250	10000		16077	13069	15914	14844	44.2	431	63570	15722	77.7	74.2	712.2	2543	72.2	3070		
10500							16077	13034	15936	15031	44.2	431	63705	15762	77.7	74.2	713.6	2538	72.4	2992		
11000							16077	13036	15941	15037	44.2	431	63787	15849	77.6	74.2	714.8	2534	72.4	2902		
11500							16077	13038	15944	15040	44.2	431	63868	15910	77.5	74.2	715.9	2531	72.5	2835		
12000							16077	13041	15948	15040	44.2	431	63934	15957	77.5	74.1	716.8	2528	72.6	2788		
12500							16077	13044	15952	15040	44.2	431	63995	16027	77.5	74.1	717.7	2526	72.7	2717		
13000							16077	13044	15955	15040	44.2	431	64059	16084	77.4	74.1	718.5	2523	72.7	2652		
13500							16077	13044	15958	15040	44.2	431	64119	16120	77.4	74.1	719.3	2521	72.8	2609		
14000							16077	13046	15958	15040	44.2	431	64173	16182	77.3	74.1	720.0	2519	72.8	2543		
14500							16077	13048	15960	15040	44.2	431	64228	16213	77.3	74.1	720.6	2517	72.9	2508		
15000							16077	13049	15963	15040	44.2	431	64273	16255	77.3	74.0	721.2	2515	72.9	2457		
					12500	20	16077	13073	15995	16491	44.1	431	64526	16448	77.1	73.9	724.0	2505	73.2	21480		
21							16077	13130	15958	16169	44.1	431	64294	16265	77.2	74.0	722.0	2514	73.0	21325		
22							16077	13133	15946	15859	44.1	431	64121	16232	77.2	74.1	720.0	2521	72.8	21118		
23							16077	13133	15935	15549	44.1	431	63947	16092	77.4	74.1	717.7	2528	72.6	21214		
24							16077	13134	15924	15234	44.1	431	63770	15953	77.5	74.1	715.2	2535	72.4	21074		
25							16077	13135	15913	14917	44.1	431	63608	15801	77.6	74.1	713.1	2542	72.3	21002		
26							16077	13134	15902	14597	44.1	431	63425	15666	77.7	74.1	710.6	2549	72.1	21111		
27																						

APÊNDICE C - RESULTADOS DO TESTE DE DESEMPENHO REALIZADO NA UNIDADE Nº2 DA CTE/CST

GRAFICO DE TENDENCIA.

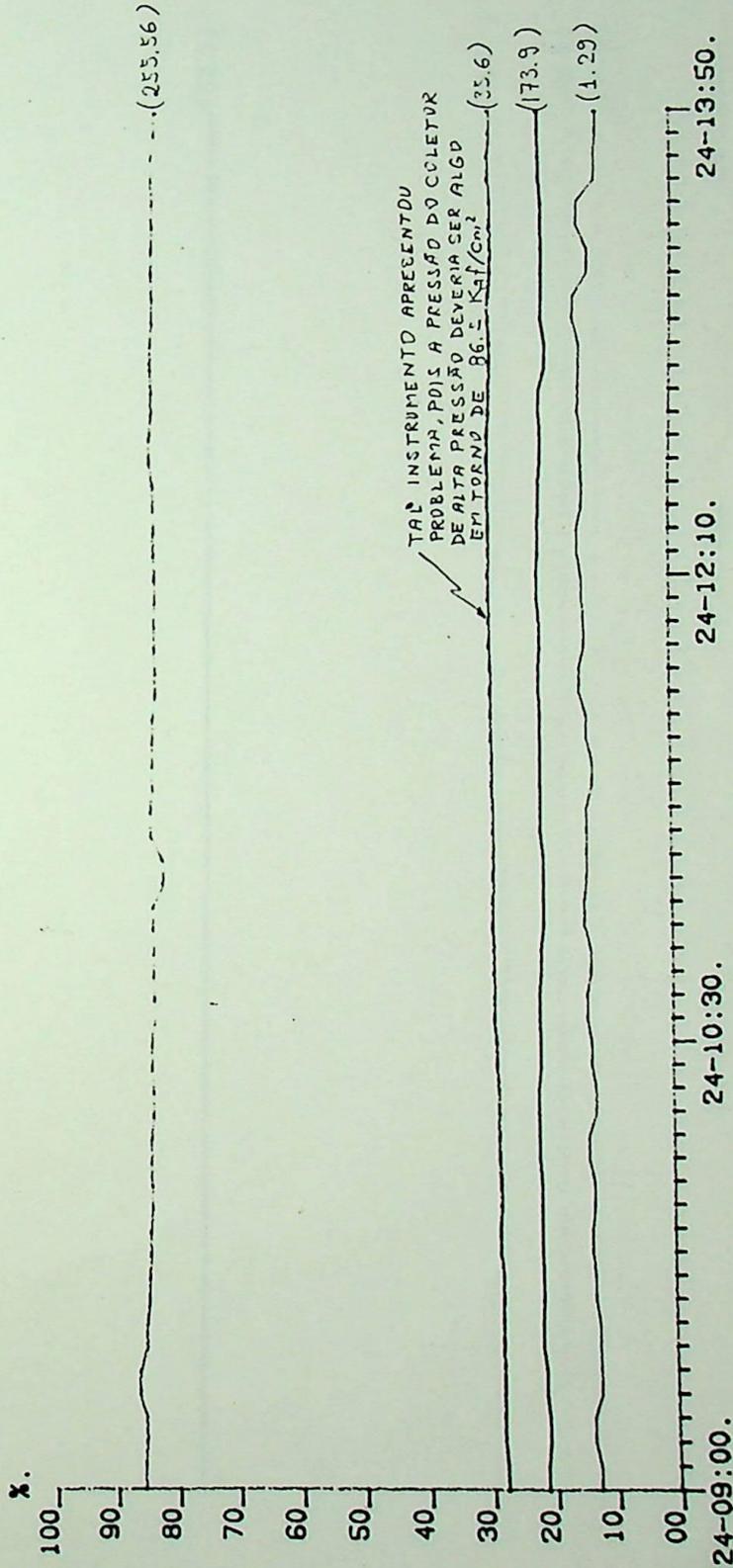
DATA : 24/01/1990.
HORA : 15:45:51.



TAG	LIMITE ALTO	LIMITE BAIXO	UNIDADE ENG.
TRA240-2	0001370.0	0000000.0	OC - 1ª EXTRAÇÃO
PI150	0000020.0	0000000.0	KG/CM2 - COLETOR DE BAIXA PRESSÃO
TR211-4	0001370.0	0000000.0	OC - AR NA ENTRADA DO AQ. DE AR A VAPOR
TR211-5	0001370.0	0000000.0	OC - AR NA ENTRADA DO PARR.

GRAFICO DE TENDENCIA.

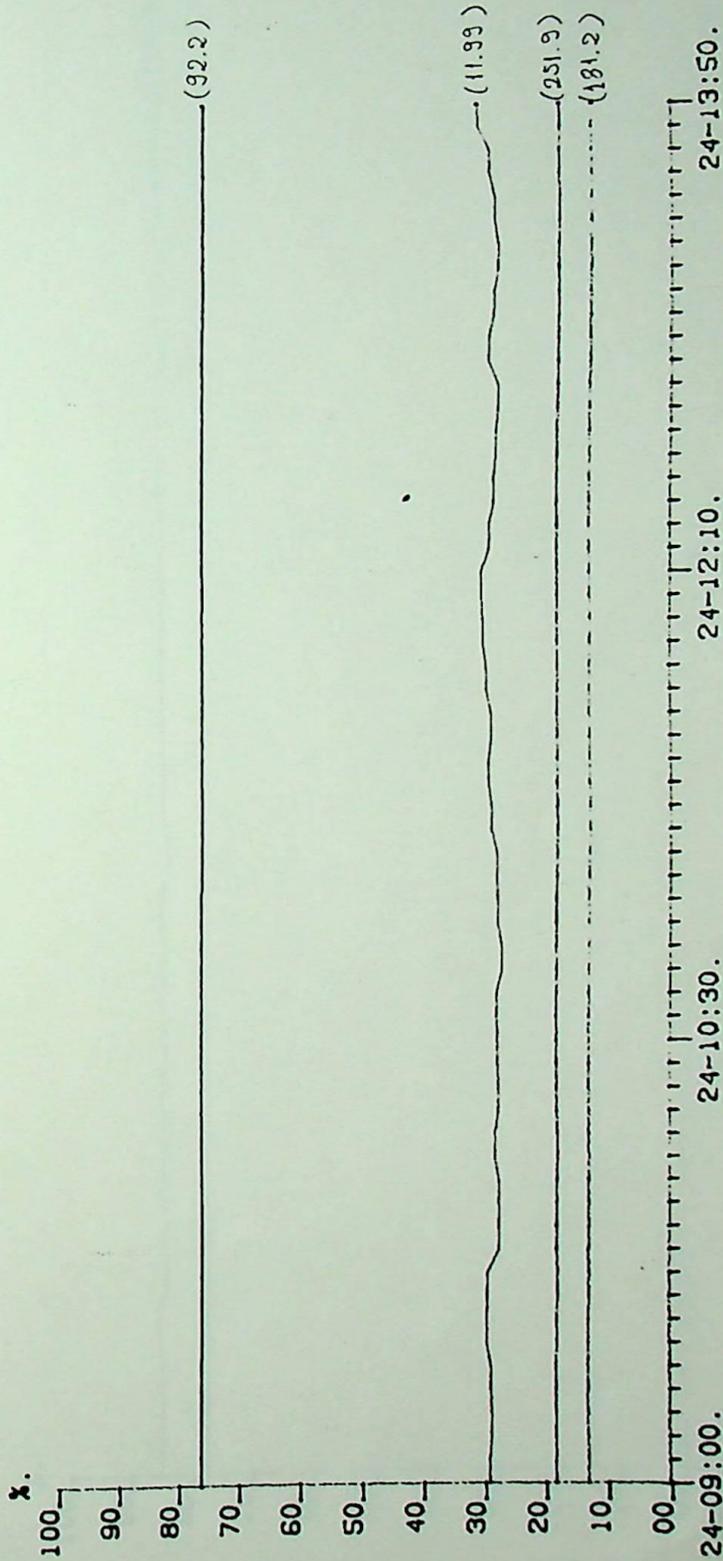
DATA : 24/01/1990.
 HORA : 14:39:43.



TAG	LIMITE ALTO	LIMITE BAIXO	UNIDADE ENG.
AR212-3	0000010.0	0000000.0	x — OXIGÊNIO NOS GAJES DE CMB.
PICA206	0000800.0	0000000.0	MM/H20 — SAÍDA DO VENTILADOR DE TIRAGEM FORÇADA.
PICA133	0000120.0	0000000.0	KG/CM2 — COLETOR DE ALTA PRESSÃO
FRQ240	0000300.0	0000000.0	T/H — VAZÃO NA ENTRADA DA TURB.

GRAFICO DE TENDENCIA.

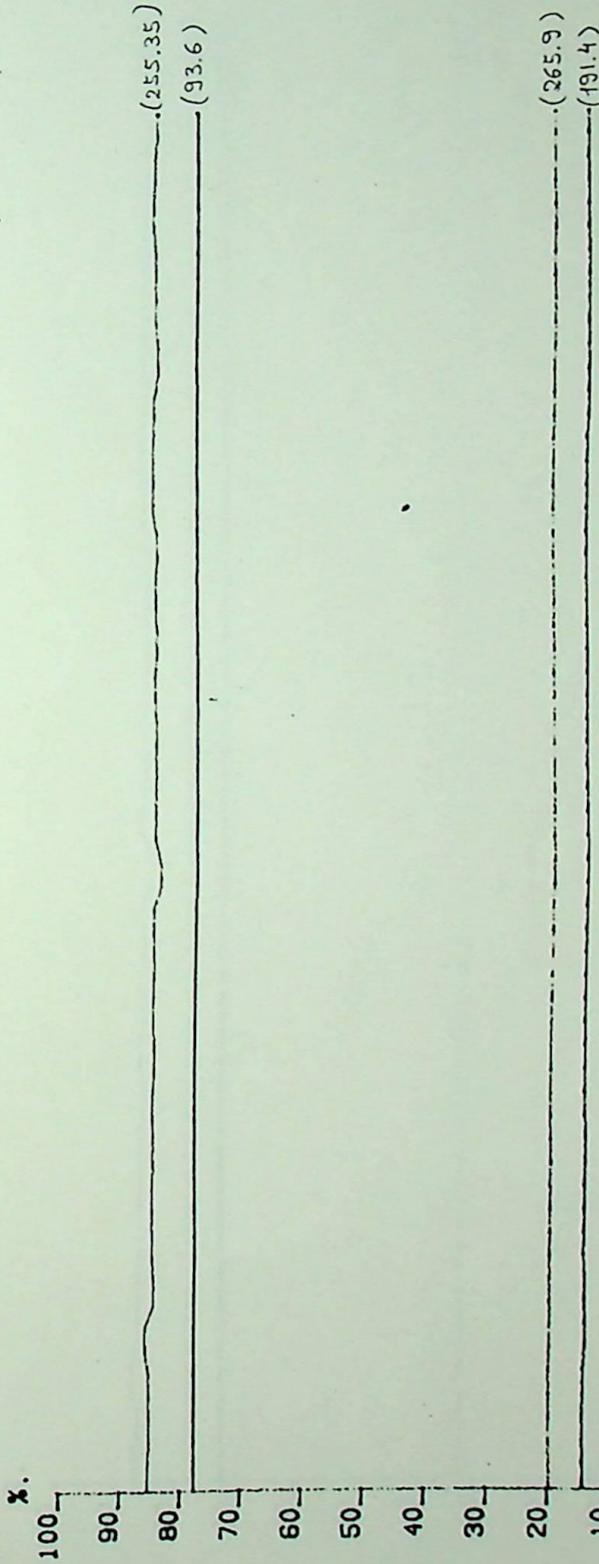
DATA : 24/01/1990.
 HORA : 14:44:15.



TAG	LIMITE ALTO	LIMITE BAIXO	UNIDADE ENG.
FR0210	0000040.0	0000000.0	T/H - ÁGUA DE SPRAY - CALDEIRA
PI211	0000120.0	0000000.0	KG/CM2 - TUBULÃO DE VAPOR
TR210-4	0001370.0	0000000.0	OC - GASES DE COMB. NA SAÍDA DO ECO
TR210-5	0001370.0	0000000.0	OC - GASES DE COMB. NA SAÍDA DO PARR

GRAFICO DE TENDENCIA.

DATA : 24/01/1990.
 HORA : 14:28:26.

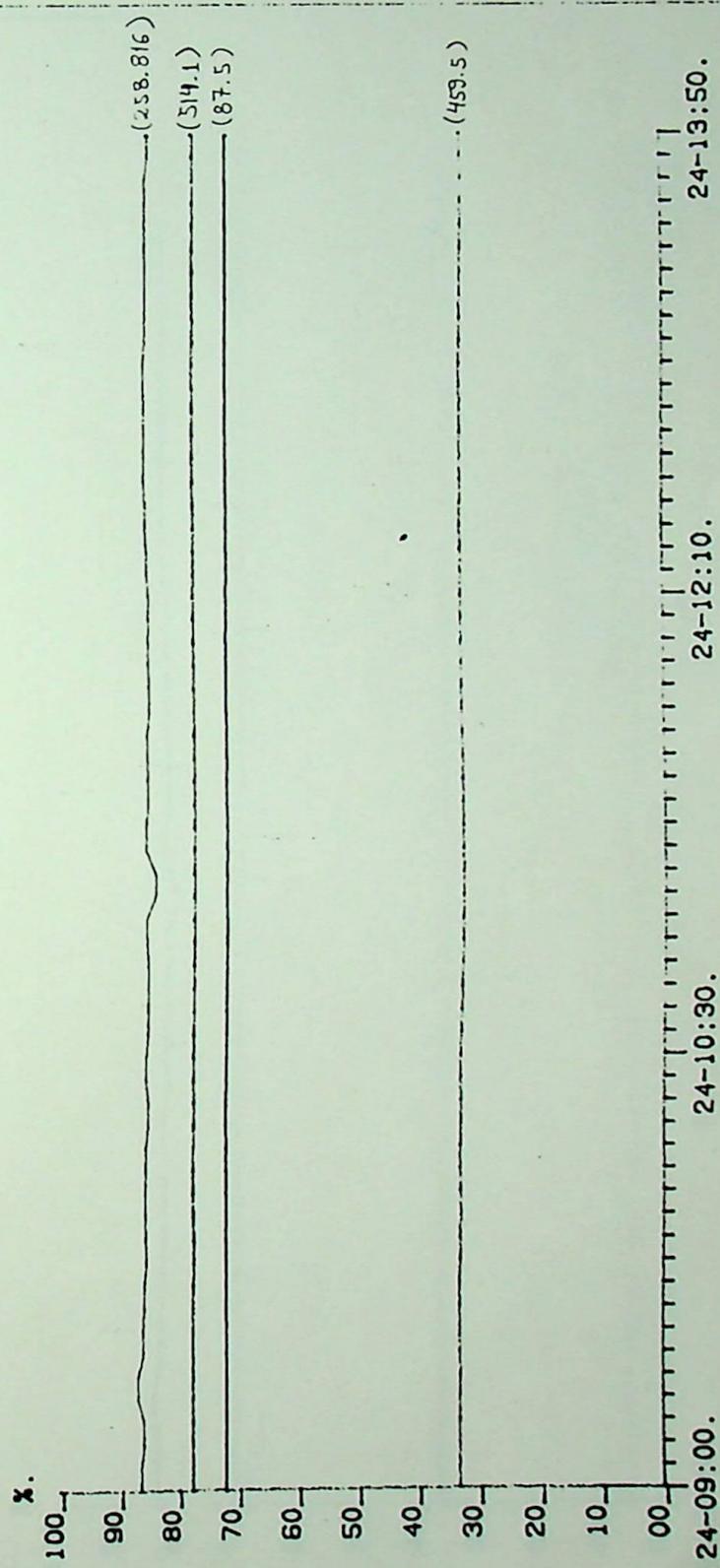


24-09:00. 24-10:30. 24-12:10. 24-13:50.

TAG	LIMITE ALTO	LIMITE BAIXO	UNIDADE ENG.
FRIC0208	0000300.0	0000000.0	T/H - ÁGUA DE ALIMENTAÇÃO
PI220	0000120.0	0000000.0	KG/CM2
TR211-3	0001370.0	0000000.0	OC
TR211-2	0001370.0	0000000.0	OC - ÁGUA NA SAÍDA DO ECO

GRAFICO DE TENDENCIA.

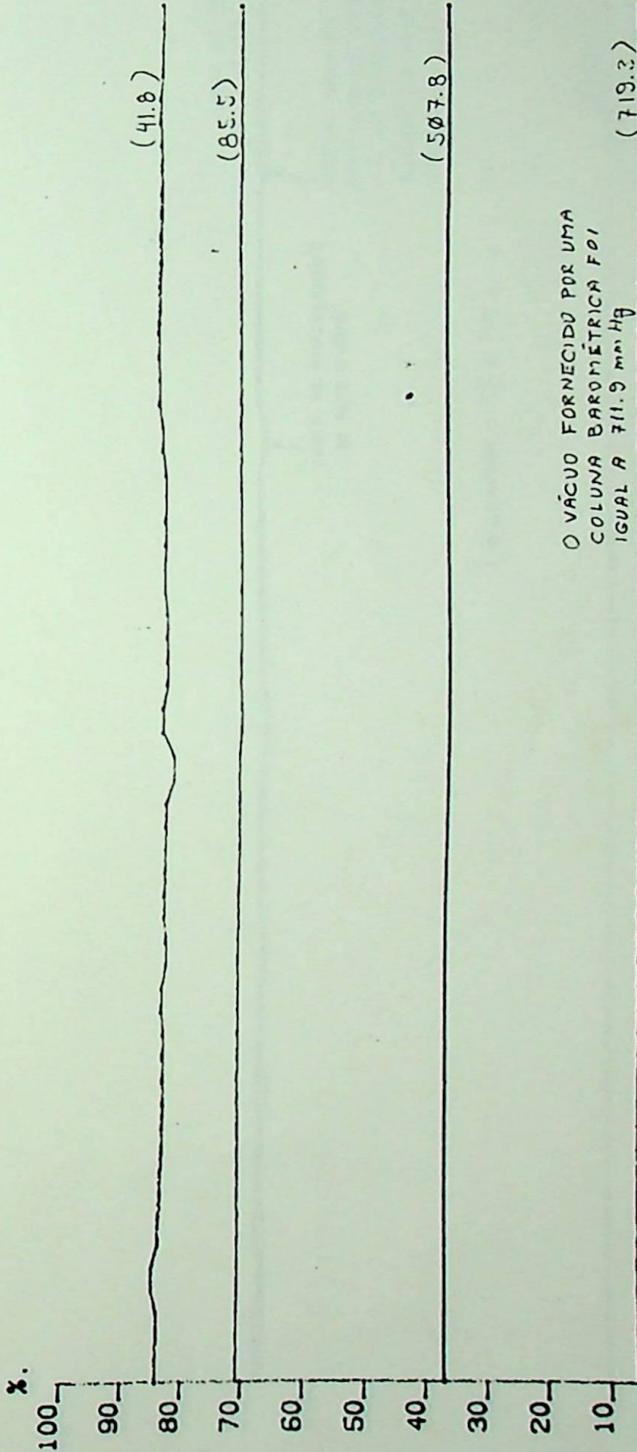
DATA : 24/01/1990.
 HORA : 14:24:01.



TAG	LIMITE ALTO	LIMITE BAIXO	UNIDADE ENG.
FRQ207	0000300.0	0000000.0	T/H - VAPOR NA SAIDA DA CALD.
PR1A210	0000120.0	0000000.0	KG/CM2
TR1A200	0000600.0	0000200.0	OC
TR210-2	0001370.0	0000000.0	OC - VAPOR NA SAIDA SUPER. AQUECEDOR PRIMARIO

GRAFICO DE TENDENCIA.

DATA : 24/01/1990.
 HORA : 15:40:15.



24-09:00. 24-10:30. 24-12:10. 24-13:50.

TAG	LIMITE ALTO	LIMITE BAIXO	UNIDADE ENG.
PRI240	0000120.0	0000000.0	KG/CM2_VAPOR NA ENT. DA TURBINA.
TRA240-1	0001370.0	0000000.0	OC - II
PIA242	0000050.0	0000000.0	KG/CM2 - PRIMEIRA EXTRAÇÃO DA TURB.
PRI245	0000000.0	-0000760.0	MM/HG_VÁCUO NO CONDENSADOR.

GRAFICO DE TENDENCIA.

DATA : 24/01/1990.
 HORA : 15:27:57.

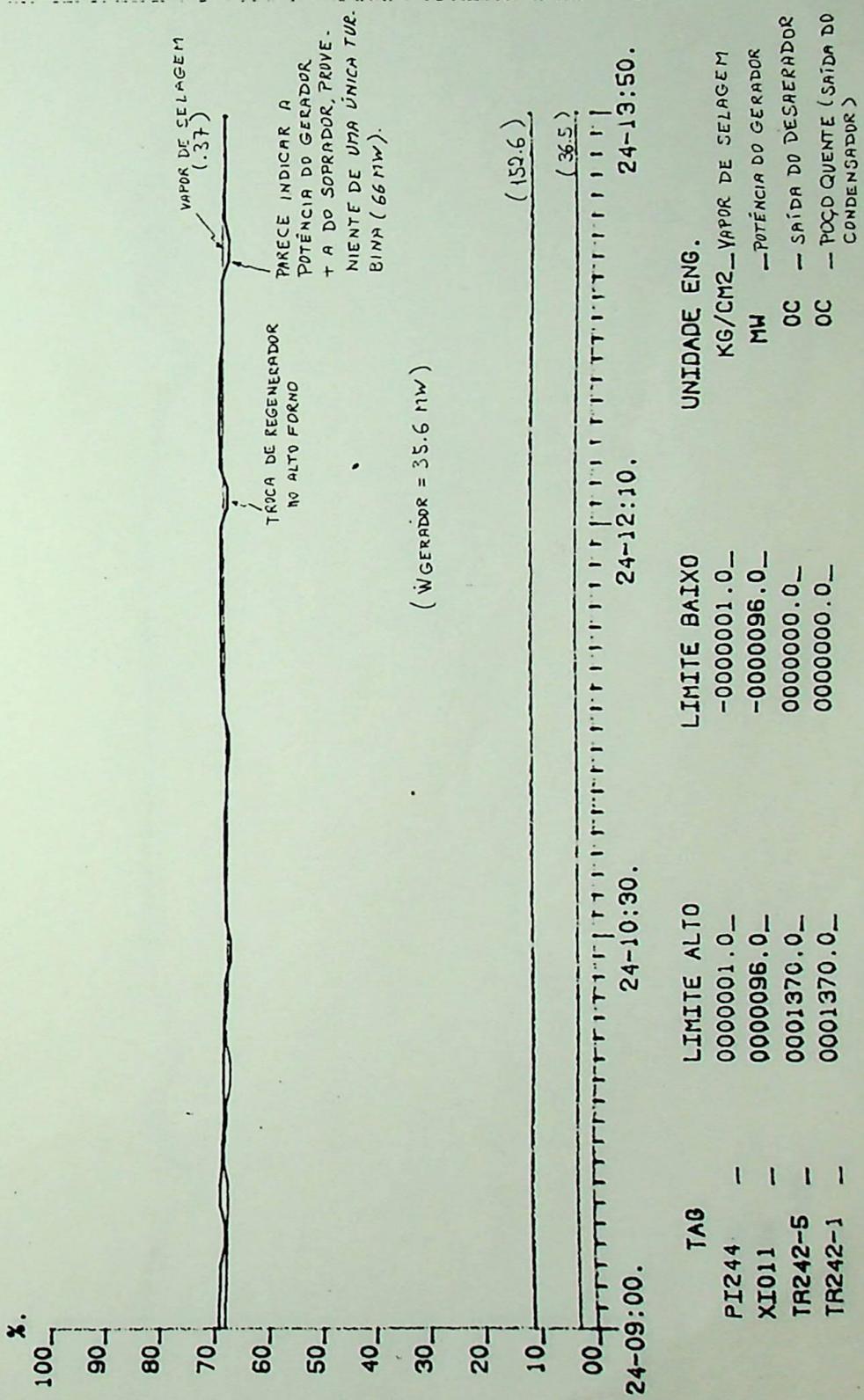
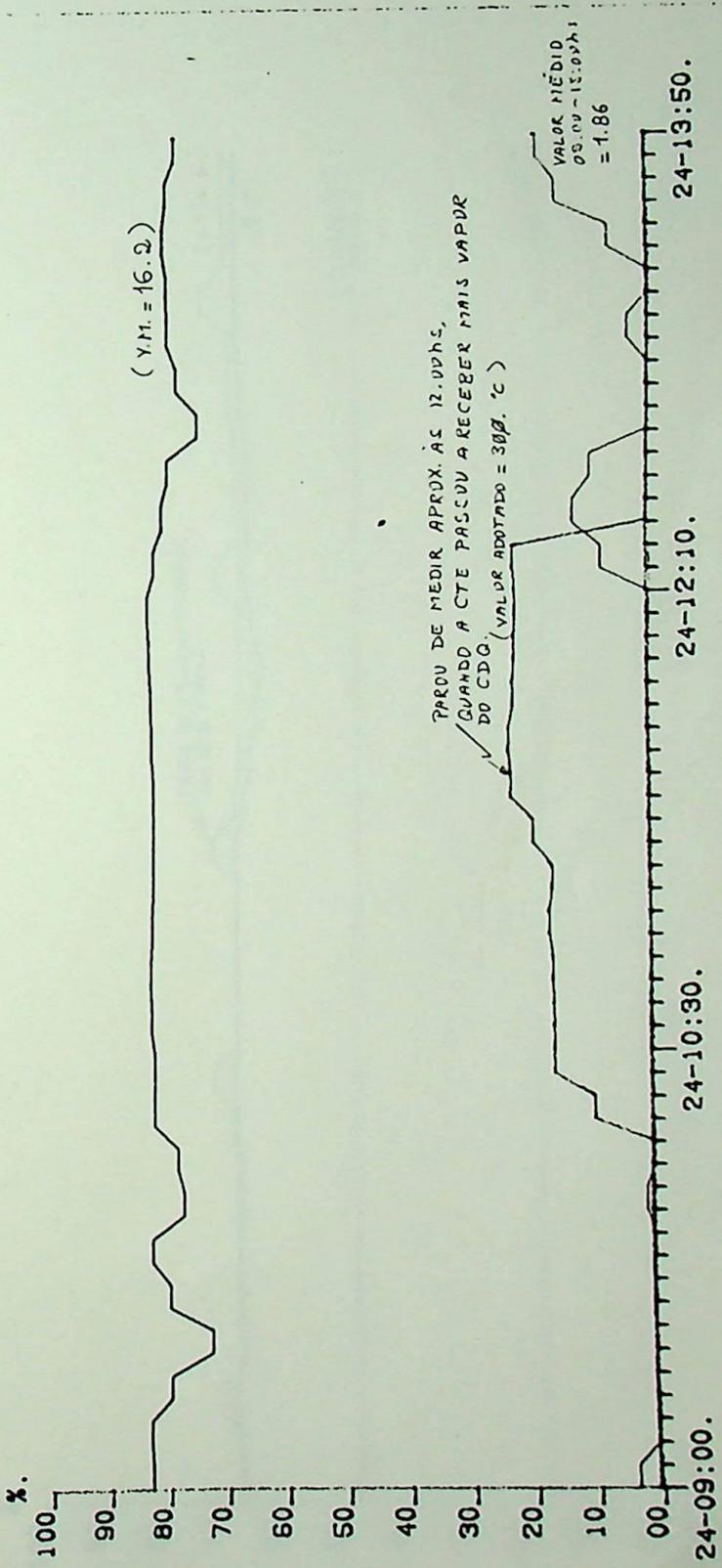


GRAFICO DE TENDENCIA.

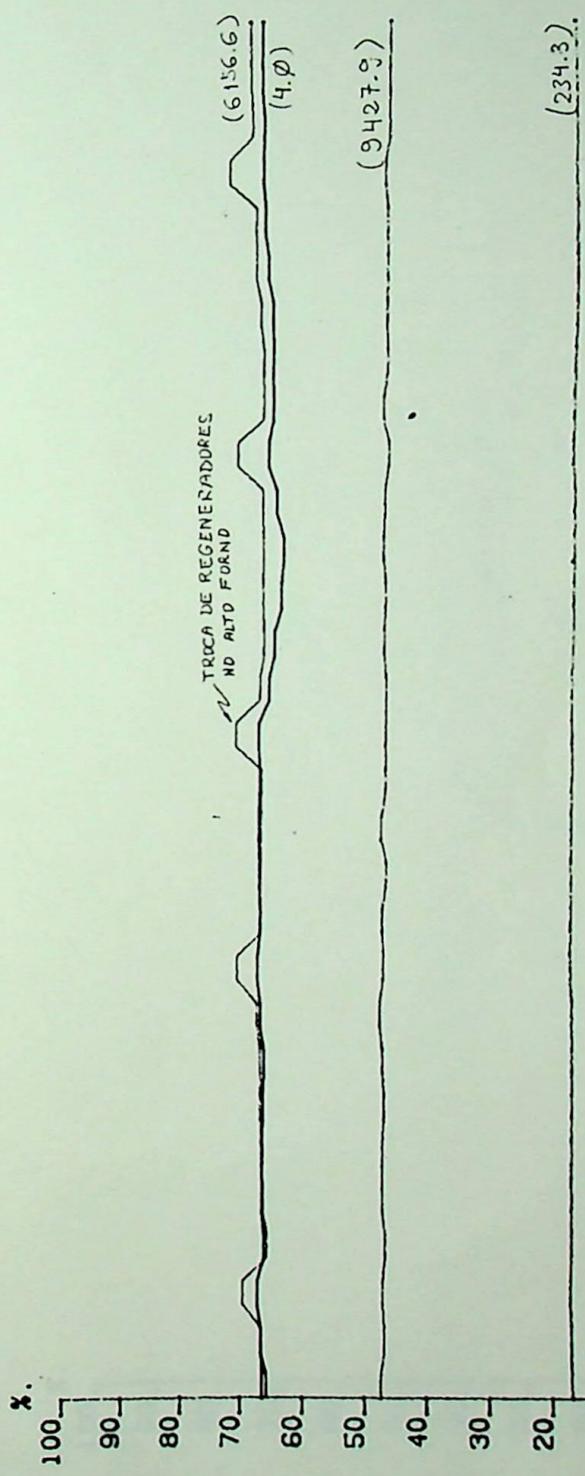
DATA : 24/01/1990.
 HORA : 15:12:59.



TAB	LIMITE ALTO	LIMITE BAIXO	UNIDADE ENG.
FY500B	0000050.0_	0000000.0_	T/H - VAPOR DO CDG RECEBIDO NA CTE.
FX500A	0000020.0_	0000000.0_	KG/CM2 - VAPOR DO CDG
TRA140-10_	0001370.0_	0000000.0_	OC - "
FY500A	0000050.0_	0000000.0_	T/H - VAPOR DE PROCESSO ENVIADO PELA CTE

GRAFICO DE TENDENCIA.

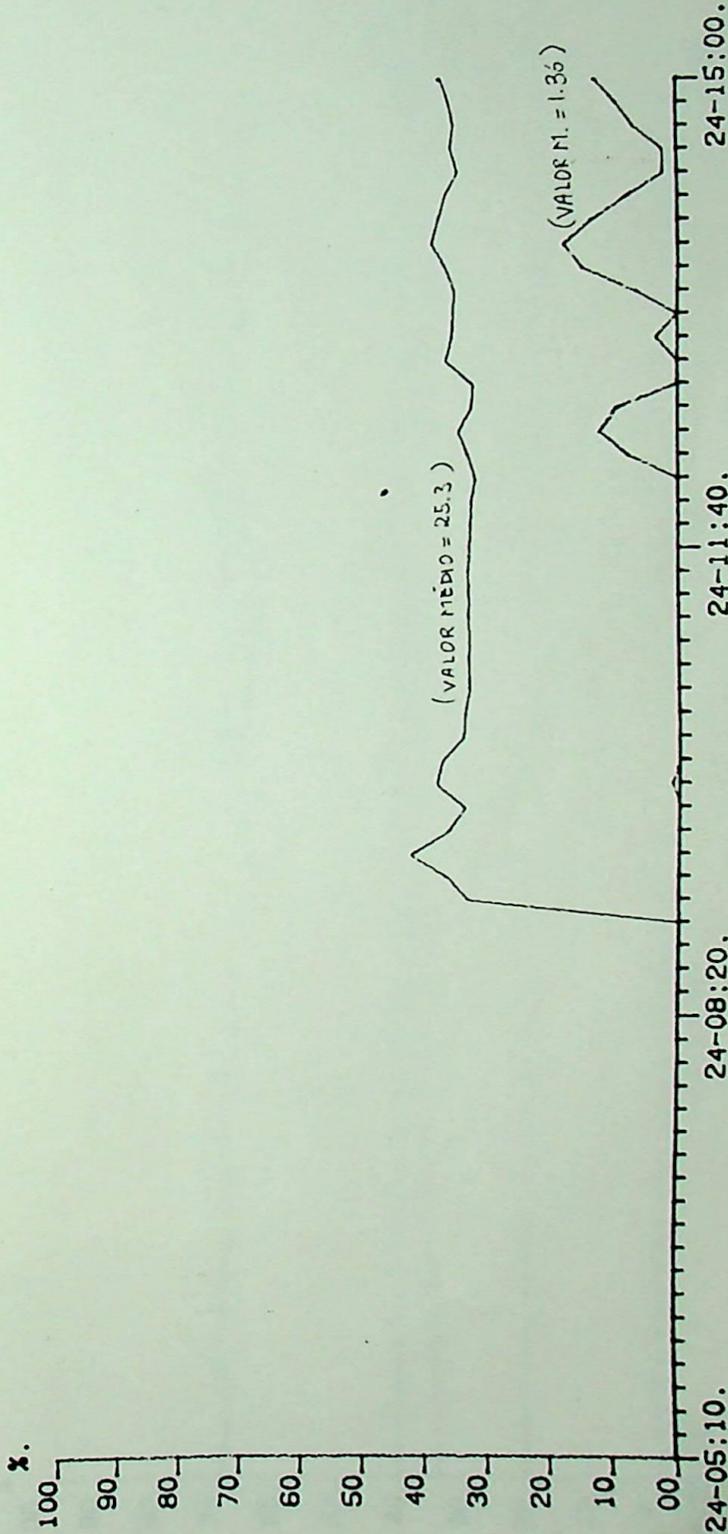
DATA : 24/01/1990.
 HORA : 15:22:49.



TAG	LIMITE ALTO	LIMITE BAIXO	UNIDADE ENG.
FRX271-3	0009000.0	0000000.0	M3/MIN - AR SOPRADO
PRICA260	0000006.0	0000000.0	KG/CM2 - DESCARGA DO SOPRADOR
TRA240-11	0001370.0	0000000.0	OC - II
FY682	0020000.0	0000000.0	M3/H - ÁGUA DO MAR

GRAFICO DE TENDENCIA.

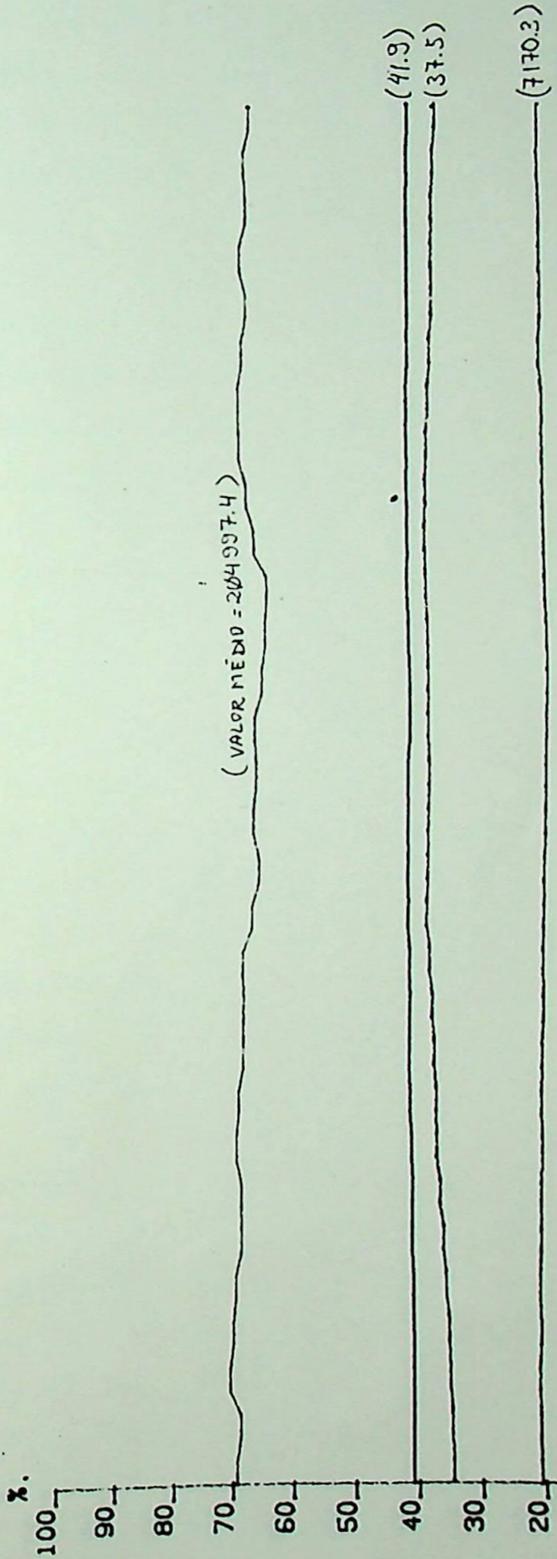
DATA : 24/01/1990.
HORA : 16:24:40.



TAG	LIMITE ALTO	LIMITE BAIXO	UNIDADE ENG.
FX504	0000070.0	0000000.0	T/H - VAPOR DO CDQ ENVIAO PARA C PROCESSO
FY500A	0000050.0	0000000.0	T/H - VAPOR DE PROCESSO PELA CTE.
FY500B	0000050.0	0000000.0	T/H - VAPOR DO CDQ RECEBIDO PELH CTE

GRAFICO DE TENDENCIA.

DATA : 24/01/1990.
 HORA : 14:02:25.

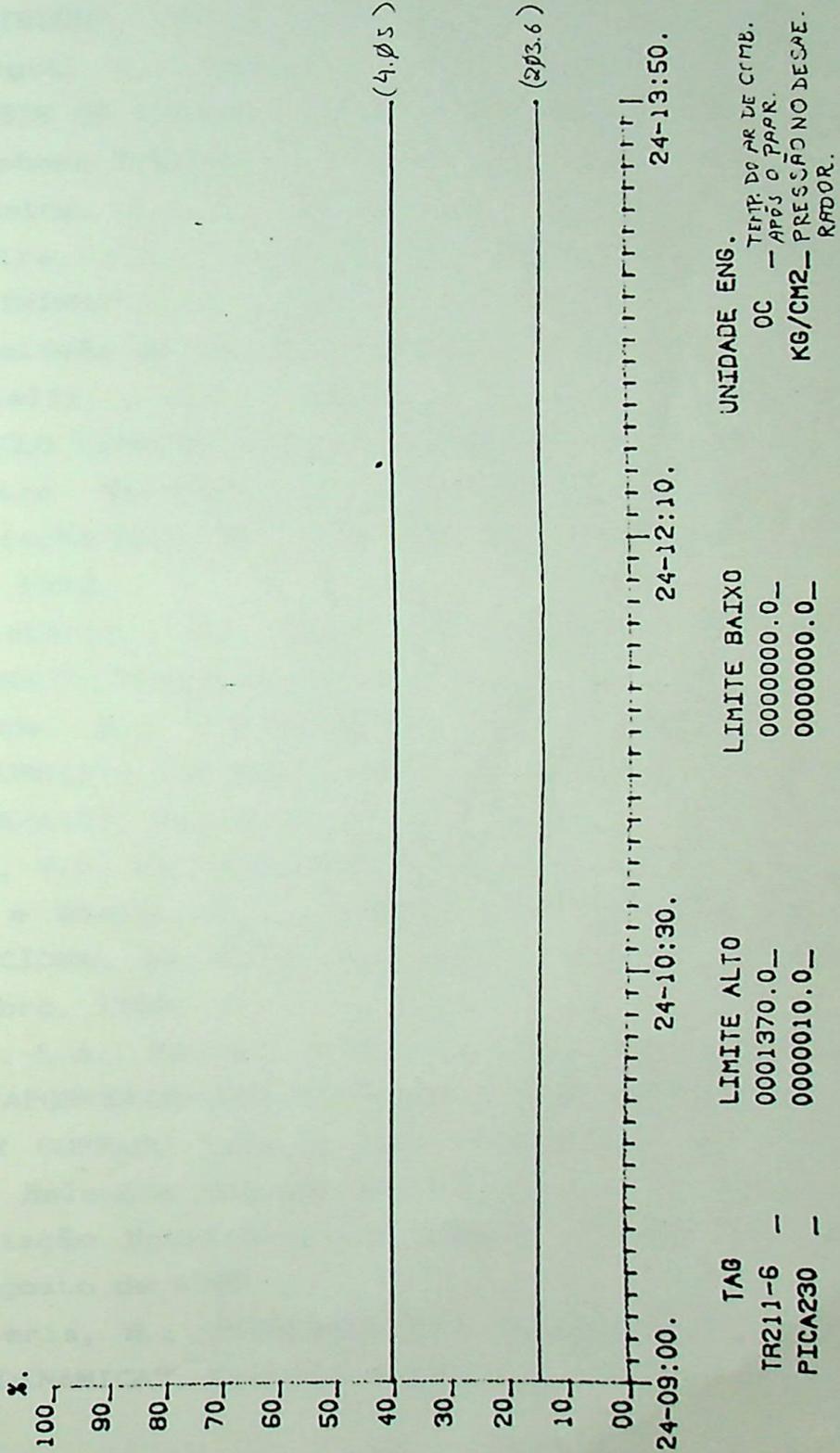


TAG	LIMITE ALTO	LIMITE BAIXO	UNIDADE ENG.
FRIC0202	0300000.0	0000000.0	M3/H - GAS DE ALTO FOMCO
TX230	0000100.0	0000000.0	OC - II
TX130	0000100.0	0000000.0	OC - GAS DE COQUEARIA
FRIC0203	0035000.0	0000000.0	M3/H - II

24-09:00. 24-10:30. 24-12:10. 24-13:50.

GRAFICO DE TENDENCIA.

DATA : 24/01/1990.
HORA : 15:51:09.



BIBLIOGRAFIA

- 1 - Moran, M.J.; "AVAILABILITY ANALYSIS: A GUIDE TO EFFICIENT ENERGY USE"; 1st Edition, Prentice-Hall Inc., Englewood Cliffs, N.J. - EUA, 1982.
- 2 - Kenney, W.F.; "ENERGY CONSERVATION IN THE PROCESS INDUSTRIES"; 1st Edition, Academic Press, Inc., 1984.
- 3 - Szargut, J., Morris, D.R. and Steward, F.R.; "EXERGY ANALYSIS OF THERMAL, CHEMICAL AND METALLURGICAL PROCESSES"; Hemisphere Publishing Corporation, EUA, 1988.
- 4 - Nogueira, L.A.H., Balestieri, J.A.P., Massafelli, N. e Silveira, J.L.; "ANÁLISE EXERGÉTICA DA UNIDADE 1 DA UTE PIRATININGA"; X Seminário Nacional de Produção e Transmissão de Energia Elétrica, Curitiba - PR, 1989.
- 5 - Donatelli, J.L.M. e Nogueira, L.A.H.; "ANÁLISE EXERGÉTICA DO CICLO TÉRMICO DA Cia. SIDERÚRGICA DE TUBARÃO - CST"; III Encontro Nacional de Ciências Térmicas - ENCIT 90, Associação Brasileira de Ciências mecânicas - ABCM, Itapema - SC, 1990.
- 6 - Ministério de Minas e Energia; "BALANÇO ENERGÉTICO NACIONAL"; Brasília, 1989.
- 7 - Masuda, H.; "TECNOLOGIA DE ECONOMIA DE ENERGIA NA SIDERURGIA"; Universidade Federal do Rio de Janeiro - UFRJ (COPPE/AIE), Rio de Janeiro, 1983.
- 8 - Silva, V.L. da, Silveira, P.T.B., Tardin, J.G.C., Belchior, J.G. e Biccias, N.L.; "CDQ - QUATRO ANOS DE EXPERIÊNCIA OPERACIONAL DA CST"; Metalurgia - ABM, Nº 372, Vol. 44, Novembro, 1988.
- 9 - Costa, L.A., Keller, R.R., Tavares, A.A.G. e Castilho, D.B. de; "APORVEITAMENTO DA SOBRA DE AR COMPRIMIDO NO PROCESSO DE AR SOPRADO PARA O ALTO FORNO Nº1 DA CST"; Seminário Sobre Balanços Energéticos Globais e Utilidades - COENGE, Associação Brasileira de Metais - ABM, Volta Redonda - RJ, Agosto de 1988.
- 10- Cimblaris, B.; "HISTÓRIA DOS CONCEITOS DE DISPONIBILIDADE TERMODINÂMICA"; Ciência e Cultura, 33 (6), Junho de 1981.

- 11- Haywood, R.W.; "A CRITICAL REVIEW OF THE THEOREMS OF THERMODYNAMIC AVAILABILITY, WITH CONCISE FORMULATIONS - PART 2. IRREVERSIBILITY"; J. Mechanical Eng. Science, vol 16, N^o4, 1974.
- 12- Kotas, T.J.; "THE EXERGY METHOD OF THERMAL PLANTS ANALYSIS"; Butter Worths, London, 1985.
- 13- Haywood, R.W.; "A CRITICAL REVIEW OF THE THEOREMS OF THERMODYNAMIC AVAILABILITY, WITH CONCISE FORMULATIONS - PART 1. AVAILABILITY"; J. Mechanical Eng. Science, vol 16, N^o3, 1974.
- 14- Wall, G.; "EXERGY - A USEFUL CONCEPT"; Phd Thesis, Chalmers Universit of Technology, Sweden, 1986.
- 15- Gallo, W.L.R.; "ANÁLISE EXERGÉTICA DE MOTORES A GASOLINA E A ÁLCOOL"; Tese de Doutorado, Universidade estadual de Campinas - UNICAMP/Faculdade de Engenharia Mecânica/Departamento de Energia, Campinas - SP, 1990.
- 16- Keller, A.; "THE EVALUATION OF STEAM-POWER-PLANT LOSSES BY MEANS OF THE ENTROPY - BALANCE DIAGRAM"; Trans. ASME, 72 (7), Oct. 1950.
- 17- Moran, M.J. And Shapiro, H.N.; "FUNDAMENTALS OF ENGINEERING THERMODYNAMICS"; 1ST Edition, John Wiley & Sons, Inc., 1988.
- 18- Van Wylen, G.J. and Sonntag, R.E; "FUNDAMENTOS DA TERNODINÂMICA CLÁSSICA"; 2^a Edição, Editora Edgard Blücher Ltda, São Paulo, 1976.
- 19- Kestin, J.; "A COURSE IN THERMODYNAMICS - VOL. 1"; Mcgraw-Hill, New York, 1979.
- 20- Baehr, H.D.; "TRATADO MODERNO DE TERMODINÂMICA"; 1^a Edição, José Montesó Editor, Barcelona, 1965.
- 21- Lizarraga, J.M.S.; "TERMODINÂMICA DE FLUIDOS Y EL METODO DE ANALISIS EXERGETICO"; Servicio Editorial Universidad del Pais Vasco, Espanha.
- 22- Souza, Z.de; "CONSEQÜÊNCIAS ENERGÉTICAS DO II PRINCÍPIO DA TERMODINÂMICA"; Escola Federal de Engenharia de Itajubá - EFEI, Itajubá - MG, 1969.
- 23- Bejan, A.; "ADVANCED ENGINEERING THERMODYNAMICS"; 1ST Edition, John Wiley & Sons, Inc., 1988.

- 24- Siemons, R.V.; "INTERPRETATION OF THE EXERGY EQUATION FOR STEADY - FLOW PROCESSES"; Energy, Vol. 11, N^o3, Great Britain, 1986.
- 25- Brzustowski, T.A. and Golem, P.J.; "SECOND - LAW ANALYSIS OF ENERGY PROCESSES, PART I : EXERGY - AN INTRODUCTION"; Trans. of the Canadian Soc. Mechanical Eng., Vol. 4, N^o4, 1976-77.
- 26- Debenedetti, P.G.; "THE THERMODYNAMIC FUNDAMENTALS OF EXERGY"; Chemical Engineering Education, Summer, 1984.
- 27- Kotas, T.J.; "EXERGY CONCEPTS FOR THERMAL PLANT"; Int. J. Heat & Fluid Flow, Vol. 2, N^o3, 1980.
- 28- Szargut, J.; "INTERNATIONAL PROGRESS IN SECOND LAW ANALYSIS"; Energy Vol. 5, Pergamon Press Ltd., Great Britain, 1980.
- 29- Ahrendts, J.; "REFERENCE STATES"; Energy Vol 5, Pergamon Press Ltd., Great Britain, 1980.
- 30- Bessa, I.G. e Rajagopal, K.; "MÉTODOS TERMODINÂMICOS DE ANÁLISE ENERGÉTICA"; III Congresso Brasileiro de Energia - III CBE, Rio de Janeiro, Outubro de 1984.
- 31- Nevers, N.de and Seader, J.D.; "LOST WORK : A MEASURE OF THERMODYNAMIC EFFICIENCY"; Energy, Vol.5, Pergamon Press Ltd., Great Britain, 1980.
- 32- Nogueira, L.A.H.; "DISCUSSÃO DOS CRITÉRIOS DE DESEMPENHO EM TURBINAS A VAPOR DE CONTRA- PRESSÃO"; Pesquisa e Desenvolvimento Tecnológico, Escola Federal de Engenharia de Itajubá - EFEI, N^o3, Vol.15, 1989.
- 33- Associação Brasileira de Metais - ABM; "SISTEMA DE ENERGIA NA SIDERURGIA"; 1984.
- 34- Perry, R.H. and Chilton, C.H.; "MANUAL DE ENGENHARIA QUIMICA"; 5^a Edição, Editora Guanabara Dois S.A., Rio de Janeiro, 1980.
- 35- Salvi, G.; "LA COMBUSTION : TEORIA Y APLICACIONES"; 2^a Edicion, Editorial Dossat S.A., Madrid - España, 1975.
- 36- Instituto de Pesquisas Tecnológicas - IPT; "MANUAL DE CONSERVAÇÃO DE ENERGIA NA INDÚSTRIA TEXTIL"; São Paulo, 1982.
- 37- Reznikov, M.I. e Lipov, Yu.M.; "STEAM BOILERS OF THERMAL POWER STATIONS"; Editora Mir, Moscou, 1985.

- 38- Central Electricity Generating Board (CEGB); "MODERN POWER STATION PRATICE - VOL. 2"; Pergamon Press, London, 1971. (Second Edition).
- 39- Morishita, H.M., Silvaes, O.de M., Belchior, C.R.P.; "MODELAGEM E SIMULAÇÃO DE INSTALAÇÕES A VAPOR"; 2^a Seminário de Utilidades, Instituto Brasileiro de Petroleo - IBP, São Paulo, Novembro 1977.
- 40- Buchet, E.; "ANALYSE EXERGETIQUE DE LA COMBUSTION, DES TRANSFETS THERMIQUES, DES CICLES THERMODYNAMIQUES, ET DE LEURS APPLICATIONS"; These de Docteur Ingenieur, École Centrale des Arts et Manufactures, France, 1983.
- 41- Donatelli, J.L.M. e Nogueira, L.A.H.; "ANÁLISE EXERGÉTICA DE UMA CALDEIRA DE GRANDE PORTE EMPREGANDO GASES SIDERÚRGICOS"; III Encontro Nacional de ciências Térmicas - ENCIT 90, Associação Brasileira de Ciências Mecânicas - ABCM, Itapema - SC, 1990.
- 42- Bega, E.A.; "CALDEIRAS - INSTRUMENTAÇÃO E CONTROLE"; Editora técnica Ltd, Rio de Janeiro, 1989.
- 43- El-Wakil, M.M.; "POWERPLANT TECHNOLOGY"; Mcgraw-Hill, New York, 1985.
- 44- Siegel, R. and Howell, J.R.; "THERMAL RADIATION HEAT TRANSFER"; Hemisphere Publishing Corporation, Second Edition, 1981.
- 45- Bevans, J.T., Dunkle, R.V.; "RADIANT INTERCHANGE WITHIN AN ENCLOSURE - PART 1, 2 AND 3"; Transactions of the ASME, Journal of Heat Transfer, February, 1960.
- 46- Gulič, M.G., Gvozdenšac, D.D.; "A MATHEMATICAL MODEL FOR HEAT TRANSFER IN COMBUSTION CHAMBERS OF STEAM GENERATORS"; Transactions of the ASME, Journal of Engineering for Power, Vol. 103, July, 1981.
- 47- Blokh, A.G.; "HEAT TRANSFER IN STEAM BOILER FURNACES"; Hemisphere, 1985.
- 48- Combustion Engineering; "COMBUSTION ENGINEERING;"; New York, 1967.
- 49- Babcock & Wilcox; "STEAM/ITS GENERATION AND USE"; New York, 1978.

- 50- Instituto de Pesquisas Tecnológicas - IPT; "MANUAL DE CONSERVAÇÃO DE ENERGIA NA INDÚSTRIA DE FERTILIZANTES"; São Paulo, 1985.
- 51- American Society of Mechanical Engineers (ASME); "PERFORMANCE TEST CODE (PTC 4.1) - STEAM GENERATING UNITS"; USA, 1965.
- 52- Kreith, F.; "PRÍNCIPIOS DA TRANSMISSÃO DE CALOR"; Editora Edgard blücher Ltd, São Paulo, 1977.
- 53- Balestieri, J.A.P. e Nogueira, L.A.H.; "AVALIAÇÃO COMPUTACIONAL DE PROPRIEDADES E PROCESSOS TERMODINÂMICOS"; Pesquisa e Desenvolvimento tecnológico, Escola Federal de Engenharia de Itajubá - EFEI, Nº3, Vol.15, 1989.
- 54- Haywood, R.W.; "ANALYSIS OF ENGINEERING CYCLES"; 3rd Edition, Pergamon Press, London, 1980.
- 55- Bräscher Filho, P.P. e Ferreira, R.T.da S.; "SIMULAÇÃO NUMÉRICA GENERALIZADA DE CENTRAIS TERMELÉTRICAS"; III ENCIT - Encontro Nacional de Ciências Térmicas, ABCM - Associação Brasileira de Ciências Mecânicas, Itapema - SC, Dezembro, 1990.
- 56- Salisbury, J.K.; "STEAM TURBINES AND THEIR CYCLES"; Robert E Krieger Publishing Company, Huntington, N.Y., Reprint 1974.
- 57- Schegliáiev, A.V.; "TURBINAS DE VAPOR - PARTE 1"; Editora Mir, Moscou, 1985.
- 58- Weir, C.D.; "AN ANALYTICAL APPROACH TO THE ESTIMATION OF THE PERFORMANCE OF STEAM TURBINE CYCLES OFF-DESIGN"; Proc. Instn. Mech. Engrs., Vol. 199, NºA1, 1985.
- 59- Pfleiderer, C. e Petermann, H.; "MÁQUINAS DE FLUXO"; 4^a Edição, Livros Técnicos e Científicos Editora S.A., Rio de Janeiro, 1979.
- 60- Kearton, W.J.; "STEAM TURBINES : THEORY AND PRACTICE; 7th Edition, Sir Isaac Pitman & Sons LTD., London, 1966.
- 61- Sciubba, E. and Su, T.M.; "SECOND LAW ANALYSIS OF THE STEAM TURBINE POWER CYCLE : A PARAMETRIC STUDY"; The Winter Annual Meeting of ASME, Califórnia, December 1986. Vol.3 - Second Law Analysis and Modelling.

- 62- American Society of Mechanical Engineers (ASME);
"PERFORMANCE TEST CODE (PTC 6 - 1964) - STEAM TURBINES";
USA, 1964.
- 63- American Society of Mechanical Engineers (ASME);
"PERFORMANCE TEST CODE (PTC 12.2) - STEAM CONDENSING
APPARATUS"; USA, 1955.
- 64- Lévy, W.; "CONDENSEURS : EMPLOI DANS LES CENTRALES
THERMIQUES"; Techniques de L'ingénieur, 9-1973, Doc.B351.
- 65- Ricard, J.; "ÉQUIPEMENT THERMIQUE DES USINES GÉNÉRATRICES
D'ÉNERGIE ÉLECTRIQUE"; Troisième édition, DUNOD, Paris,
1962.
- 66- Tverberg, J.C.; "CALCULATOR PROGRAM FOR ESTIMATING THE
PERFORMANCE OF AN EXISTING STEAM CONDENSER"; Power
Engineering, Vol. 89/Nº4, april 1985.
- 67- Central Electricity Generating Board (CEGB); "MODERN
POWER STATION PRACTICE - VOL. 3"; Second Edition, Pergamon
Press, London, 1971.
- 68- American Society of Mechanical Engineers (ASME);
"PERFORMANCE TEST CODE (PTC 12.1) - FEEDWATER HEATERS";
USA, 1955.
- 69- Rzhkin, V.Ya.; "CENTRALES TERMÓELÉCTRICAS - PRIMEIRA
PARTE"; Editorial mir, Moscú, 1979.
- 70- Nogueira, L.A.H. e Macedo, I.C.; "DETERMINAÇÃO DA EXERGIA DO
ÁLCOOL ETÍLICO E DO BAGAÇO DE CANA DE AÇUCAR"; VIII COBEM -
Congresso Brasileiro de Engenharia Mecânica, São José dos
Campos - SP, Dezembro de 1985.
- 71- Soma, F., Takano, H., Fujikawa, T. and Yamaguchi, K.; "HIGH
EFFICIENCY BLAST FURNACE GAS FIRING POWER PLANT"; Kawasaki
Steel Technical Report, Nº 13, September, 1985.
- 72- Mitsubishi Heavy Industries Ltd.; "MITSUBISHI-CE BFG-FIRED
BOILER"; Boletim Informativo/s.d..
- 73- Muiyama, A., Hiura, H. and Morimoto, K.; "REPOWERING IN
STEEL WORKS BY INTRODUCING A BLAST-FURNACE GAS-FIRING GAS
TURBINE"; Trans. of the ASME, Journal of Engineering for
Gas Turbines and Power, Vol. 106, October, 1984.

DATA 28/07/93
 PROC. David PPG
 FED. _____
 LIV. _____
 Nº _____

INVENTÁRIO	
BIM - EFEI	
DATA	Publica

EFEI - BIBLIOTECA MAUÁ
 8200724

 NÃO DANIFIQUE ESTA ETIQUETA