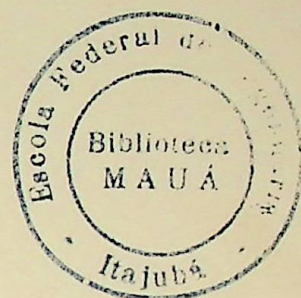


ESCOLA FEDERAL DE ENGENHARIA DE ITAJUBÁ

DISSERTAÇÃO DE MESTRADO



"SIMULAÇÃO E ANÁLISE EXERGÉTICA DE  
CICLOS COMBINADOS COM  
TURBINAS A GÁS/TURBINAS A VAPOR"

YERKO HERBERT SERRATE HURTADO

ORIENTADOR:

COF.: DR. LUIZ AUGUSTO HORTA NOGUEIRA

ITAJUBÁ - MG  
1993

621.438:621.134  
 5:536  
 5487A  
 709

ESTE LIVRO DEVE SER DEVOLVIDO NA  
 ÚLTIMA DATA CARIMBADA .

13/05/93	01/06/2003	
27/05/93	18 6 2003	
06.12.93	28.12.2003	
20/4/97	29 12 2000	
18/10/94		
20/10/94		
03/06/98		
2-11-95		
07/11/95		
14/11/95		
21-11-95		
28-11-95		
05-10-95		
23-9-97		
08-9-2000		
25-9-2000		
17-10-2000		
03/11-2000		
18-11-00		
04-12-00		
04/04/03		
04/06-03		

## AGRADECIMENTOS

Ao meu pai, Miguel e Mãe, pela inspiração e apoio incondicional.  
À minha esposa, Vivian, pela paciência e compreensão durante a elaboração deste trabalho.  
Ao amigo, Prof. Costa, da UFRPE, pelas sugestões e orientações.  
Ao amigo, Pedro de Mattos, pela ajuda e apoio durante a elaboração.  
Ao docente, Dr. Ricardo, pela orientação e apoio durante a elaboração.  
A todos os colegas de trabalho pela colaboração e amizade durante a elaboração do presente trabalho.

## DEDICATÓRIA

Ao amigo Francisco Assis Carneiro Neto ("In Memoriam"), com quem compartilhei os mais sublimes sonhos.

## AGRADECIMENTOS

Aos meus pais, Miguel e Maida, pelo incentivo e exemplo de vida.

A minha esposa, Vivian, pela abnegação e compreensão.

Ao amigo, Prof. Horta, em quem encontrei o apoio necessário para elaboração deste trabalho.

Aos amigos, Pedro e Mara, pela acolhida e ajuda desinteressada.

Ao discente, Erick Diederich, pela colaboração na confecção dos gráficos computacionais.

A Lourival Salles de Almeida Neto pela colaboração na digitação e diagramação do presente trabalho.

## RESUMO

No presente trabalho são estudados ciclos combinados com turbinas a gás/turbinas a vapor do ponto de vista da Primeira e Segunda Leis da Termodinâmica através do método exerético. Estes ciclos combinados resultam basicamente da integração de uma turbina a gás com uma caldeira de recuperação térmica, para geração de vapor a partir do aproveitamento do calor de exaustão, que por sua vez é utilizado numa turbina a vapor para obtenção de potência útil.

A tecnologia consolidada dos ciclos a vapor, aliada à crescente evolução das turbinas a gás na direção do incremento da eficiência e redução do impacto ambiental se mostra uma alternativa viável e de alto desempenho na geração de energia elétrica.

Foi desenvolvido um modelo computacional, com o objetivo de permitir a análise preliminar de diversas configurações para os ciclos combinados. São implementados recursos tecnológicos como o resfriamento das pás da turbina a gás com ar extraído dos estágios do compressor e queima suplementar na caldeira de recuperação térmica. Neste último equipamento é considerada a possibilidade de gerar vapor com um e dois níveis de pressão. No que tange à turbina a vapor são previstas até duas extrações intermediárias para aquecer água de alimentação em aquecedores de contato direto e de superfície.

Dos resultados deste trabalho é possível identificar soluções que representam as melhores alternativas de concepção e projeto para os ciclos combinados.

## ABSTRACT

In the present work, combined cycles with gas and steam turbines are studied based on the First and Second Laws of Thermodynamics, by using the Exergetic Method. These cycles are, basically, a combination of a gas turbine with a steam cycle through a heat recovery steam generator. The steam generation uses the hot stream at gas turbine exit to produce additional net power output.

The well-known steam cycle technology associated with the growing development of high efficiency gas turbine and environmental impacts reduction have presented an interesting and feasible alternative to high performance cycle for electricity production.

The aim of this work is to develop a computer programme to simulate and analyse different combined cycle configurations. The programme carries out turbine blade cooling using air bled from the intermediate stages of compressor and supplementary combustion in the steam generator. The steam generation is assumed in one or two levels. Regarding the steam turbine there are up to two extractions for using in contact and surface feedwater heaters.

From this study is possible to identify the real thermodynamic losses, showing the alternatives for better conception and operation of combined cycles.

## CONTEÚDO

	Pág.
RESUMO	i
ABSTRACT	ii
CONTEÚDO	iii
SIMBOLOGIA	v
LISTA DE FIGURAS	viii
LISTA DE TABELAS	xiii
1 - INTRODUÇÃO	1
1.1 - FUNDAMENTOS	1
1.2 - ASPECTOS ECONÔMICOS	5
1.3 - DESENVOLVIMENTOS NA ANÁLISE DE CICLOS COMBINADOS	6
1.4 - PROPOSTA DO TRABALHO	8
1.5 - ESTRUTURA DO TRABALHO	10
2 - EXERGIA: CONCEITOS BÁSICOS E SUA APLICAÇÃO NOS CICLOS COMBINADOS	11
2.1 - INTRODUÇÃO	11
2.2 - EVOLUÇÃO HISTÓRICA	12
2.3 - EXERGIA: SUA DEFINIÇÃO FORMAL	13
2.4 - LEI DA EXERGIA PERDIDA	14
2.5 - ESTADOS DE REFERÊNCIA E MODELAGEM DO AMBIENTE	15
2.6 - CÁLCULO DA EXERGIA DE UMA SUBSTÂNCIA	18
2.7 - BALANÇO EXERGÉTICO EM UM VOLUME DE CONTROLE	21
2.8 - EFICIÊNCIAS EXERGÉTICAS APLICADAS A CICLOS COMBINADOS E SEUS COMPONENTES	23
3 - MODELAGEM DO CICLO COMBINADO	29
3.1 - INTRODUÇÃO	29
3.2 - MODELAGEM DO CICLO DE TURBINA A GÁS	29

3.3 - MODELAGEM DA CALDEIRA DE RECUPERAÇÃO TÉRMICA	59
3.4 - MODELAGEM DO CICLO A VAPOR, EXCLUSIVE A CALDEIRA DE RECUPERAÇÃO TÉRMICA	78
3.5 - PARAMETROS DE AVALIAÇÃO DO DESEMPENHO	90
3.6 - ESTRUTURA DO PROGRAMA "GASEVAP"	92
4 - RESULTADOS DA ANÁLISE PARAMÉTRICA	95
4.1 - INTRODUÇÃO	95
4.2 - VALIDADE DO MODELO DE TURBINA A GÁS	95
4.3 - DETERMINAÇÃO DA PRESSÃO DO NÍVEL DE BAIXA DA CRT	99
4.4 - ESTUDO DO EFEITO DA PRESSÃO DE ALTA E DO "PINCH POINT" NO DESEMPENHO DO CICLO COMBINADO	101
4.5 - INFLUÊNCIA DO NÚMERO DE AQUECEDORES REGENERATIVOS E DA TEMPERATURA DA ÁGUA DE ALIMENTAÇÃO	115
4.6 - ESTUDO DO EFEITO DA QUEIMA SUPLEMENTAR	116
4.7 - ANÁLISE DA DISTRIBUIÇÃO DAS IRREVERSIBILIDADES NO CICLO A VAPOR	119
4.8 - CARACTERIZAÇÃO DOS FLUXOS DE EXERGIA EM CICLOS COMBINADOS	121
5 - CONCLUSÃO	124
APÊNDICE 1 - EQUAÇÕES TERMODINÂMICAS	126
APÊNDICE 2 - RESULTADOS DO PROGRAMA "GASEVAP"	138
REFERÊNCIAS BIBLIOGRÁFICAS	151

## SIMBOLOGIA

### Abreviaturas

BA	- bomba de alimentação
CC	- ciclo combinado
CO	- condensador
CRT	- caldeira de recuperação térmica
DE	- desaerador
EC.A	- economizador de alta pressão
EC.B	- economizador de baixa pressão
EV.A	- evaporador de alta pressão
EV.B	- evaporador de baixa pressão
R	- reaquecedor
SA	- superaquecedor de alta pressão
TG	- turbina a gas
TV	- turbina a vapor

### Caracteres Latinos

B,b	- exergia, exergia específica
$C_p$	- calor específico a pressão constante
$C_v$	- calor específico a volume constante
DTA	- diferença terminal de temperatura do aquecedor de superfície
DTT	- diferença terminal de temperatura da caldeira de recuperação térmica
g	- energia livre de Gibbs
h	- entalpia específica
M	- massa molecular
m	- massa de uma substância
P	- pressão
PP	- "pinch point"
Q	- calor transferido

R	- constante universal dos gases
RAC	- relação ar-combustível
RCA	- relação combustível-ar
s	- entropia específica
T	- temperatura absoluta
v	- volume específico
W	- trabalho de eixo
Y	- fração molar

#### Caracteres Gregos

$\varepsilon$	- eficiência exergética da equação 2.14
$\varepsilon'$	- eficiência exergética da equação 2.15
$\eta$	- eficiência
$\psi$	- efetividade de resfriamento
$\lambda$	- fator de forma
$\Lambda$	- grau de reação
$\gamma_i$	- coeficientes do ar na equação 3.14
$\rho_i$	- coeficientes dos produtos na equação 3.14

#### Subscritos

1,2	- relativo aos estados inicial e final de um sistema
a	- relativo a água e índice que caracteriza um hidrocarboneto
aad	massa de ar admitido no compressor
adc	- ar que entra na câmara de combustão
aex	- relativo ao ar de resfriamento
al	- água de alimentação
aq	- aquecedores
b	- relativo às pás da turbina e bomba
c	- compressor
cc	- câmara de combustão
comb	- relativo ao combustível
con	- relativo ao condensador
ctg	- relativo à turbina a gás

ctv	- relativo à turbina a vapor
e,s	- entrada e saída de um sistema
est	- relativo à relação ar-combustível estequiométrico
estt	- relativo ao estágio da turbina
ex	- relativo à exergia
g	- relativo aos gases
gat	- gases na admissão da turbina
gdt	- gases na descarga da turbina
GN	- relativo ao gás natural
I	- relativo a um processo irreversível
id	- processo ideal
is	- isentrópico
L	- relativo à exergia perdida
mis	- relativo a uma mistura
o	- relativo ao estado de equilíbrio restrito
P	- relativo aos produtos de uma reação
pc	- processo politrópico do compressor
pt	- processo politrópico da turbina a gás
R	- relativo a um processo reversível
rot	- relativo ao rotor da turbina a gás
stt	- relativo ao estator da turbina a gás
tg	- turbina a gás
tv	- turbina a vapor
v	- relativo ao vapor
vebb	- vapor na entrada do bloco da turbina de baixa pressão
vsta	- vapor na saída da turbina de alta pressão

#### Superescritos

,	- novo valor de uma grandeza após uma iteração
.	- taxa de uma grandeza
o	- relativo ao estado de equilíbrio irrestrito
-	- valor em base molar de uma grandeza
cc	- relativo ao ciclo combinado
CRT	- relativo à caldeira de recuperação térmica
CV	- relativo ao ciclo a vapor
TG	- relativo ao ciclo de turbina a gas

## LISTA DE FIGURAS

	pág.	
Figura 1.1	- Incremento mundial da capacidade instalada dos ciclos combinados	2
Figura 1.2	- Estrutura básica dos ciclos combinados	3
Figura 1.3	- Configurações comuns em ciclos combinados	4
Figura 1.4	- Custo relativo da produção de energia elétrica	5
Figura 2.1	- Fluxos de exergia para um volume de controle	23
Figura 3.1	- Representação esquemática da turbina a gás simples	30
Figura 3.2	- Irreversibilidades características de uma turbina a gás	31
Figura 3.3	- Eficiência e trabalho específico em turbinas a gás	32
Figura 3.4	- Evolução da temperatura máxima no âmbito das turbinas Rolls-Royce	33
Figura 3.5	- Modalidades de resfriamento de pás	34
Figura 3.6	- Modelo simplificado de resfriamento de pás	35
Figura 3.7	- Esquemas de resfriamento	37
Figura 3.8	- Processo de compressão conforme modelagem adotada	40
Figura 3.9	- Processo de expansão com resfriamento, conforme modelagem adotada	41
Figura 3.10(a)	- Representação esquemática da CRT com um nível de pressão	61
Figura 3.10(b)	- Perfil de temperaturas na CRT com um nível de pressão	61
Figura 3.11(a)	- Representação esquemática da CRT com dois níveis de pressão sem superaquecedor de baixa	62

Figura 3.11(b)	- Perfil de temperaturas na CRT com dois níveis de pressão sem superaquecedor de baixa	62
Figura 3.12(a)	- Representação esquemática da CRT com dois níveis de pressão com superaquecedor de baixa	63
Figura 3.12(b)	- Perfil de temperaturas na CRT com dois níveis de pressão com superaquecedor de baixa	63
Figura 3.13(a)	- Representação esquemática da CRT com dois níveis de pressão e reaquecimento	64
Figura 3.13(b)	- Perfil de temperaturas na CRT com dois níveis de pressão e reaquecimento	64
Figura 3.14	- Processo termodinâmico do condensador	81
Figura 3.15	- Processo termodinâmico no aquecedor de superfície (vapor superaquecido)	85
Figura 3.16	- Processo termodinâmico no aquecedor de superfície (vapor saturado)	86
Figura 3.17	Estrutura do programa "GASEVAP"	94
Figura 4.1	- Influência da pressão do nível de baixa da CRT sobre a eficiência exergética do ciclo combinado	99
Figura 4.2	- Eficiência exergética do CC : CRT com um nível de pressão, um aquecedor e $T_{al} = 353$ K	102
Figura 4.3	- Eficiência exergética do CC : CRT com um nível de pressão, um aquecedor e $T_{al} = 378$ K	103
Figura 4.4	- Eficiência exergética do CC: CRT com dois níveis de pressão/S.S.B., um aquecedor e $T_{al} = 378$ K	103
Figura 4.5	- Eficiência exergética do CC: CRT com dois níveis de pressão/S.S.B., um aquecedor e $T_{al} = 378$ K	104

Figura 4.6	- Eficiência exergética do CC: CRT com dois níveis de pressão/S.S.B., dois aquecedores e $T_{al}=353$ K	104
Figura 4.7	- Eficiência exergética do CC: CRT com dois níveis de pressão/S.S.B., dois aquecedores e $T_{al}=378$ K	105
Figura 4.8	- Eficiência exergética do CC: CRT com dois níveis de pressão/C.S.B., um aquecedor e $T_{al}=353$ K	105
Figura 4.9	- Eficiência exergética do CC: CRT com dois níveis de pressão/C.S.B., um aquecedor e $T_{al}=378$ K	106
Figura 4.10	- Eficiência exergética do CC: CRT com dois níveis de pressão/C.S.B., dois aquecedores e $T_{al}=353$ K	106
Figura 4.11	- Eficiência exergética do CC: CRT com dois níveis de pressão/C.S.B., dois aquecedores e $T_{al}=378$ K	107
Figura 4.12	- Eficiência exergética do CC: CRT com dois níveis de pressão/reaquecedor, um aquecedor e $T_{al}=353$ K	107
Figura 4.13	- Eficiência exergética do CC: CRT com dois níveis de pressão/reaquecedor, um aquecedor e $T_{al}=378$ K	108
Figura 4.14	- Eficiência exergética do CC: CRT com dois níveis de pressão/reaq., dois aquecedores, $T_{al}=353$ K	108
Figura 4.15	- Eficiência exergética do CC: CRT com dois níveis de pressão/reaq., dois aquecedores, $T_{al}=378$ K	109
Figura 4.16	- Temperatura dos gases de escape na saída da CRT: um nível de pressão	109
Figura 4.17	- Temperatura dos gases de escape na saída da CRT: dois níveis de pressão/S.S.B	110
Figura 4.18	- Temperatura dos gases de escape na saída da CRT: dois níveis de pressão/C.S.B	111
Figura 4.19	- Temperatura dos gases de escape na saída da CRT: dois níveis de pressão/reaquecedor	111

Figura 4.20	- Eficiência térmica do CC: CRT com um nível de pressão, dois aquecedores, $T_{al}=378$ K	112
Figura 4.21	- Eficiência térmica do CC: CRT com dois níveis de pressão, S.S.B., dois aquecedores, $T_{al}=378$ K	113
Figura 4.22	- Eficiência térmica do CC: CRT com dois níveis de pressão, C.S.B., dois aquecedores, $T_{al}=378$ K	113
Figura 4.23	- Eficiência térmica do CC: CRT com dois níveis de pressão, com reaq., dois aquecedores, $T_{al}=378$ K	114
Figura 4.24	- Eficiência exergetica da CRT: dois níveis de pressão, C.S.B.	114
Figura 4.25	- Eficiência térmica da CRT: dois níveis de pressão, C.S.B.	115
Figura 4.26	- Influência da queima suplementar na eficiência exergetica do CC: dois níveis de pressão, S.S.B.	116
Figura 4.27	- Influência da queima suplementar na eficiência exergetica do CC: dois níveis de pressão, C.S.B.	117
Figura 4.28	- Influência da queima suplementar na eficiência exergetica do CC: dois níveis de pressão, reaq.	117
Figura 4.29	- Influência da queima suplementar na potência do CC: dois níveis de pressão, C.S.B.	118
Figura 4.30	- Influência da queima suplementar na potência do CC: dois níveis de pressão, com reaquecedor	118
Figura 4.31	- Distribuição das irreversibilidades no CV com CRT de um nível de pressão	120
Figura 4.32	- Distribuição das irreversibilidades no CV com CRT de dois níveis de pressão, S.S.B.	120
Figura 4.33	- Distribuição das irreversibilidades no CV com CRT de dois níveis de pressão, C.S.B.	121

Figura 4.34	- Distribuição das irreversibilidades no CV com CRT de dois níveis de pressão, com reaquecedor	121
Figura 4.35	- Diagrama de Grassmann para o CC: CRT com dois níveis de pressão	122
Figura A2.1	- Processos Termodinâmicos do ciclo a vapor com dois níveis de pressão (C.S.B.)	143

## LISTA DE TABELAS

	pag.
Tabela 2.1 - Composição do ar ambiente	17
Tabela 3.1 - Composição do gás natural	44
Tabela 3.2 - Coeficientes A e B da expressão (3.52)	54
Tabela 3.3 - Valores característicos do fator de forma ( $\lambda$ )	55
Tabela 4.1 - Características das TG's Siemens V94.2 e V94.3 104	96
Tabela 4.2 - Comparação dos dados da TG Siemens V94.2	97
Tabela 4.3 - Comparação dos dados da TG Siemens V94.3	98
Tabela 4.4 - Características do ciclo combinados com dois níveis de pressão, superaquecedor de baixa e dois aquecedores	100
Tabela 4.5 - Ciclo combinado com dois níveis de pressão, superaquecedor de baixa e um aquecedor	100
Tabela 4.6 - Ciclo combinado com um nível de pressão e um aquecedor	100
Tabela 4.7 - Ciclos combinados que operam com dois níveis de pressão	101
Tabela 4.8 - Ciclo combinado com um nível de pressão	101
Tabela A1.1 - Coeficientes da equação A1.1	127
Tabela A1.2 - Coeficientes da equação A1.2	127
Tabela A1.3 - Entalpias de referência das substâncias gasosas, $N_2$ , $O_2$ , $CO_2$ , $H_2O$	128
Tablea A1.4 - Entalpias de referência dos hidrocarbonetos do gás natural	129

## 1 - INTRODUÇÃO

### 1.1 - FUNDAMENTOS

De acordo com a Segunda Lei da Termodinâmica, todos os ciclos térmicos de potência, que convertem calor em trabalho, devem rejeitar calor. Ainda segundo esta lei física, quanto mais alta a temperatura em que ocorre um fluxo de calor, maior é sua qualidade, expressa em termos de potência passível de ser obtida. Surge daí, a idéia de associar ciclos de modo que o rejeito térmico de um ciclo seja aproveitado por outro, visando aumentar a proporção de calor transformado em trabalho. Tais ciclos são conhecidos como ciclos combinados.

Neste estudo são analisados os ciclos combinados que conjugam dois tipos de acionadores primários: turbina a gás (TG)/turbina a vapor (TV). O princípio básico desta associação consiste em tomar o fluxo de gases quentes na saída da turbina a gás, e através de uma caldeira de recuperação térmica (CRT), gerar vapor que, por sua vez, é empregado em uma turbina a vapor. Este aproveitamento seqüencial dos fluxos térmicos permite elevadas eficiências, comparativamente aos ciclos térmicos simples.

As primeiras aplicações práticas de ciclos combinados surgiram na década de sessenta embora a idéia de instalações combinadas já tenha sido citada no início do século por Stodola [1]. Observando a Figura 1.1 [2], constata-se que esta tecnologia só teve uma acentuada aplicação a partir de 1970, coincidindo com a chamada "crise energética" desta década e o grande salto tecnológico experimentado pelas turbinas a gás. Tais fatos foram fundamentais para a introdução sistemática das plantas que utilizam ciclos combinados para a geração de energia elétrica.

Gerar energia elétrica através deste tipo de planta é atrativo, pois é possível obter eficiências térmicas superiores aos 50%. Considerações ecológicas também contribuem para aumentar o interesse pelos ciclos combinados, pois se adaptam facilmente às legislações cada vez mais exigentes no controle da

emissão de poluentes. Tais normas, particularmente nos países desenvolvidos, dificultam a entrada ou permanência em operação das plantas de concepção antiga e conseqüente elevado impacto ambiental.

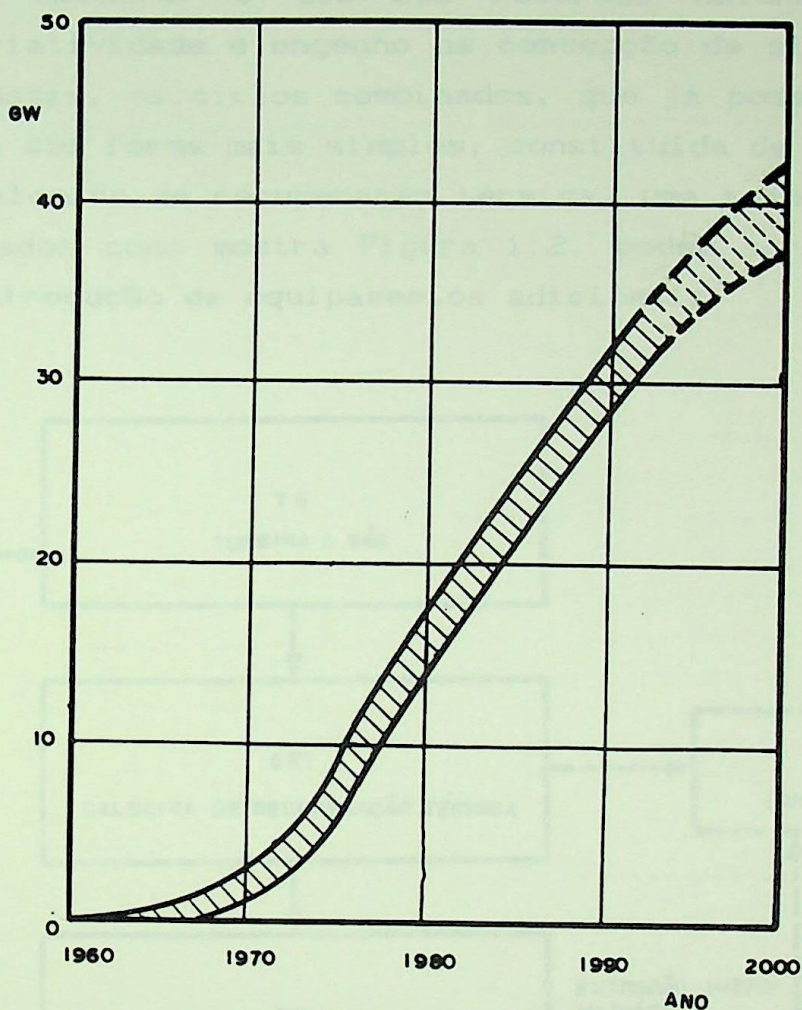


FIGURA 1.1 - Incremento mundial da capacidade instalada dos ciclos combinados

Um aspecto interessante dos ciclos combinados refere-se a sua flexibilidade, que permite duas interpretações. Um dos significados de flexibilidade se refere à capacidade da turbina a gás de queimar uma grande variedade de combustíveis, sejam líquidos ou gasosos, especialmente os óleos destilados e o gás natural, para os quais existem tecnologias totalmente consolidadas. Queimando combustíveis nobres, como o gás natural, obtém-se um baixo impacto ambiental. Os principais poluentes produzidos na queima deste combustível são os óxidos de nitrogênio ( $\text{NO}_x$ ) e o dióxido de carbono ( $\text{CO}_2$ ), entretanto, em

teores que podem atender as já mencionadas normas ambientais. Assim, o gás natural vem tomando lugar de destaque no cenário energético internacional.

Outro significado de flexibilidade se refere à grande variedade de configurações possíveis destas plantas. Com a tendência de melhorar o uso dos recursos naturais vem se investindo criatividade e engenho na concepção de sistemas mais eficientes. Assim, os ciclos combinados, que já possuem elevada eficiência na sua forma mais simples, constituída de uma turbina a gás, uma caldeira de recuperação térmica, uma turbina a vapor e um condensador como mostra Figura 1.2, podem ser melhorados através da introdução de equipamentos adicionais.

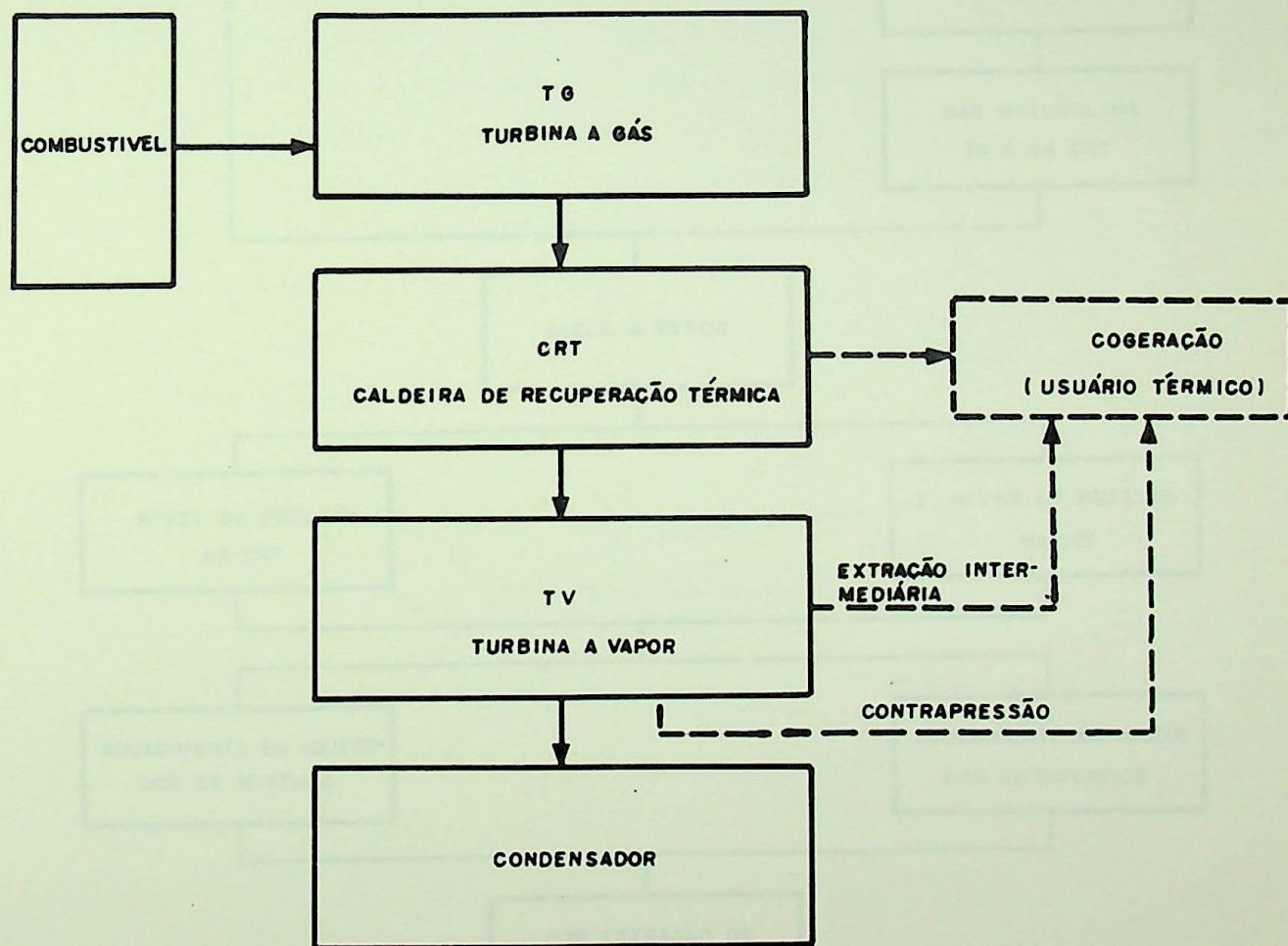


FIGURA 1.2 - Estrutura básica dos ciclos combinados

A variedade de concepções de ciclos combinados podem ser sumarizados na Figura 1.3 [3]. Observe-se que esta variedade se centra na caldeira de recuperação, pois este equipamento é

considerado o ponto chave para a correta integração do conjunto turbina a gás/turbina a vapor.

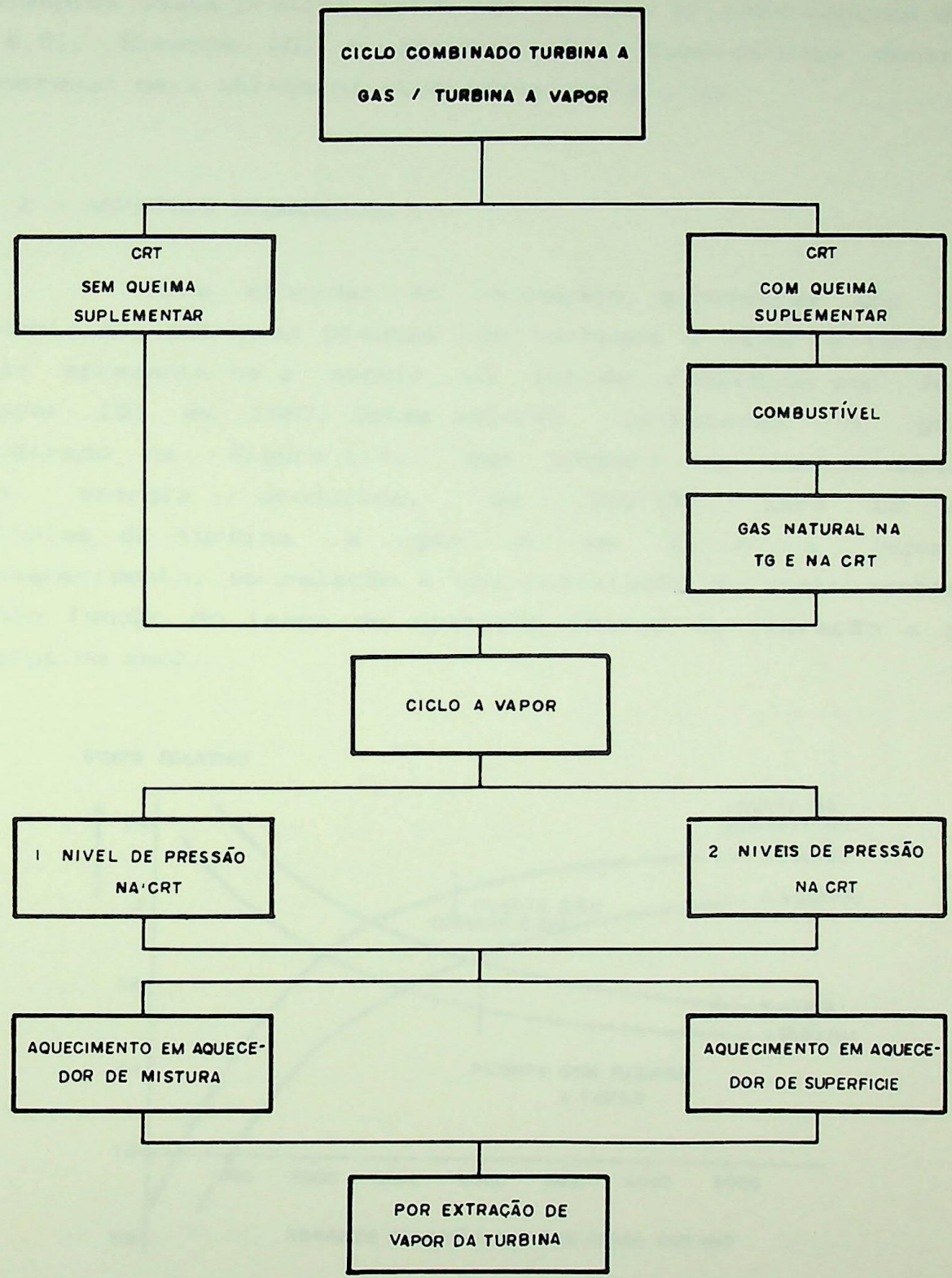


FIGURA 1.3 - Configurações comuns em ciclos combinados

Esta diversidade de opções também contribui na

conversão de plantas antigas para a modalidade combinada, visando sempre melhorar a eficiência térmica, e diminuir o impacto ambiental, com sensíveis benefícios econômicos. Como exemplos desta prática podem ser citadas as experiências da BBC [4,5], Siemens [6] e Alsthom [7], consideradas dentre as empresas mais ativas na atualidade nesta área.

## 1.2 - ASPECTOS ECONÔMICOS

Para elucidar as vantagens econômicas dos ciclos combinados sobre as plantas com turbinas a vapor e turbinas a gás apresenta-se a seguir um estudo realizado por Joyce e Mayer [8] em 1987. Estes autores levantaram o gráfico mostrado na Figura 1.4, que compara os custos unitários da energia produzida, em US\$/kWh, para um ciclo simples de turbina a gás e um ciclo a vapor com reaquecimento, em relação a uma instalação de ciclo combinado, como função do tempo de operação (horas de operação a plena carga no ano).

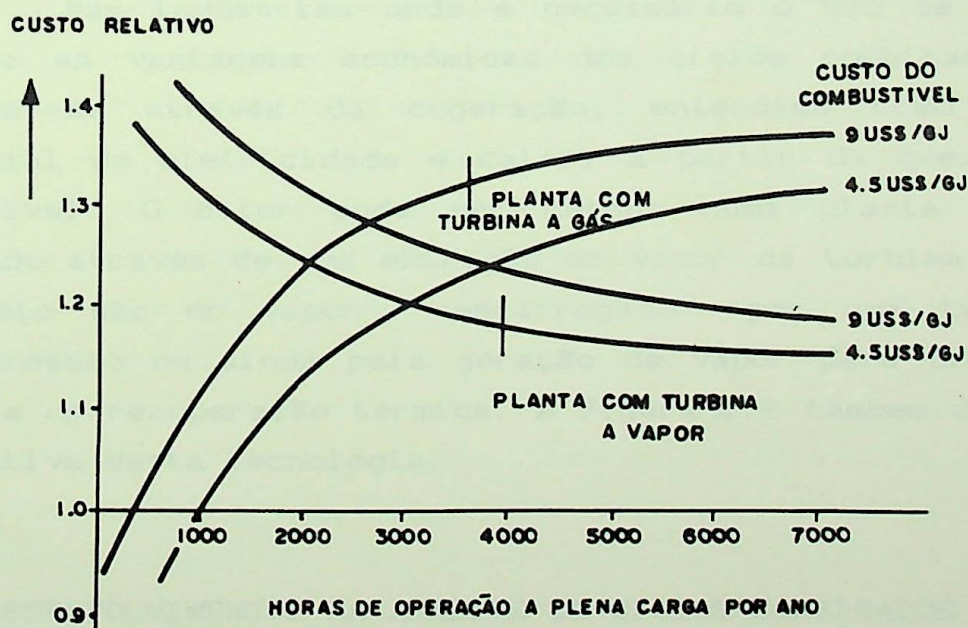


FIGURA 1.4 - Custo relativo da produção de energia elétrica

Este estudo foi realizado para dois preços de combustíveis (9 US\$/GJ e 4,5 US\$/GJ). Esta Figura mostra que a

planta com turbina a gás é a solução mais econômica para operações até 1000 horas por ano, isto é, em regime de ponta e/ou de reserva. Sob maior tempo de operação os ciclos combinados tornam-se mais econômicos que as turbinas a gás. No que diz respeito à planta a vapor, esta será sempre menos econômica que os ciclos combinados mesmo quando o tempo de operação excede a 6000 horas, correspondente à operação na base.

Da mesma forma, Borglin [9] mostrou que a combinação de equipamentos convencionais (baixo custo de investimento) e elevada eficiência térmica (baixo custo de operação) resulta a maneira mais econômica de gerar energia elétrica, indicando a oportunidade dos ciclos combinados.

Outra fator que coloca em evidência estes ciclos é que devido aos projetos-padrão de seus componentes, o tempo que transcorre desde sua concepção até o comissionamento é bastante curto, no máximo dois anos [2]. Aliada a esta característica está a possibilidade da construção por etapas que assegura uma relação estreita entre a expansão marginal da capacidade da planta com a incremento da demanda do sistema elétrico. Concomitantemente, este incremento gradativo da potência instalada da planta alivia os fluxos de caixa do empreendimento.

Nas indústrias onde é necessário o uso de vapor de processo as vantagens econômicas dos ciclos combinados podem maximizar-se através da cogeração, entendida como produção seqüencial de eletricidade e calor, a partir da queima de um combustível. O calor pode ser gerado numa planta de ciclo combinado através de uma extração de vapor da turbina a vapor, ou pelo uso do vapor descarregado por uma turbina de contrapressão ou ainda pela geração de vapor para processo na caldeira de recuperação térmica. A Figura 1.2 também é bastante ilustrativa desta tecnologia.

### 1.3 - DESENVOLVIMENTOS NA ANÁLISE DE CICLOS COMBINADOS

Uma revisão bibliográfica mostra que a publicação de trabalhos sobre ciclos combinados era bastante reduzida até meados da década passada. Podem-se citar os trabalhos de Seippel [10, 11] um profissional da Brown Boveri que além de realizar a primeira apresentação formal das configurações possíveis de

ciclos combinados realizou trabalhos pioneiros de análise exergetica em plantas de ciclo a vapor.

Ainda no âmbito da Brown Boveri, Wunsch [4] realizou uma análise paramétrica em plantas de ciclos combinados do ponto de vista da Primeira Lei da Termodinâmica. A conclusão deste autor é que a eficiência do ciclo combinado é mais influenciada pelos parâmetros principais da turbina a gás (relação de pressão, temperatura máxima, etc.) do que pelos parâmetros do ciclo a vapor.

Em 1978, Foster-Pegg [12] analisou as características que devem observar os ciclos a vapor para serem integrados a uma turbina a gás. As análises deste autor são também paramétricas e do ponto de vista da Primeira Lei da Termodinâmica, e mostram os benefícios que podem ser obtidos com caldeiras de recuperação térmica de múltiplas pressões. Comenta também a pequena vantagem da queima suplementar e que a temperatura d'água de alimentação deve ser a menor possível para poder aproveitar melhor a energia dos gases residuais da caldeira e assim melhorar a eficiência do ciclo.

Em 1987, EL-Masri e Chin [13] realizaram uma análise exergetica em ciclos combinados considerando uma configuração fixa, que apresentava uma caldeira com dois níveis de pressão e reaquecimento. Estes autores concluíram que o incremento de eficiência nesta configuração se dava através da diminuição da diferença de temperatura entre os gases na saída de cada evaporador e a temperatura da água entrando nestes equipamentos, caracterizando o chamado "pinch point", ou diferença mínima de temperatura que está conectada com as dimensões da caldeira e suas características de troca térmica.

Ainda neste ano, Ruffli [14] apresentou uma análise paramétrica em ciclos combinados, que nos comentários de Borghlin [9] e Gyarmathy [2] constitui uma das análises mais elegantes realizadas neste tipo de tecnologia. Esta análise simula o comportamento da turbina a gás considerando a possibilidade de resfriamento das palhetas e compara o comportamento da caldeira de recuperação térmica com um nível de pressão (economizador, evaporador, superaquecedor) com a configuração que considera dois níveis de pressão (economizadores e evaporadores de alta e baixa pressão e superaquecedor de alta). Os resultados obtidos apontam a segunda configuração como a mais eficiente. Este

estudo constitui a base do trabalho de doutorado deste autor, publicado em 1990 [2].

Outro trabalho que junto ao de Ruffli foi inspirador para esta dissertação é o de Bolland [15] que realiza uma análise exérgica para escolher a configuração da caldeira de recuperação térmica que melhor se adapte a duas turbinas fabricadas pela Siemens. As caldeiras podem ter dois ou três níveis de pressão, reaquecimento e inclusive trabalhar com vapor acima do ponto crítico. Os resultados do autor são apresentados graficamente mostrando a exergia perdida em cada equipamento e as eficiências exérgicas do ciclo combinado e do ciclo a vapor. A possibilidade de queima suplementar também é considerada. Este autor mostra ainda entre suas conclusões a grande influência exercida pelos parâmetros da turbinas a gás sobre a eficiência do ciclo.

Podem ser citados ainda outros autores como Huang [16], Bonzani et alli [17], Stecco et alli [18] e Cerri [19], que também realizaram análises paramétricas em ciclos combinados e os que se ocuparam de apresentar plantas específicas, conversão de plantas antigas à modalidade combinada e comissionamentos. Nesta última categoria sobressaem Montenegro et alli [20] e Dechamps et alli [21]. Deve-se mencionar também os trabalhos de alto requinte teórico de Gyarmathy e Ortmann [22] e Kehlhofer [23] que trataram o comportamento em cargas parciais dos ciclos combinados.

Assim, ante as evidências marcantes dos benefícios que podem ser obtidos com os ciclos combinados, sob o auspício da ASME foi instituído a partir de 1987 um Congresso bianual, COGEN-TURBO, que trata desta tecnologia, incluindo-se também a cogeração e turbinas a gás, como opções para melhorar o aproveitamento dos combustíveis. Tais eventos vêm se constituindo expressiva amostra do desenvolvimento na análise dos ciclos combinados e marcam sua expansão como tema de estudos.

#### 1.4 - PROPOSTA DO TRABALHO

Para apresentar a proposta deste estudo, deve-se retomar a Figura 1.3, que permite mostrar as configurações de

ciclos combinados a analisar e comentar os objetivos que se esperam atingir.

Anteriormente, já se referiu a importância que possui a caldeira de recuperação térmica. Este equipamento, que tem a função de integrar a turbina a gás e o ciclo a vapor, pode gerar vapor em um, dois e até em três níveis de pressão e, ao mesmo tempo, pode comportar em algumas situações a queima suplementar. A configuração com três níveis de pressão é pouco usual e por este motivo não será tratada nesta dissertação. Serão analisadas no presente estudo caldeiras com um nível de pressão, compostas geralmente de um economizador, um evaporador e um superaquecedor. Serão analisadas também as caldeiras com dois níveis de pressão que apresentam geralmente dois economizadores, dois evaporadores e dois superaquecedores, para alta e baixa pressão. Neste segundo tipo se consideram as possibilidades de reaquecimento, a ausência do superaquecedor de baixa e a possibilidade de queima suplementar. O combustível que propicia a queima suplementar é o mesmo utilizado na turbina a gás, gás natural.

Na turbina a gás é considerada a possibilidade de resfriamento das palhetas. A turbina a vapor pode comportar até duas extrações de vapor para aquecer água de alimentação, sendo que um dos aquecedores considerados é, necessariamente, do tipo aquecedor de mistura (desaerador) e o outro aquecedor de superfície. O condensador estudado é resfriado a água.

Apresentadas as configurações do ciclo combinado a serem analisadas, tem-se a seguir os objetivos básicos deste trabalho:

- a) A elaboração de um modelo de turbina a gás que incorpore a possibilidade do resfriamento das palhetas levando em conta os efeitos das variações das propriedades termodinâmicas;
- b) a simulação da caldeira de recuperação térmica com um e dois níveis de pressão considerando a possibilidade da queima suplementar no segundo caso;
- c) incorporar a possibilidade de até duas extrações de vapor do corpo da turbina de condensação;

d) efetuar uma análise exergetica global dos processos que se desenvolvem nos equipamentos, comparando entre si as diversas configurações consideradas.

### 1.5 - ESTRUTURA DO TRABALHO

No capítulo 2 é feita uma revisão dos conceitos associados à análise exergetica, tais como exergia perdida, escolha do estado de referência, exergia de fluxo e eficiência exergetica.

O modelo de simulação global dos ciclos combinados é apresentado no capítulo 3, com a descrição detalhada dos processos que se desenvolvem nos equipamentos próprios deste tipo de tecnologia.

Os resultados da análise exergetica em ciclos combinados com um e dois níveis de pressão são mostrados e comentados no capítulo 4.

As conclusões e observações finais encontram-se no capítulo 5. Também neste capítulo são apresentadas sugestões para trabalhos posteriores.

O apêndice 1 apresenta as relações utilizadas no cálculo das propriedades termodinâmicas do ar, dos gases e da água/vapor.

Finalmente, o apêndice 2 apresenta uma entrada e uma saída, típicas do programa computacional aqui desenvolvido.

## 2 - EXERGIA: CONCEITOS BÁSICOS E SUA APLICAÇÃO NOS CICLOS COMBINADOS

### 2.1 - INTRODUÇÃO

Na busca do aperfeiçoamento dos sistemas de conversão energética e redução das perdas na utilização dos recursos primários, têm sido elaborados métodos de análise técnico-econômica de progressiva complexidade.

Inicialmente, estes métodos se fundamentaram na Primeira Lei da Termodinâmica e constituíram os métodos energéticos, na realidade uma contabilidade dos fluxos de energia, através da qual se quantificam as entradas e saídas de energia do sistema em estudo, de maneira que a energia aportada deve aparecer nos produtos. Sob esta ótica, consideram-se como perdas os fluxos de energia que não são utilizados. Assim, a análise segundo tal método sugere que a ineficiência de um dispositivo ou processo é uma consequência dessas perdas e que a energia perdida sob este conceito quantifica a ineficiência.

Nesta mesma linha de raciocínio, numa máquina de Carnot haveriam perdas, uma vez que existe calor trocado com o exterior, mesmo que não exista nenhum outro processo cíclico em que esse calor cedido possa ser menor. Como um aperfeiçoamento deste método, a análise exergetica, fundamentada tanto na Primeira como na Segunda Lei, leva em conta não somente a quantidade de energia como também sua qualidade.

O conceito da qualidade da energia surge da Segunda Lei da Termodinâmica e está associada à parcela transformável em trabalho desta energia. Esta lei estabelece também que a degradação da qualidade da energia em qualquer processo real cria entropia, que não pode ser destruída.

A análise exergetica permite desta forma identificar em que partes de um processo acontecem as degradações de energia, ordenando as mesmas segundo sua magnitude e tornando possível identificar com maior clareza os componentes onde se podem aplicar medidas efetivas para melhorar o desempenho dos sistemas e equipamentos.

É importante frisar que a análise exergetica não é um substituto da análise energética, mas sim um complemento bastante vigoroso, principalmente quando analisamos sistemas térmicos novos e complexos. Nestas condições, enquadram-se os ciclos combinados que, como mencionado no capítulo anterior, serão objeto do presente estudo. Neste capítulo os corolários exergeticos são introduzidos em seus fundamentos e desenvolvidas aplicações nos ciclos combinados.

## 2.2 - EVOLUÇÃO HISTÓRICA

A energia útil, concebida no seu mais amplo sentido, é um daqueles conceitos que tem sido descoberto e redescoberto independentemente por diversos cientistas e engenheiros. As primeiras contribuições, desde as observações de Carnot ao conceito de disponibilidade de energia para sua conversão em trabalho são devidas a Clausius, Clapeyron, Thomson, Maxwell e Gibbs, embora o trabalho de Gouy intitulado "Sobre a energia útil" publicado em 1889 seja considerado por alguns termodinamicistas da Europa Continental como o documento de origem do conceito de energia útil [24].

Estudos realizados por Bosnjakovic em 1938 e 1939 marcam um novo impulso no desenvolvimento da Termodinâmica, incorporando de forma prática a Segunda Lei na análise de sistemas térmicos [25]. Estes trabalhos, que formam uma importante contribuição à formulação de novos critérios de desempenho, foram interrompidos na II Guerra Mundial e reiniciados por volta de 1950 com renovado vigor. Assim, uma etapa marcante surge em 1956 com o termo exergia sendo introduzido pelo esloveno Z. Rant para expressar como propriedade termodinâmica a parcela transformável em trabalho da energia. A partir de então, começam a aparecer uma série de publicações sobre o tema na Europa Central, sobressaindo os trabalhos de Szargut, Grassmann e Baehr, entre outros. Contrariamente a esta intensa atividade nos anos sessenta, pouca coisa pode ser encontrada nos outros centros de desenvolvimento termodinâmico, com exceção para os trabalhos de Evans nos EUA que propôs o termo "essergia" [26]. Evans sugere que a Energia Livre de Gibbs, a disponibilidade de Keenan e a exergia de Rant

são casos particulares de sua função "essergia".

Uma verdadeira explosão de interesse pela análise exergetica surge após o início dos anos setenta com a reconsideração das questões energéticas. Desta etapa recente até hoje, sobressaem as contribuições de Reistad [27], Bejan [28], Kotas [29], Gaggioli [30] e Szargut [31].

No Brasil, de alguma forma o interesse pela exergia também apresentou duas fases. A primeira delas associa-se à influência dos pioneiros europeus, em instituições como a Escola Federal de Engenharia de Itajubá (EFEI), o Instituto Tecnológico da Aeronáutica (ITA) e Universidade Federal de Minas Gerais (UFMG), durante os anos sessenta, destacando os trabalhos dos Professores Zulcy de Souza [32], Richard Bran [33] e Borisas Cimbliris [34]. Numa segunda etapa, já na última década ocorre a larga difusão deste conceito, justificando mesmo sessões específicas nos Encontros sobre Ciências Térmicas, promovidos pela Associação Brasileira de Ciências Mecânicas (ABCM) e diversas teses e dissertações, incorporando o conceito da exergia.

### 2.3 - EXERGIA: SUA DEFINIÇÃO FORMAL

Sabe-se que os vários tipos de energia apresentam distintas qualidades, tendo sido aceita como uma medida da qualidade a capacidade para realizar trabalho. Como já comentado, Rant chamou a esta capacidade de realizar trabalho de exergia, que é definida como [29, 35]:

*A quantidade de trabalho que pode ser obtida quando uma certa porção de matéria é trazida ao estado de equilíbrio (térmico, mecânico e químico) com os componentes usuais do meio ambiente, através de processos reversíveis, envolvendo interações térmicas, mecânicas e químicas apenas com a natureza.*

Desta definição é possível concluir que a exergia é uma propriedade de dois estados, o estado da matéria em questão e o estado do meio ambiente. O termo equilíbrio na definição de exergia requer uma clarificação, uma vez que existem duas formas. A primeira forma é o chamado equilíbrio restrito, que é o estado quando o sistema está em equilíbrio térmico e mecânico

com o do ambiente. Sob estas condições, a temperatura e a pressão do sistema são iguais àquelas do ambiente,  $T_0$  e  $P_0$  respectivamente. A segunda forma é o chamado equilíbrio irrestrito, que é o estado quando o sistema sob consideração está em equilíbrio térmico, mecânico e químico com o ambiente. Sob tais condições o sistema deve estar totalmente formado pelos componentes comuns do meio ambiente, em estados termodinâmicos nos quais existem livremente [29]. Por isso, para calcular a exergia, o ambiente deve ser especificado. Este problema será analisado em maior detalhe em um item posterior.

É importante observar que as definições clássicas de exergia não têm explicitado de forma clara que os fluxos de calor também possuem fluxos de exergia associados. É evidente que mesmo na ausência de fluxos de massa, por exemplo, no caso da radiação térmica, pode ser identificada a parcela transformável em trabalho, que corresponde a sua exergia [36]. Não obstante, deve-se reconhecer que a contribuição significativa de Rant refere-se mais ao estabelecimento de uma propriedade de estado, portanto associada a um meio físico.

O cálculo da exergia de um fluxo de substância será introduzida no item 2.6, adiante.

## 2.4 - LEI DA EXERGIA PERDIDA

Contrariamente à energia, a exergia é isenta da Lei de Conservação. Cada fenômeno que se processa irreversivelmente provoca perdas de exergia levando a uma redução dos efeitos úteis do processo ou a um incremento do consumo de energia da fonte de onde esta foi obtida.

É interessante apresentar o equacionamento formal da Lei de Gouy-Stodola que pode ser considerada como uma avaliação quantitativa da destruição da exergia. Esta Lei sustenta que a diminuição da possibilidade de obtenção de trabalho é devido às irreversibilidades do sistema, o que permite enunciá-la da seguinte maneira:

$$\dot{\delta W}_R - \dot{\delta W}_I = T_0 \dot{\delta \sigma} = \dot{\delta B}_L \quad (2.1)$$

onde:

- $\dot{\delta W}_R$ ,  $\dot{\delta W}_I$  - representam as potências realizadas em processos reversíveis e irreversíveis respectivamente [kW];
- $T_o$  - temperatura do meio ambiente [K];
- $\dot{d\sigma}$  - fluxo de entropia gerada [kW/K];
- $\dot{\delta B}_L$  - fluxo de exergia perdida como resultado das irreversibilidades [kW].

O conteúdo analítico desta Lei pode ser sumarizado em duas conclusões. Primeira, que a entropia gerada pelo sistema é uma medida do trabalho disponível destruído, e segunda, que invocando o limite reversível é possível avaliar o limite superior do trabalho que o sistema é capaz de produzir.

## 2.5 - ESTADOS DE REFERÊNCIA E MODELAGEM DO AMBIENTE

Uma questão de fundamental importância na aplicação da análise exergetica é a seleção do ambiente, uma vez que, como já visto, a exergia é uma propriedade do sistema combinado: sistema mais ambiente. Neste sentido, diversos autores têm realizado proeminentes trabalhos propondo abordagens distintas para sua escolha.

Em trabalho recente, Gallo [37] realiza uma análise crítica destas abordagens, apresentando os diversos autores em dois grupos: os que utilizam a noção de estado restrito, com destaque para Denbigh, Primus et alli, Keenan e Obert, e os que utilizam a noção de Estado Inativo Irrestrito, destacando a Wepfer, Gaggioli, Tribus, Evans, Moran, Reistad, Szargut, Ahrendts e Kameyama, como também comenta os trabalhos de Sussman, mais relacionados com o primeiro grupo.

Do primeiro grupo, a proposta de Denbigh permite só trabalhar na avaliação de exergias físicas. Já Keenan e Obert vão além desta proposta, mantém a noção de que o estado de referência está definido pela pressão e temperatura do ambiente e avaliam a exergia dos combustíveis simplesmente através da variação da energia livre de Gibbs para a reação de combustão. A proposta de Primus e colaboradores é particular para as máquinas que produzem trabalho a partir de expansões.

Do segundo grupo os seis primeiros pesquisadores trabalham nos EUA com a noção de estado de referência particular, ou seja, que a composição deste deve levar em conta o sistema analisado e as vizinhanças de maneira que na escolha fiquem consideradas as circunstâncias reais.

Sem dúvida, esta metodologia tem o inconveniente de que é necessário escolher um sistema de referência diferente para cada caso, dependendo do processo em análise, o que às vezes a torna bastante complexa. Por exemplo, para poder considerar a presença do enxofre no carvão, Gaggioli e Petit, introduziram carbonato de cálcio e gesso como componentes do sistema de referência, uma vez que a quantidade dessas substâncias na presença de oxigênio e gás carbônico é afetada pela absorção no ambiente do enxofre presente nos gases de combustão. Por outro lado, quando se analisam sistemas que envolvem apenas as substâncias mais comuns encontradas na atmosfera ( $N_2$ ,  $O_2$ ,  $CO_2$ ,  $H_2O$ ), esta metodologia se torna bastante simples [38].

Por sua vez Szargut [35] propôs um estado de referência artificial, contendo uma substância de referência para cada elemento químico, ao que denominou de ambiente padrão. Estas substâncias são selecionadas de maneira que correspondam aos compostos de mais baixa energia que possam existir na natureza, representando então o nível zero no cálculo da exergia química.

As substâncias escolhidas por Szargut se classificam em três grupos: componentes gasosos da atmosfera, substâncias sólidas da litosfera e substâncias iônicas e não iônicas dos oceanos.

Szargut afirma que para a determinação das perdas internas de exergia num processo o estado de referência restrito ( $T_o = 298,15 \text{ K}$ ,  $P_o = 101,325 \text{ kPa}$ ) pode ser adotado, uma vez que tais perdas são determinadas por diferenças. Entretanto, para a correta determinação das perdas externas de exergia, por exemplo, as associadas ao fluxo de um gás descarregado na atmosfera o ambiente padrão dever ser considerado. No presente trabalho, para analisar os processos que acontecem numa planta de ciclo combinado será adotado o estado de referência, sugerido por Szargut. Como as substâncias envolvidas nestes processos se encontram no ar ambiente serão considerados como componentes

do estado de referência os gases mostrados na Tabela 2.1, onde a presença do vapor d'água é avaliada para uma umidade relativa de  $\phi_0 = 0,7$  [35].

COMPONENTES	N <sub>2</sub>	O <sub>2</sub>	CO <sub>2</sub>	H <sub>2</sub> O
FRAÇÃO MOLAR	0,7788	0,2071	0,000290	0.01381

Tabela 2.1 - Composição do ar ambiente

As análises realizadas pelos autores americanos e Szargut foram o ponto de partida para os estudos de Ahrendts [39] quem defende a idéia de um estado de referência em completo equilíbrio, embora este não prevaleça no ambiente natural. De acordo com os estudos deste autor, a composição de um ambiente em equilíbrio difere totalmente de sua composição natural, apresentando por exemplo só uma pequena quantidade de oxigênio livre, resultando assim sua exergia maior que a do metano. Entretanto, os resultados anômalos, calculados pelos autores anteriormente citados são evitados, isto é, valores negativos para as exergias química dos nitratos ( $\text{Ca}(\text{NO}_3)_2$ ,  $\text{Na}(\text{NO}_3)$  e  $\text{NH}_3$ ). Para constituir o sistema de referência em equilíbrio, Ahrendts selecionou os componentes da atmosfera, dos oceanos e de uma camada da crosta terrestre, cuja espessura variou entre 1 a 1000 m, ou seja, a região considerada acessível para os processos técnicos.

Segundo comentários de Szargut [35], Kameyama et alli, formularam um critério de estabilidade química para selecionar os componentes do estado de referência, porém alertaram que não é um fator decisivo, pois os compostos mais estáveis só aparecem em um ambiente em equilíbrio. Entretanto, recomendaram considerar a composição real do ambiente, desta maneira os componentes mais estáveis em relação a este podem ser considerados. Descartaram como referências compostos estáveis num estado de equilíbrio, por exemplo, nitratos.

Finalmente, pode-se considerar os estudos de Sussman [40] que descarta a utilização do estado morto irrestrito para o cálculo da exergia alertando para o fato de que os engenheiros sempre estão interessados em mudanças de exergia em sistemas de

composição variável ou quimicamente reativos. Sugerindo então um estado de referência ambiental arbitrário que não necessita ser reativamente morto, e é idêntico ao estado de referência sobre o qual as Entalpias de Combustão são fundamentadas. A consequência desta escolha é que consegue tabelar exergias a partir dos dados das energias livres, facilitando desta maneira a análise exérgica.

Assim, as exergias padrões de Sussman só dependem da temperatura ambiente, e podem ser utilizadas para o cálculo das perdas de exergia externa, se as composições químicas do combustível, ar e gases de exaustão são conhecidas, dispensando desta maneira um detalhamento da atmosfera, hidrosfera e litosfera. Entretanto, esta simplificação implica em desprezar o componente difusivo da exergia

## 2.6 - CÁLCULO DA EXERGIA DE UMA SUBSTANCIA

Este item apresenta meios para avaliar as exergias das substâncias encontradas nos processos característicos dos ciclos combinados. Por resultarem da junção de uma Turbina a Gás e um ciclo Rankine, estes ciclos apresentam processos envolvendo substâncias tais como vapor d'água, água líquida e mistura de gases.

Inferir valores para as exergias associadas aos fluxos do vapor d'água e água líquida no lado do ciclo Rankine é bastante direto, pois se resume ao cálculo das seguintes equações:

$$b = (h - h_0) - T_0 (s - s_0) \quad (2.2)$$

$$b = C_a T_0 [T/T_0 - 1 - \ln (T/T_0)] + v (P - P_0) \quad (2.3)$$

respectivamente. As equações e metodologias consideradas para obter estas equações podem ser encontradas nas refs. [29], [35] e [38].

Nas equações (2.2) e (2.3) tem-se:

- b - exergia da água/vapor d'água [kJ/kg];
- h - entalpia da água/vapor d'água [kJ/kg];
- s - entropia da água/vapor d'água [kJ/kg];

- $v$  - volume específico da água líquida [ $m^3/kg$ ];  
 $T$  - temperatura da água líquida [K];  
 $C_a$  - calor específico da água [kJ/kg K];  
 $p$  - pressão do líquido comprimido [MPa];  
 $T_o, P_o$  - temperatura e pressão do estado de referência.

Por outro lado, quando se trata de avaliar as exergias no lado da turbina a gás, as equações que serão aplicadas para alcançar este objetivo necessitam algumas considerações adicionais. Estas considerações são apresentadas em detalhes também nas refs. [29], [30] e [38], por isso, este estudo, limita-se a apresentar as equações prontas para seu uso direto. No caso do ar escoando pelo compressor a exergia toma o seguinte formato:

$$\bar{b} = \sum_{k=1}^4 Y_k^o \left[ \int_{T_o}^T \left( 1 - \frac{T_o}{T} \right) \bar{C}_{pk} dT \right] + \bar{R} T_o \ln (p/p_o) \quad (2.4)$$

Para o cálculo das exergias dos gases resultantes da combustão do ar com uma mistura de hidrocarbonetos, como o gás natural, a equação seguinte deve ser aplicada:

$$\bar{b} = \sum_{k=1}^4 Y_k \left[ \int_{T_o}^T \left( 1 - \frac{T_o}{T} \right) \bar{C}_{pk} dT + \ln \frac{Y_k}{Y_k^o} \right] + \bar{R} T_o \ln \frac{p}{p_o} \quad (2.5)$$

Nas equações (2.4) e (2.5), tem-se:

- $\bar{b}$  - exergia da mistura de gases [kJ/kmol];  
 $Y_k$  - fração molar da substância  $k$  na mistura de gases, neste caso as substâncias são:  $N_2$ ,  $O_2$ ,  $CO_2$  e  $H_2O$ ;  
 $\bar{C}_{pk}$  - calor específico a pressão constante da substância  $k$  [kJ/kmol K];  
 $\bar{R}$  - constante universal dos gases [kJ/kmol K];  
 $Y_k^o$  - fração molar do  $N_2$ ,  $O_2$ ,  $CO_2$  e  $H_2O$  no ambiente, cujos valores estão apresentados na Tabela 2.1.

As duas equações anteriores podem ser expressas em [kJ/kg], calculando previamente a massa molecular da mistura  $\left[ M_m \right]$  [kJ/kmol]:

$$M_m = \sum_{k=1}^4 Y_k M_k \quad (2.6)$$

para logo fazer:

$$b = \bar{b} / M_m \quad (2.7)$$

sendo que na equação (2.6)  $M_k$  representa a massa molecular em [kg/kmol] do  $N_2$ ,  $O_2$ ,  $CO_2$  e  $H_2O$ , respectivamente.

A contribuição individual dos hidrocarbonetos que conformam o gás natural para o cálculo da exergia deste pode ser obtida a partir da seguinte equação:

$$\begin{aligned} \bar{b} = & \int_{T_o}^T \left( 1 - \frac{T_o}{T} \right) \bar{C}_{pk} dT + \bar{R} T_o \left[ \ln \left( \frac{P}{P_o} \right) + \right. \\ & \left. + \ln \left[ \frac{\left( y_{O_2}^o \right)^{a+d/4}}{\left( y_{CO_2}^o \right)^a \left( y_{H_2O}^o \right)^{d/2}} \right] \right] - \Delta G \left( T_o, P_o \right) \end{aligned} \quad (2.8)$$

sendo que:

$$\begin{aligned} \Delta G \left( T_o, P_o \right) = & \left[ a \bar{g}_{CO_2} + (d/2) \bar{g}_{H_2O} - (a + d/4) \bar{g}_{O_2} - \right. \\ & \left. - \bar{g}_{comb} \right] \left( T_o, P_o \right) \end{aligned} \quad (2.9)$$

onde:

- $\bar{C}_{pk}$  - calor específico a pressão constante do hidrocarboneto considerado [kJ/kmol k];
- $\bar{g}_{O_2}$ ,  $\bar{g}_{CO_2}$ ,  $\bar{g}_{H_2O}$ ,  $\bar{g}_{comb}$  - energia livre de Gibbs de Formação do  $O_2$ ,  $CO_2$ ,  $H_2O$  e do hidrocarboneto considerado [kJ/kmol];
- $\Delta G$  - variação da Energia Livre de Gibbs da mistura quando a reação é realizada [kJ/kmol];

a, d - índices que caracterizam o hidrocarboneto considerado:  $C_aH_d$ .

Como o gás natural considerado é uma mistura de metano ( $CH_4$ ), etano ( $C_2H_6$ ), propano ( $C_3H_8$ ), butano ( $C_4H_{10}$ ), dióxido de carbono ( $CO_2$ ) e Nitrogênio ( $N_2$ ), sua exergia pode ser calculada pela seguinte equação:

$$\bar{b}_{GN} = \sum_{i=1}^6 (z_i \bar{b}_i) \quad (2.10)$$

que não considera a exergia associada à mistura dos componentes, pois é desprezível.

Na equação 2.10 tem-se:

- $\bar{b}_{GN}$  - exergia do gás natural [kJ/kmol];
- $z_i$  - fração molar dos componentes da mistura [-];
- $\bar{b}_i$  - exergia de cada hidrocarboneto da mistura e ainda do dióxido de carbono e do nitrogênio. A exergia dos últimos dois componentes pode ser calculada pela expressão (2.5) [kJ/kmol].

Para obter a exergia do gás natural em [kJ/kg] calcula-se a massa molecular da mistura [kg/kmol]:

$$M_{GN} = \sum_{i=1}^6 (z_i M_i) \quad (2.11)$$

para logo fazer:

$$b_{GN} = \bar{b}_{GN} / M_{GN} \quad (2.12)$$

Na equação (2.11)  $M_i$  representa a massa molecular em [kg/kmol] de cada componente do gás natural.

## 2.7 - BALANÇO EXERGÉTICO EM UM VOLUME DE CONTROLE

Como mencionado a exergia é isenta da Lei de Conservação; assim o balanço deve ser fechado pela introdução do termo representativo do fluxo de exergia perdida ( $\dot{B}_L$ ). Logo,

considerando o volume de controle em regime permanente, tal como indicado na Figura 2.1, obtém-se:

$$\begin{aligned} \dot{B}_m + \dot{B}_c + \Delta\dot{B}_n + \dot{Q}_n \left[ \frac{T_n - T_o}{T_n} \right] + \dot{W}_n &= \\ = \dot{B}_u + \dot{B}_d + \Delta\dot{B}_u + \dot{Q}_u \left[ \frac{T_u - T_o}{T_u} \right] + \dot{W}_u + \dot{B}_L \end{aligned} \quad (2.13)$$

onde:

- $\dot{B}_m$  - fluxo de exergia das matérias primas não energéticas [kW];
- $\dot{B}_c$  - fluxo de exergia das substâncias de alimentação com finalidades energéticas (combustíveis e oxidantes) [kW];
- $\Delta\dot{B}_n$  - variação do fluxo de exergia de uma corrente de fluido necessária ao processo, que atravessa o volume de controle sem reagir quimicamente [kW];
- $\dot{Q}_n (T_n - T_o) / T_n$  - fluxo de exergia associado a uma transferência de calor (necessária) com uma fonte térmica externa à temperatura  $T_n$  [kW];
- $\dot{W}_n$  - potência líquida consumida pelo processo [kW];
- $\dot{B}_u$  - fluxo de exergia dos prontos úteis [kW];
- $\dot{B}_d$  - fluxo de exergia dos produtos residuais descartados [kW];
- $\Delta\dot{B}_u$  - variação do fluxo de exergia de uma corrente útil, que atravessa o volume de controle sem reagir quimicamente [kW];
- $\dot{Q}_u (T_u - T_o) / T_u$  - fluxo de exergia associado a uma transferência de calor (útil) com uma fonte externa à temperatura  $T_u$  [kW];
- $\dot{W}_u$  - potência líquida útil produzida pelo processo [kW];

$\dot{B}_L$ 

- fluxo de exergia perdido devido às irreversibilidades internas ao volume de controle [kW].

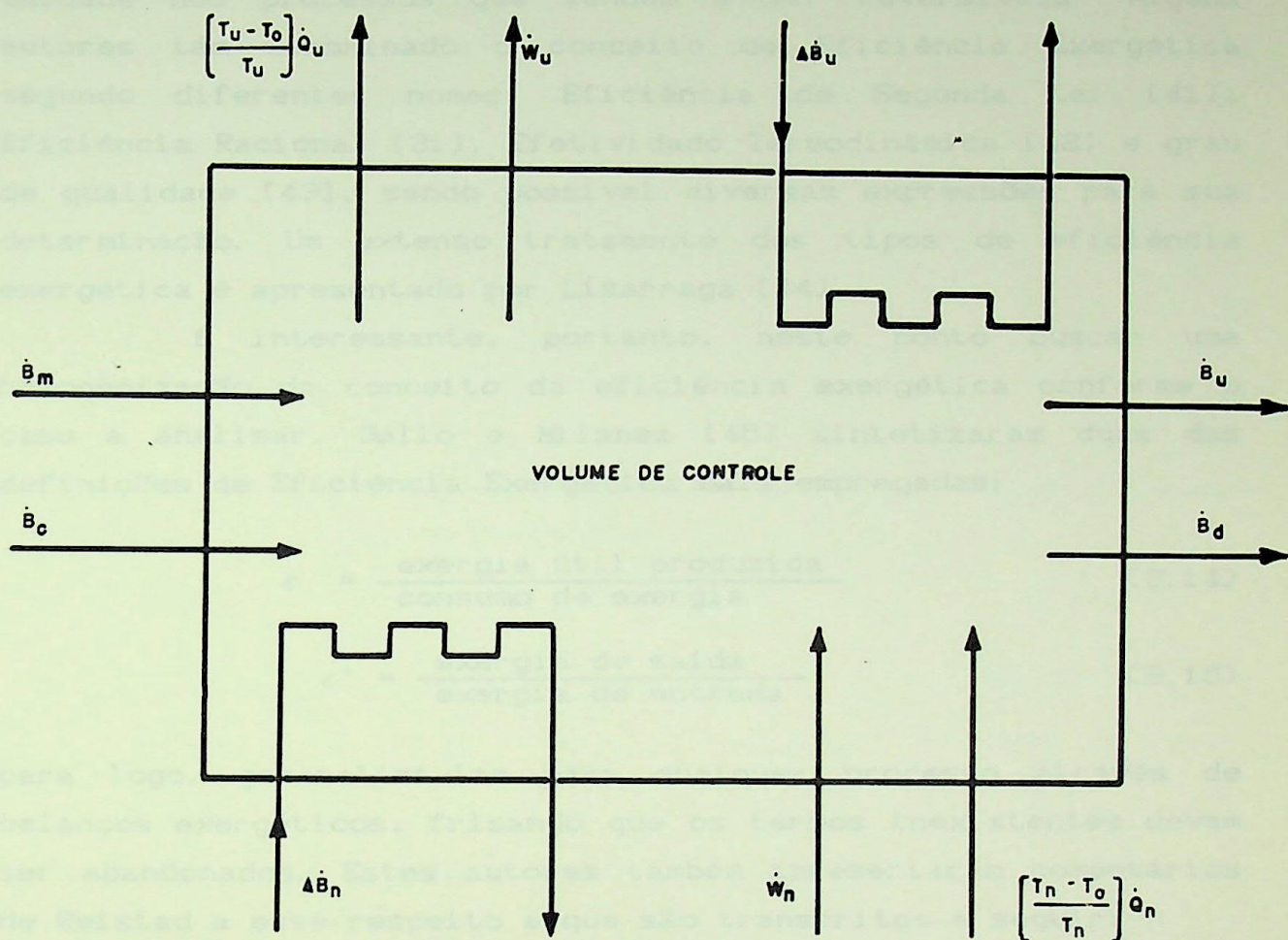


Figura 2.1 - Fluxos de exergia para um volume de controle

O balanço exergetico acima descrito é bastante útil no cálculo das eficiências exergeticas que serão apresentadas no item a seguir.

## 2.8 - EFICIÊNCIAS EXERGETICAS APLICADAS AOS CICLOS COMBINADOS E SEUS COMPONENTES

Como visto, as eficiências que levam em conta só os conceitos da Primeira Lei da Termodinâmica não consideram as diferenças de qualidade entre os fluxos de energia envolvidos e por isso, é conveniente utilizar o conceito de eficiência exergetica para avaliar o desempenho das conversões de energia

num determinado dispositivo. A eficiência exergética é uma medida do desempenho de processos irreversíveis e, portanto, decresce com o aumento das perdas de exergia e se aproxima da unidade nos processos que tendem a ser reversíveis. Alguns autores têm denominado o conceito de Eficiência Exergética segundo diferentes nomes: Eficiência de Segunda Lei [41], Eficiência Racional [31], Efetividade Termodinâmica [42] e grau de qualidade [43], sendo possível diversas expressões para sua determinação. Um extenso tratamento dos tipos de eficiência exergética é apresentado por Lizarraga [44].

É interessante, portanto, neste ponto buscar uma homogeneização do conceito da eficiência exergética conforme o caso a analisar. Gallo e Milanez [45] sintetizaram duas das definições de Eficiência Exergética mais empregadas:

$$\varepsilon = \frac{\text{exergia útil produzida}}{\text{consumo de exergia}} \quad (2.14)$$

$$\varepsilon' = \frac{\text{exergia de saída}}{\text{exergia de entrada}} \quad (2.15)$$

para logo, generalizá-las para qualquer processo através de balanços exergéticos, frisando que os termos inexistentes devem ser abandonados. Estes autores também apresentaram comentários de Reistad a esse respeito e que são transcritos a seguir:

- a)  $\varepsilon'$  pode ser numericamente insensível ao processo;
- b)  $\varepsilon'$  mede apenas o desempenho termodinâmico do processo e não se o objetivo do processo está sendo atingido;
- c)  $\varepsilon$  é uma medida do desempenho termodinâmico relativo ao objetivo do processo;
- d)  $\varepsilon$  não dá base a comparações para processos puramente dissipativos, pois nesses casos é sempre zero. Assim, Gallo e Milanez recomendam o uso desta eficiência exergética ( $\varepsilon'$ ) apenas para processos puramente dissipativos.

Analisando um ciclo a vapor, Donatelli e Nogueira [46] adotaram procedimento semelhante efetuando uma dicotomia conceitual ao definir a eficiência exergética segundo situações dissipativas ou envolvendo efeito útil quantificável.

Recentemente, Horlock [43] observando as diversas discussões sobre qual definição de eficiência exergética para

componentes de uma planta utilizar, analisou as definições existentes e procurou relacioná-las com a chamada Eficiência Racional para plantas de potência. Pois esta é uma definição aceita sem restrições. Contudo, constatou que nenhuma é inteiramente satisfatória. Assim, sugeriu que os equipamentos que produzem ou consomem potência sejam avaliados através da eficiência racional:

$$\eta_R = \left( \frac{\dot{W}_I}{\dot{W}_R} \right)^{\pm 1} \quad (2.16)$$

e componentes tais como trocadores de calor sejam avaliados através da definição de Fratzscher:

$$\eta_{ex} = \frac{\sum_{i=1}^n \left( \dot{B}_s - \dot{B}_e \right)_{Ai}}{\sum_{i=1}^n \left( \dot{B}_e - \dot{B}_s \right)_{Bi}} \quad (2.17)$$

onde nas equações (2.16) e (2.17), tem-se:

- $\dot{W}_I, \dot{W}_R$  - potência consumida ou produzida através do processo irreversível e reversível respectivamente [kW]. O expoente positivo ou negativo caracteriza o componente que produz ou consome trabalho;
- $\left( \dot{B}_s - \dot{B}_e \right)_{Ai}$  - representa a variação exergética do fluido frio [kW];
- $\left( \dot{B}_e - \dot{B}_s \right)_{Bi}$  - representa a variação exergética do fluido quente [kW].

Comparando-se estas análises, observa-se que convergem para o mesmo ponto, pois mesmo que Horlock não comente sobre estrangulamento em válvula, apresenta o grau de qualidade de Fratzscher para avaliar este processo.

Sob tais considerações, no presente estudo foram empregadas as expressões mostradas abaixo para as distintas situações analisadas. As eficiências dos equipamentos que

consomem ou produzem trabalho tais com bombas, turbinas e compressores podem ser calculados, respectivamente, pelas seguintes expressões:

$$\eta_{ex} = \left( \frac{h_e - h_s}{b_e - b_s} \right)^c \quad (2.18)$$

onde:

- $\eta_{ex}$  - eficiência do componente considerado: bomba, turbina, compressor [-];
- $h_e, h_s$  - entalpias na entrada e na saída respectivamente [kJ/kg];
- $b_e, b_s$  - exergias na entrada e na saída respectivamente [kJ/kg];
- $c$  - coeficiente que depende do componente considerado. Para bomba e compressor  $c = -1$ , para turbina  $c = 1$ .

Para os trocadores de calor foi adotada a expressão (2.17). Enquanto que para os equipamentos dissipativos, como válvulas considerou-se a expressão (2.15):

$$\eta_{ex} = \frac{b_s}{b_e} \quad (2.19)$$

onde:

- $b_e, b_s$  - exergias na entrada e na saída da válvula considerada [kJ/kg].

Finalmente, em termos globais, tem-se as seguintes expressões:

- TURBINA A GÁS:

$$\eta_{ex}^{TG} = \frac{\dot{W}_{tg} - \dot{W}_c}{\dot{m}_{comb} b_{comb}} \quad (2.20)$$

onde:

- $\dot{W}_{tg}, \dot{W}_c$  - potências produzidas e consumidas pela turbina a gás e o compressor respectivamente [kW];

- $\dot{m}_{comb}$  - vazão mássica do combustível consumida na câmara de combustão [kg/s];
- $b_{comb}$  - exergia do combustível, calculada pelas expressões (2.8), (2.9) e (2.10) [kJ/kg].

- CALDEIRA DE RECUPERAÇÃO TÉRMICA:

$$\eta_{ex} = \frac{\sum_{i=1}^n (\dot{B}_s - \dot{B}_e)_{vi}}{\sum_{i=1}^n (\dot{B}_e - \dot{B}_o)_{gi}} \quad (2.21)$$

onde:

$\sum_{i=1}^n (\dot{B}_s - \dot{B}_e)_{vi}$  - representa a variação exérgica do vapor entre a entrada e a saída da CRT [kW];

$\sum_{i=1}^n (\dot{B}_e - \dot{B}_o)_{gi}$  - representa a variação exérgica dos gases entre a entrada na CRT e o estado de referência [kW].

- CICLO A VAPOR:

$$\eta_{ex}^{cv} = \frac{\dot{W}_{tv} - \dot{W}_b}{\dot{m}_g \left[ b_{eCRT} - b_{oCRT} \right]} \quad (2.22)$$

onde:

$\dot{W}_{tv}, \dot{W}_b$  - potências produzidas e consumidas pela turbina a vapor e as bombas do ciclo a vapor respectivamente [kW];

$\dot{m}_g$  - vazão mássica de gases liberados pela turbina a gás e que circulam pela CRT [kg/s];

$b_{eCRT}$  - exergia dos gases na entrada da CRT calculada pela expressão (2.5) [kJ/kg];

CICLO COMBINADO:

$$\eta_{ex}^{cc} = \frac{\dot{W}_{ctg} + \dot{W}_{ctv}}{\dot{m}_{comb} b_{comb}} \quad (2.23)$$

onde:

$\dot{W}_{ctg}$ ,  $\dot{W}_{ctv}$  - potências líquidas produzidas pelos ciclos de turbina a gás e de turbina a vapor respectivamente [kW].

### 3 - MODELAGEM DO CICLO COMBINADO

#### 3.1 - INTRODUÇÃO

Neste capítulo será efetuada, sucessivamente, a modelagem termodinâmica da turbina a gás, da caldeira de recuperação térmica e do ciclo a vapor. O objetivo desta modelagem é permitir obter os estados termodinâmicos nos pontos notáveis e os índices de desempenho em bases energética e exergética para os componentes e o ciclo globalmente, tomando como parâmetros de partida, valores geralmente disponíveis. Os parâmetros considerados disponíveis na modelagem da turbina a gás são relação de pressão do compressor, temperatura máxima do ciclo a gás, potência gerada pela turbina a gás, temperatura máxima que as pás da turbina a gás podem suportar e o número de estágios do compressor e da turbina a gás. Para a modelagem da CRT é necessário conhecer parâmetros como a temperatura da água de alimentação, "pinch point", diferença terminal de temperatura, número de níveis de pressão, pressão de alta, pressão de reaquecimento (se existir), temperatura dos gases na entrada da CRT e mencionar se a queima suplementar é desejada. Quanto ao ciclo a vapor é necessário conhecer número e tipo de aquecedores, diferença terminal de temperatura dos aquecedores de superfície, pressão de condensação e a diferença terminal de temperatura do condensador. Como, entre os parâmetros acima citados existem alguns com pouca difusão, o "pinch point" por exemplo, estes posteriormente serão apresentados em detalhes. A continuação apresenta-se a modelagem do ciclo a gás.

#### 3.2 - MODELAGEM DO CICLO DE TURBINA A GÁS

##### 3.2.1 - Introdução

As turbinas a gás concebidas em sua forma mais simples, como mostra a Figura 3.1, consistem de um

turbo-compressor, câmara de combustão e turbina, propriamente dita. Nesta concepção o ar atmosférico é continuamente comprimido no compressor e enviado à câmara de combustão sob alta pressão, onde é misturado com um combustível e realizada a combustão. Os gases quentes vindos da câmara de combustão são expandidos na turbina produzindo trabalho, que em parte é usado no acionamento do compressor.

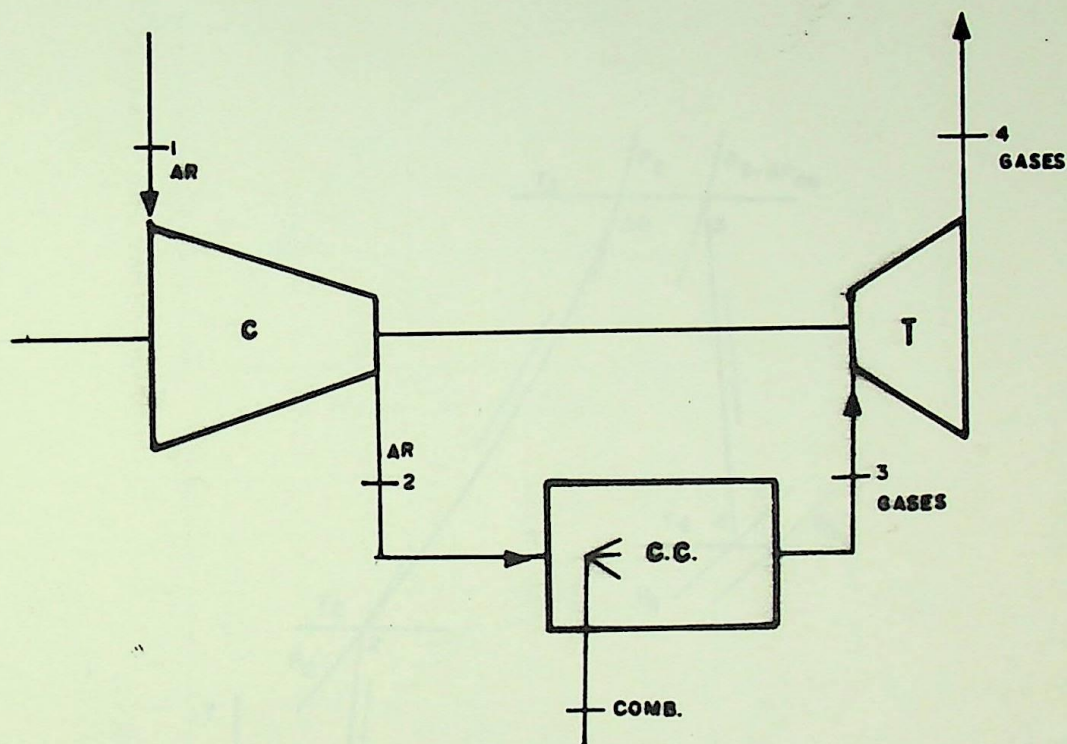


Figura 3.1 - Representação esquemática da turbina a gás simples

Os processos acima relatados são representados na Figura 3.2, onde se observa que o compressor e a turbina estão sujeitos às irreversibilidades caracterizadas por suas respectivas eficiências politrópicas ( $\eta_{pc}$ ,  $\eta_{pt}$ ) menores que 1. Da mesma maneira o fornecimento de calor à câmara de combustão é afetada de uma eficiência ( $\eta_{comb}$ ) menor que 1. São também evidenciadas na mencionada Figura as quedas de pressão características de cada componente. O ciclo térmico das turbinas a gás é conhecido como Ciclo Brayton.

A modelagem termodinâmica da turbina a gás representada na Figura 3.1 tem sido amplamente discutida na literatura técnica [47, 48]. A preocupação fundamental destes



muitas vezes consideram variáveis de projeto particulares. Estes aspectos são discutidos no próximo item.

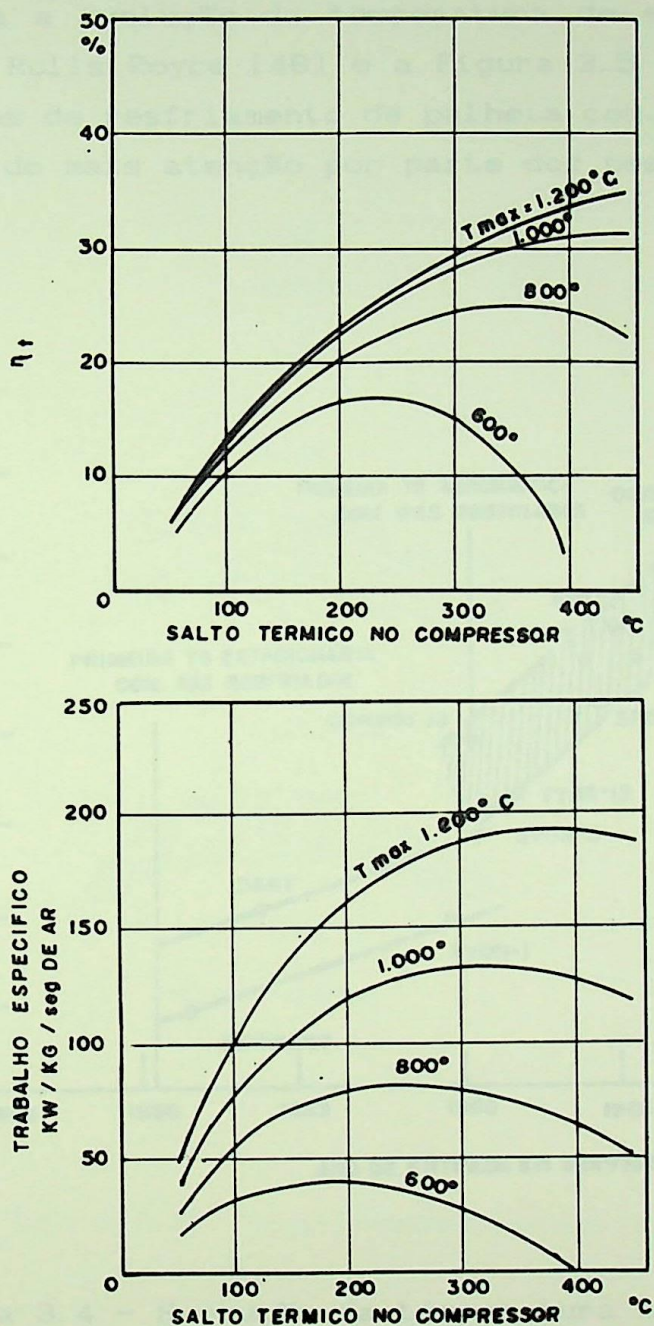


Figura 3.3 - Eficiência e trabalho específico em turbinas a gás

### 3.2.2 - Resfriamento das Palhetas de Turbinas

A tecnologia do resfriamento dos primeiros estágios da turbina começou a ser investigada na Alemanha por volta de 1940

com o objetivo de permitir temperaturas de entrada compatíveis com os materiais disponíveis. A primeira turbina a gás com palhetas resfriadas entrou em operação na década de cinquenta, e na atualidade é uma tecnologia bem estabelecida [47]. A Figura 3.4 mostra a evolução da temperatura de entrada na turbina no âmbito da Rolls Royce [48] e a Figura 3.5 apresenta as diversas modalidades de resfriamento de palheta com uso de ar, método que tem recebido mais atenção por parte dos pesquisadores.

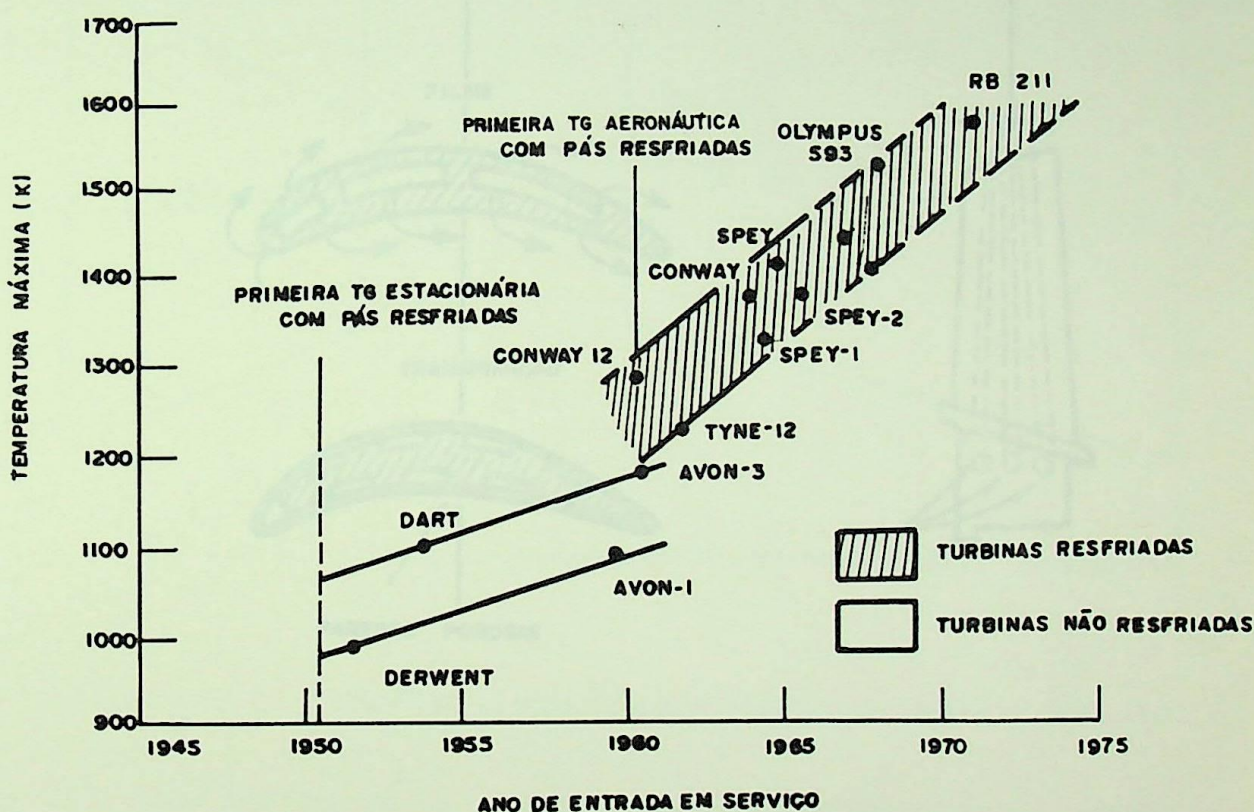


Figura 3.4 - Evolução da temperatura máxima no âmbito das turbinas Rolls-Royce

Os primeiros modelos que aparecem na literatura técnica sobre resfriamento das palhetas são devidos a Hawthorne [49], Burke et alli [50], e como foi mencionado anteriormente, considerando variáveis de projeto de difícil obtenção. O primeiro método de resfriamento das palhetas a ser explorado foi a convecção, tanto interna como externa, utilizando ar extraído do último estágio do compressor [48] como mostra a Figura 3.6.

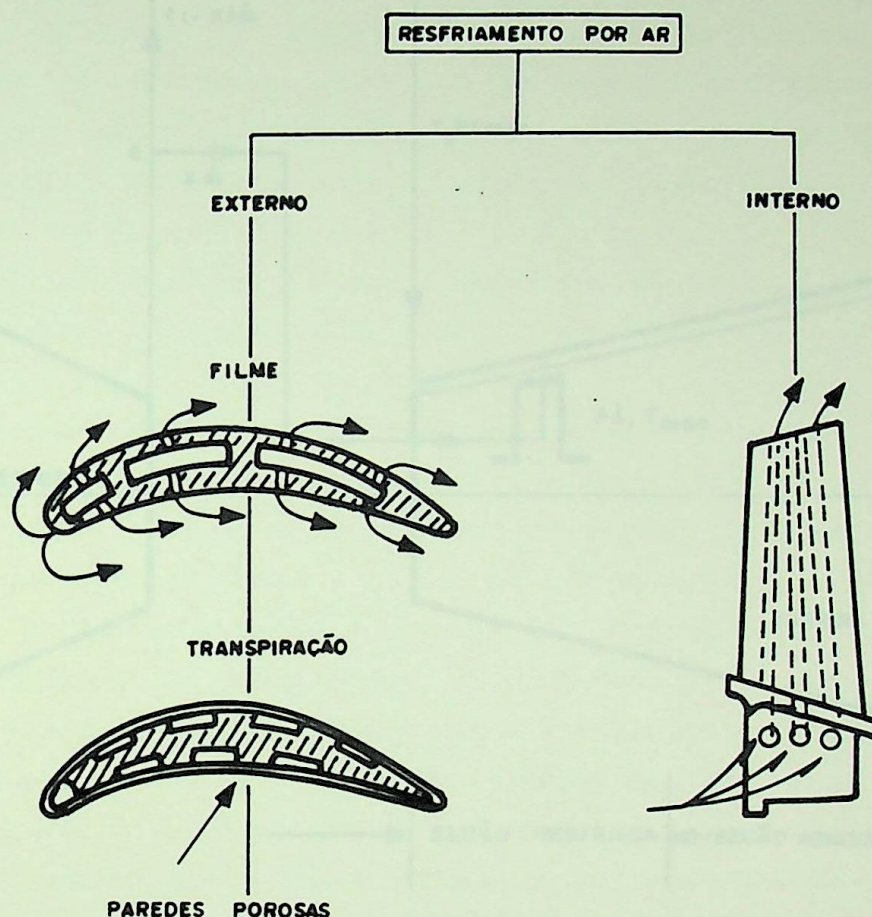


Figura 3.5 - Modalidades de resfriamento de pás

Como esta modalidade de resfriamento tornou-se de extenso uso, será modelada neste trabalho acrescentando a possibilidade de extrações de ar em estágios intermediários do compressor, evitando sempre o uso de variáveis de difícil especificação. Nos últimos anos, a questão do resfriamento das pás tem sido tratada amplamente, principalmente, com o advento dos ciclos combinados. Assim, cabe mencionar os trabalhos de El-Masri [51], Kawaike et alli [52], Wu et alli [53], Stecco et alli [54].

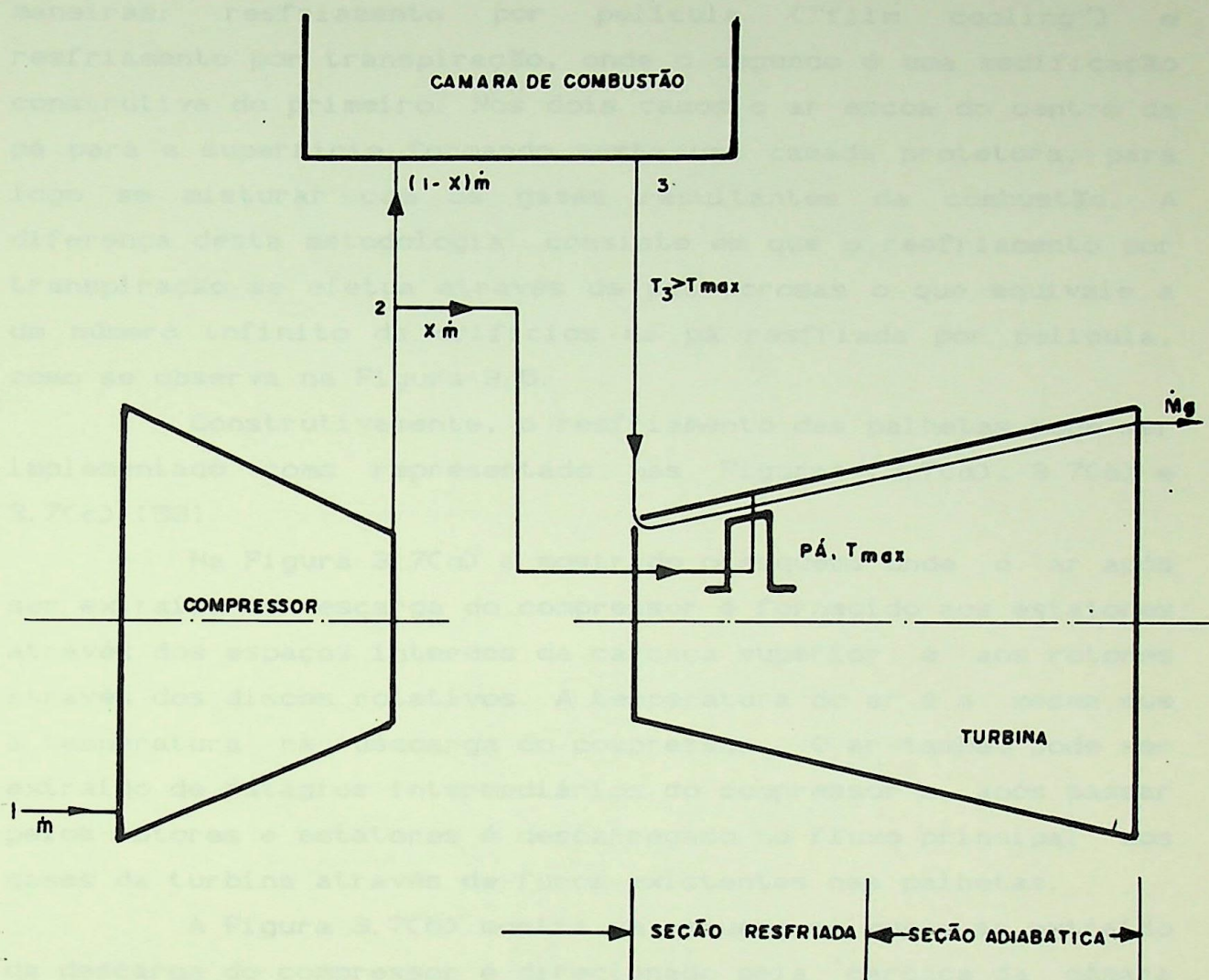


Figura 3.6 - Modelo simplificado de resfriamento de pás

Apresenta-se a seguir alguns comentários sobre os métodos de resfriamento de palhetas utilizando ar:

a) Resfriamento Interno:

Este pode ser conseguido passando ar extraído do compressor através de canais internos das palhetas. O resfriamento é conseguido por condução e convecção. Este método pode ser realizado de duas maneiras, como mostra a Figura 3.5: resfriamento simples por convecção e resfriamento por impacto e convecção;

#### b) Resfriamento Externo:

Este método também pode ser realizado de duas maneiras: resfriamento por película ("film cooling") e resfriamento por transpiração, onde o segundo é uma modificação construtiva do primeiro. Nos dois casos o ar escoia do centro da pá para a superfície formando nesta uma camada protetora, para logo se misturar com os gases resultantes da combustão. A diferença desta metodologia consiste em que o resfriamento por transpiração se efetua através de pás porosas o que equivale a um número infinito de orifícios na pá resfriada por película, como se observa na Figura 3.5.

Construtivamente, o resfriamento das palhetas pode ser implementado como representado nas Figuras 3.7(a), 3.7(b) e 3.7(c) [53].

Na Figura 3.7(a) é mostrado o esquema onde o ar após ser extraído da descarga do compressor é fornecido aos estatores através dos espaços internos da carcaça superior e aos rotores através dos discos rotativos. A temperatura do ar é a mesma que a temperatura na descarga do compressor. O ar também pode ser extraído de estágios intermediários do compressor e, após passar pelos rotores e estatores é descarregado no fluxo principal dos gases da turbina através de furos existentes nas palhetas.

A Figura 3.7(b) mostra um esquema em que o ar extraído da descarga do compressor é direcionado pela carcaça da câmara de combustão, para logo passar por um resfriador, rotores e, posteriormente, através dos furos de resfriamento e labirintos ser descarregado no fluxo de gases.

Finalmente, a Figura 3.7(c) ilustra um esquema análogo ao anterior mas que combina os métodos de resfriamento interno e externo. O ar, como no método anterior após ser extraído da descarga do compressor passa pela carcaça da câmara de combustão e por um resfriador. Então, passa através das passagens internas de resfriamento do primeiro estator, logo uma parte deste novamente é aproveitado para resfriar o primeiro rotor mediante o resfriamento externo e outra para resfriar o segundo rotor pelo resfriamento interno.

O esquema adotado na presente análise é o da Figura 3.7(a) e a modalidade de resfriamento é aquela conseguida pela formação de uma película na superfície externa da palhetagem ("film cooling").

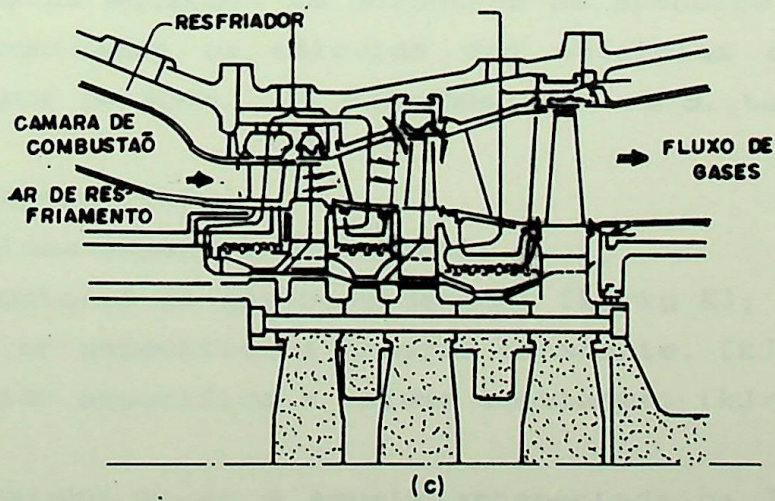
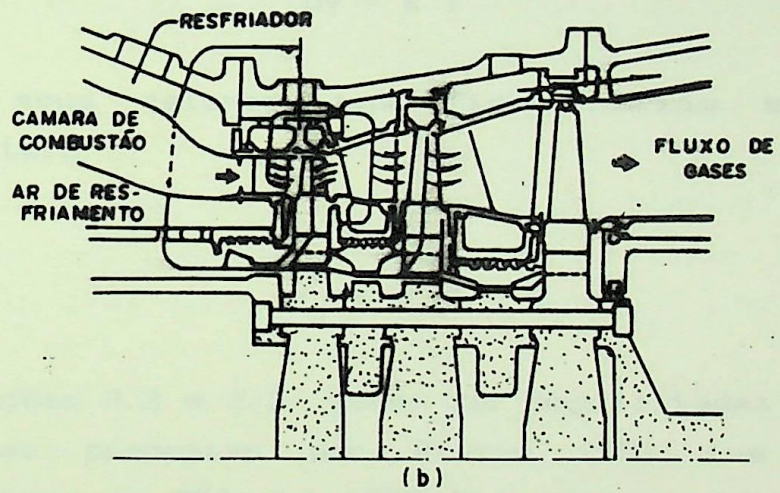
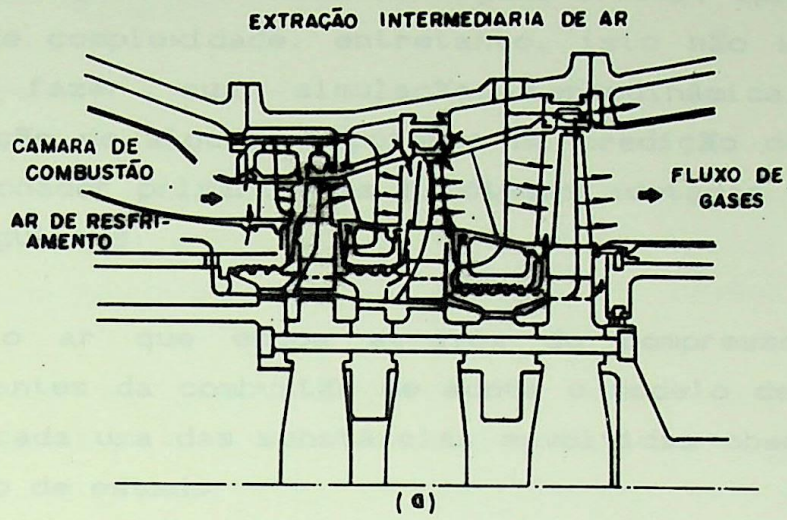


Figura 3.7 - Esquemas de resfriamento

### 3.2.3 - Hipóteses do Modelo

Os processos reais que se desenvolvem na configuração de turbina a gás, mostrada na Figura 3.7(a), apresentam um grau elevado de complexidade, entretanto, isto não impede que seja possível fazer sua simulação termodinâmica, mediante a consideração de algumas hipóteses na predição do comportamento deste acionador primário. As hipóteses adotadas nesta abordagem são as seguintes:

- a) Para o ar que escoia através do compressor e os gases resultantes da combustão se adota o modelo de gás ideal, ou seja, cada uma das substâncias envolvidas obedece a seguinte equação de estado:

$$pv = R T \quad (3.1)$$

e os seus calores específicos variam somente com a temperatura:

$$c_p = f(T) \quad (3.2)$$

$$c_v = f(T) \quad (3.3)$$

As equações 3.2 e 3.3 podem ser explicitadas pelas equações empíricas propostas por Rivkin [55] num intervalo de temperatura de 223 até 1773 K e com um erro admissível de 0,5%. Estas equações se encontram no apêndice 1, onde também são encontrados os cálculos das entalpias dos gases e da água/vapor de água. Nas equações 3.1 a 3.3, tem-se que:

$p$  - pressão, [kPa];

$v$  - volume específico, [ $m^3/kg$ ];

$R$  - constante do gás considerado, [kJ/kg K];

$c_p$  - calor específico a pressão constante, [kJ/kmol K];

$c_v$  - calor específico a volume constante, [kJ/kmol K].

- b) a composição do ar é aquela apresentada na Tabela 2.1 e os produtos de combustão apresentam na sua composição teores variáveis de  $O_2$ ,  $N_2$ ,  $CO_2$  e  $H_2O$ ;

- c) a combustão é modelada como completa, os efeitos dissociativos são desprezados e as perdas da energia liberada contabilizadas pela eficiência de combustão ( $\eta_{comb}$ ) [56]. O valor de  $\eta_{comb}$  foi fixado em 0.99;
- d) o compressor e a turbina são modelados como adiabáticos, pois o calor dissipado para o ambiente nestes equipamentos é desprezível. A compressão e expansão são consideradas politrópicas. Os valores das eficiências politrópicas no compressor e turbina foram fixados em 0.92 e 0.91 respectivamente;
- e) o processo de compressão, ao longo da linha politrópica, não é considerado como um todo, sendo dividido por estágios com saltos de temperatura e eficiências politrópicas iguais (Figura 3.8). Esta consideração é justificada pelo fato da possibilidade de extrações intermediárias de ar e conseguida mediante o cálculo do processo de compressão como um todo, fornecendo a diferença de temperatura total, que dividida pelo número de estágios permite obter o salto de temperatura por estágio. Outras divisões do salto térmico no compressor poderiam ser adotadas, mas a proposta neste trabalho refere-se a um enfoque geral e preliminar [56];
- f) a quantidade de ar a ser extraída do compressor para resfriamento é determinada em função da temperatura máxima que o metal das palhetas da turbina pode suportar. O ponto de extração do ar é determinado pela pressão do local da turbina onde é determinado o resfriamento, sob a condição de que a pressão num ponto de extração do compressor seja no mínimo igual a 130% da pressão na turbina no ponto do resfriamento, condição sugerida por El-Masri [51];
- g) o modelo do estágio da turbina considera separadamente o estator e rotor. Desta maneira, se o resfriamento ("film cooling") acontece, a mistura do ar injetado com os gases do fluxo principal se dá no final de cada expansão. Considera-se que a mistura do ar de resfriamento com os gases ocorre isobaricamente após a borda de fuga da palheta [47]. Todas as expansões são consideradas com a mesma eficiência politrópica. Tais aspectos são representados na Figura 3.9;



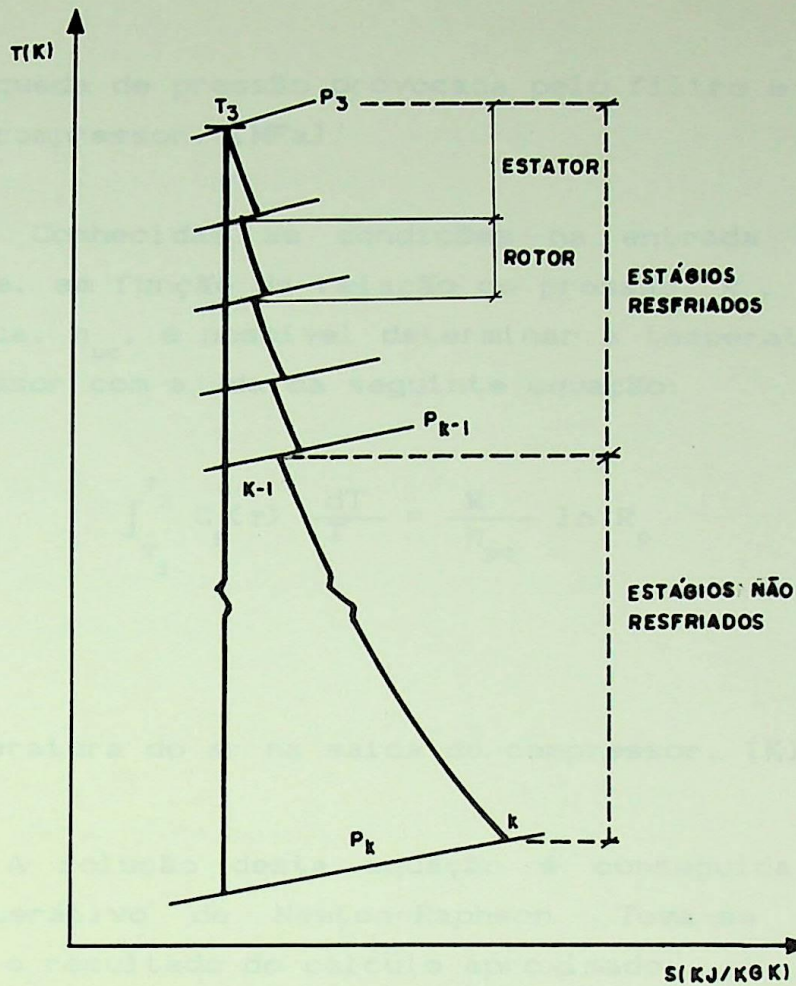


Figura 3.9 - Processo de expansão com resfriamento, conforme modelagem adotada

### 3.2.4 - Processo de Compressão

O processo no compressor pode ser descrito mediante equações resultantes das hipóteses anteriormente citadas e algumas considerações adicionais.

Inicialmente de acordo com a hipótese (j), tem-se:

$$P_1 = P_o - \Delta P_{f,s} \quad (3.4)$$

$$T_1 = T_o \quad (3.5)$$

onde:

$P_1, T_1$  - pressão e temperatura na entrada do compressor, [MPa] e [K] respectivamente;

$P_o, T_o$  - pressão e temperatura de referência, [MPa] e [K] respectivamente;

$\Delta P_{f,s}$  - queda de pressão provocada pelo filtro e silenciador do compressor, [MPa].

Conhecidas as condições na entrada do compressor, tem-se que, em função da relação de pressão,  $R_p$ , e a eficiência politrópica,  $\eta_{pc}$ , é possível determinar a temperatura de saída do compressor com ajuda da seguinte equação:

$$\int_{T_1}^{T_2} C_p(T) \frac{dT}{T} = \frac{R}{\eta_{pc}} \ln R_p \quad (3.6)$$

onde:

$T_2$  - temperatura do ar na saída do compressor, [K].

A solução desta equação é conseguida utilizando o método iterativo de Newton-Raphson. Toma-se como primeira tentativa o resultado do cálculo aproximado:

$$T_2 = T_1 \left( R_p \right)^{\frac{k-1}{k \eta_{pc}}} \quad (3.7)$$

que caracteriza um processo politrópico.

Na equação (3.7) tem-se:

$k$  - expoente isentrópico do ar que nesta equação pode ser tomado igual a 1,4.

De posse da temperatura na saída do compressor e de acordo com a hipótese (e), calcula-se o salto de temperatura por estágio ( $\Delta T_{estc}$ ) que é dado por,

$$\Delta T_{estc} = \frac{(T_2 - T_1)}{N_{estc}} \quad (3.8)$$

onde:

$N_{estc}$  - número de estágios do compressor.

A equação (3.8) permite calcular as temperaturas genéricas,  $T_k$ , interestágios.

A relação de pressão de um estágio genérico é calculada através da seguinte relação:

$$R_{psk} = \exp \left[ \frac{\eta_{pc}}{R} \int_{T_{k-1}}^{T_k} C_p(T) \frac{dT}{T} \right] \quad (3.9)$$

As pressões  $P_k$  são determinadas com ajuda das relações de pressão genéricas  $R_{psk}$ .

$$P_k = P_{k-1} R_{psk} \quad (3.10)$$

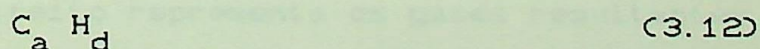
Observe-se ainda que:

$$R_p = \Pi^{N_{estc}} (R_{psk}) \quad (3.11)$$

### 3.2.5 - Reação de Combustão

A combustão é a combinação química de uma substância combustível com o ar, objetivando a produção de gases sob elevada temperatura. O componente da turbina a gás responsável pela realização deste processo é a câmara de combustão.

Os combustíveis gasosos utilizados nas turbinas a gás são geralmente hidrocarbonetos, cuja fórmula geral é:



No presente modelo o gás natural considerado é uma mistura do tipo:

$$\sum_{i=1}^4 f_i (C_{ai} H_{di}) + f_5 CO_2 + f_6 N_2 \quad (3.13)$$

onde:

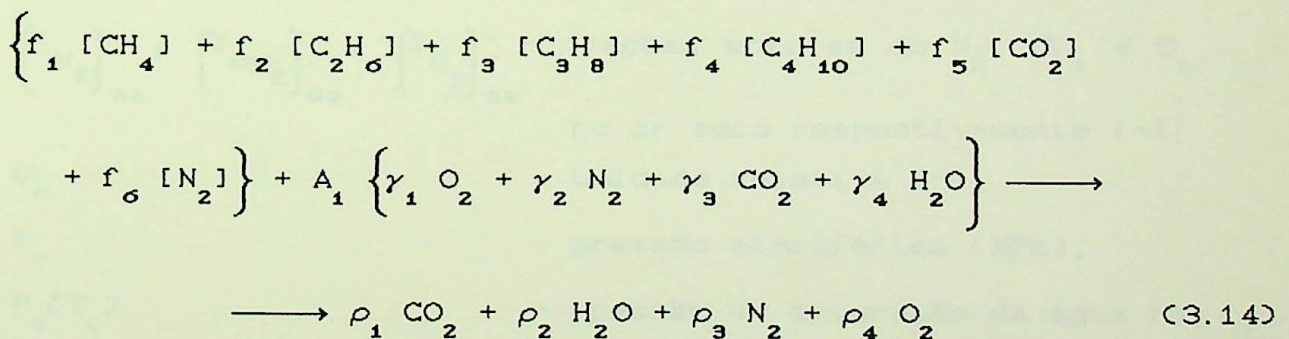
$C_a H_d$  - representam os hidrocarbonetos componentes do gás natural:  
 $CH_4$  (metano),  $C_2H_6$  (etano),  $C_3H_8$  (propano) e  $C_4H_{10}$  (butano);

$f_i$  - fração molar de cada constituinte do gás natural [-]. A composição do gás natural considerada neste trabalho é aquela mostrada na Tabela 3.1

COMPONENTE	$CH_4$	$C_2H_6$	$C_3H_8$	$C_4H_{10}$	$N_2$	$CO_2$
FRAÇÃO MOLAR	0,911	0,047	0,017	0,014	0,006	0,005

Tabela 3.1 - Composição do gás natural

Assim, conforme a composição do ar ambiente e a equação (3.13), a fórmula da reação pode ser escrita da seguinte maneira:



onde o primeiro termo do lado esquerdo representa o gás natural injetado na câmara e o segundo termo o ar que vem do compressor enquanto o termo do lado direito representa os gases resultantes da combustão que escoam através da turbina. Os coeficientes  $\gamma_i$  do ar da equação acima são explicitados a seguir observando que se referem a um mol de oxigênio:

$$\gamma_1 = 1 \quad (3.15)$$

$$\gamma_2 = \frac{\left( Y_{N_2} \right)_{as}}{\left( Y_{O_2} \right)_{as}} \quad (3.16)$$

$$\gamma_3 = \frac{\left( Y_{CO_2} \right)_{as}}{\left( Y_{O_2} \right)_{as}} \quad (3.17)$$

$$\gamma_4 = \frac{\gamma_5 \phi_o \left( \frac{P_s(T_o)}{P_o} \right)}{1 - \left( \frac{\phi_o P_s(T_o)}{P_o} \right)} \quad (3.18)$$

$$\gamma_5 = 1 + \left[ \frac{\left( Y_{N_2} \right)_{as} + \left( Y_{CO_2} \right)_{as}}{\left( Y_{CO_2} \right)_{as}} \right] \quad (3.19)$$

onde:

- $\left( Y_{N_2} \right)_{as}$ ,  $\left( Y_{CO_2} \right)_{as}$ ,  $\left( Y_{O_2} \right)_{as}$  - frações molares do  $N_2$ ,  $CO_2$  e  $O_2$   
no ar seco respectivamente [-];
- $\phi_o$  - umidade relativa [-];
- $P_o$  - pressão atmosférica [MPa];
- $P_s(T_o)$  - pressão de saturação da água na  
temperatura de referência [MPa].

Os coeficientes  $\rho_1$  dos produtos na equação podem ser explicitados da seguinte maneira:

$$\rho_1 = \sum_{i=1}^4 f_i \left\{ a_i + \left[ \lambda_{id} \left( a_i + \frac{d_i}{4} \right) \gamma_3 \right] \right\} + f_5 \quad (3.20)$$

$$\rho_2 = \sum_{i=1}^4 f_i \left\{ \frac{d_i}{4} + \left[ \lambda_{id} \left( a_i + \frac{d_i}{4} \right) \gamma_4 \right] \right\} \quad (3.21)$$

$$\rho_3 = \sum_{i=1}^4 f_i \left[ \gamma_2 \lambda_{id} \left( a_i + \frac{d_i}{4} \right) \right] + f_6 \quad (3.22)$$

$$\rho_4 = \sum_{i=1}^4 f_i \left[ \left[ \lambda_{id} - 1 \right] \left[ a_i + \frac{d_i}{4} \right] \right] \quad (3.23)$$

onde a presença do termo  $\rho_4$  é justificada pelo fato de que as turbinas a gás trabalham sempre com excesso de ar. Conforme a referência [56], a percentagem de ar em excesso, para diversos turbinas a gás comerciais varia de cerca de 200% até mais de 300%. Isto resulta em percentagens de oxigênio livre em torno de 16%, nos gases de exaustão. De fato, as turbinas requerem um certo excesso de ar, para que não se exceda a temperatura máxima admissível na turbina. Este excesso de ar é caracterizado pelo coeficiente  $\lambda_{id}$ .

Finalmente, o coeficiente  $A_1$  na equação 3.14 pode ser explicitado da seguinte maneira:

$$A_1 = \sum_{i=1}^4 \left[ f_i \left( a_i + \frac{d_i}{4} \right) \right] \lambda_{id} \quad (3.24)$$

A expressão para a razão ar-combustível estequiométrica é obtida, em base molar a partir de:

$$\overline{RAC}_{est} = \sum_{i=1}^4 f_i \left( a_i + \frac{d_i}{4} \right) \left[ \gamma_4 + \gamma_5 \right] \quad (3.25)$$

ou em base mássica:

$$RAC_{est} = \overline{RAC}_{est} \frac{M_{ar}}{M_{comb}} \quad (3.26)$$

onde:

$\overline{RAC}_{est}$  - relação ar-combustível estequiométrica, [kmol de ar/kmol de combustível];

$M_{ar}$  - massa molecular do ar, [kg/kmol];

$M_{comb}$  - massa molecular do combustível, [kg/kmol].

Os valores de  $M_{comb}$  e  $M_{ar}$  podem ser calculados, através das seguintes expressões:

$$M_{\text{ar}} = Y_{\text{H}_2\text{O}} M_{\text{H}_2\text{O}} + \left( Y_{\text{N}_2} \right)_{\text{au}} M_{\text{N}_2} + \left( Y_{\text{O}_2} \right)_{\text{au}} M_{\text{O}_2} + \left( Y_{\text{CO}_2} \right)_{\text{au}} M_{\text{CO}_2} \quad (3.27)$$

$$M_{\text{comb}} = f_1 M_{\text{CH}_4} + f_2 M_{\text{C}_2\text{H}_6} + f_3 M_{\text{C}_3\text{H}_8} + f_4 M_{\text{H}_4\text{C}_{10}} + f_5 M_{\text{CO}_2} + f_6 M_{\text{N}_2} \quad (3.28)$$

$M_{\text{H}_2\text{O}}, M_{\text{N}_2}, M_{\text{O}_2}, M_{\text{CO}_2}$  - massa molecular dos componentes do ar;

$M_{\text{CH}_4}, M_{\text{C}_2\text{H}_6}, M_{\text{C}_3\text{H}_8}, M_{\text{C}_4\text{H}_{10}}, M_{\text{CO}_2}, M_{\text{N}_2}$  - massa molecular de cada um dos componentes do gás natural.

$\left( Y_{\text{N}_2} \right)_{\text{au}}, \left( Y_{\text{CO}_2} \right)_{\text{au}}, \left( Y_{\text{O}_2} \right)_{\text{au}}$  - frações molares do  $\text{N}_2$ ,  $\text{CO}_2$  e  $\text{O}_2$  no ar úmido respectivamente [-];

O cálculo da razão ar-combustível real só será possível quando se conhece o coeficiente de ar ideal ( $\lambda_{\text{id}}$ ) que pode ser calculado com auxílio de um balanço de energia para a câmara de combustão, ou seja:

$$Q - W = H_{\text{R}} - H_{\text{P}} \quad (3.29)$$

onde:

$Q$  - calor cedido;  
 $W$  - potência gerada;  
 $H_{\text{R}}$  e  $H_{\text{P}}$  - entalpias totais dos reagentes e dos produtos, respectivamente;

Considerando-se uma câmara adiabática, e por não haver realização de trabalho, resulta:

$$H_R = H_P \quad (3.30)$$

que permite obter o coeficiente de ar ideal, requerido para uma dada temperatura de saída de câmara de combustão:

$$\begin{aligned} \lambda_{id} = & \left\{ \text{AUX}_1 \left[ H_{\text{CO}_2}(T_3) - H_{\text{CO}_2}(T_0) \right] - \text{AUX}_2 \left[ H_{\text{O}_2}(T_3) - \right. \right. \\ & \left. \left. - H_{\text{O}_2}(T_0) \right] + \text{AUX}_3 \left[ H_{\text{H}_2\text{O}}(T_3) - H_{\text{H}_2\text{O}}(T_0) \right] - \text{AUX}_4 + \right. \\ & \left. + \text{PCI} + f_5 \left[ H_{\text{CO}_2}(T_3) - H_{\text{CO}_2}(T_0) \right] + f_6 \left[ H_{\text{N}_2}(T_3) - \right. \right. \\ & \left. \left. - H_{\text{N}_2}(T_0) \right] \right\} / \left\{ \text{AUX}_5 - \text{AUX}_6 \left[ H_{\text{CO}_2}(T_3) - H_{\text{CO}_2}(T_0) \right] \right. \\ & \left. - \text{AUX}_2 \left[ H_{\text{O}_2}(T_3) - H_{\text{O}_2}(T_0) \right] - \text{AUX}_2 \gamma_4 \left[ H_{\text{H}_2\text{O}}(T_3) - \right. \right. \\ & \left. \left. - H_{\text{H}_2\text{O}}(T_0) \right] - \gamma_2 \text{AUX}_2 \left[ H_{\text{N}_2}(T_3) - H_{\text{N}_2}(T_0) \right] \right\} \quad (3.31) \end{aligned}$$

Os parâmetros auxiliares para a expressão anterior são definidos pelas seguintes equações:

$$\text{AUX}_1 = f_1 + 2 f_2 + 3 f_3 + 4 f_4 \quad (3.32)$$

$$\text{AUX}_2 = 2 f_1 + 3,5 f_2 + 5 f_3 + 6,5 f_4 \quad (3.33)$$

$$\text{AUX}_3 = 2 f_1 + 3 f_2 + 4 f_3 + 5 f_4 \quad (3.34)$$

$$\begin{aligned} \text{AUX}_4 = & f_1 \left[ H_{\text{CH}_4}(T_{\text{comb}}) - H_{\text{CH}_4}(T_0) \right] + f_2 \left[ H_{\text{C}_2\text{H}_6}(T_{\text{comb}}) - \right. \\ & \left. - H_{\text{C}_2\text{H}_6}(T_0) \right] + f_3 \left[ H_{\text{C}_3\text{H}_8}(T_{\text{comb}}) - H_{\text{C}_3\text{H}_8}(T_0) \right] + \\ & f_4 \left[ H_{\text{C}_4\text{H}_{10}}(T_{\text{comb}}) - H_{\text{C}_4\text{H}_{10}}(T_0) \right] \quad (3.35) \\ \text{AUX}_5 = & \text{AUX}_2 \left\{ \left[ H_{\text{O}_2}(T_2) - H_{\text{O}_2}(T_0) \right] + \gamma_2 \left[ H_{\text{N}_2}(T_2) - \right. \right. \end{aligned}$$

$$- H_{N_2}(T_o)] + \gamma_4 [H_{H_2O}(T_2) - H_{H_2O}(T_o)] + \gamma_3 [H_{CO_2}(T_2) - H_{CO_2}(T_o)] \quad (3.36)$$

$$AUX_6 = \gamma_3 \quad AUX_2 [H_{CO_2}(T_3) - H_{CO_2}(T_o)] \quad (3.37)$$

onde nas equações 3.25 a 3.31:

$H_{CO_2}(T_o)$ ,  $H_{N_2}(T_o)$ ,  $H_{H_2O}(T_o)$ ,  $H_{O_2}(T_o)$  - entalpias de referência dos componentes do ar e dos gases de combustão [kJ/kmol];

$H_{CO_2}(T_2)$ ,  $H_{N_2}(T_2)$ ,  $H_{H_2O}(T_2)$ ,  $H_{O_2}(T_2)$  - entalpias dos componentes do ar na temperatura de entrada na câmara de combustão [kJ/kmol];

$H_{CO_2}(T_3)$ ,  $H_{N_2}(T_3)$ ,  $H_{H_2O}(T_3)$ ,  $H_{O_2}(T_3)$  - entalpias dos componentes dos gases na temperatura máxima, [kJ/kmol];

$H_{CH_4}(T_{comb})$ ,  $H_{C_2H_6}(T_{comb})$ ,  
 $H_{C_3H_8}(T_{comb})$ ,  $H_{CO_2}(T_{comb})$ ,  
 $H_{N_2}(T_{comb})$ ,  $H_{C_4H_{10}}(T_{comb})$  - entalpias dos componentes do combustível na temperatura de entrada na câmara de combustão, [kJ/kmol];

$H_{CH_4}(T_o)$ ,  $H_{C_2H_6}(T_o)$ ,  $H_{C_3H_8}(T_o)$ ,  
 $H_{C_4H_{10}}(T_o)$ ,  $H_{CO_2}(T_o)$ ,  $H_{N_2}(T_o)$  - entalpias dos componentes do combustível na temperatura de referência, [kJ/kmol];

PCI

- poder calorífico inferior  
do gás natural, [kJ/kmol]

Conhecido  $\lambda_{id}$  é possível obter a relação ar-combustível ideal ( $\overline{RAC}_{id}$ ):

$$\overline{RAC}_{id} = \overline{RAC}_{est} \lambda_{id} \quad (3.38)$$

A eficiência para a câmara de combustão é definida em termos da relação ideal ar-combustível ( $\overline{RAC}_{id}$ ) e a relação real ar-combustível ( $\overline{RAC}_{real}$ ), ou seja:

$$\eta_{comb} = \frac{\overline{RAC}_{real}}{\overline{RAC}_{id}} \quad (3.39)$$

Então:

$$\overline{RAC}_{real} = \overline{RAC}_{id} \eta_{comb} \quad (3.40)$$

Finalmente, conforme a hipótese (j), obtém-se:

$$P_3 = P_2 - \Delta P_{cc} \quad (3.41)$$

onde:

- $P_3$  - pressão na saída da câmara de combustão [MPa];
- $P_2$  - pressão na saída do compressor que corresponde à pressão na entrada da câmara de combustão [MPa];
- $\Delta P_{cc}$  - queda de pressão na câmara de combustão [MPa].

### 3.2.6 - Processo de Expansão

É no processo de expansão dos gases na turbina que se produz trabalho para acionamento do compressor e trabalho útil.

O processo de expansão deve ser modelado para determinar o trabalho específico disponível, bem como as necessidades de ar de resfriamento.

Conhecidas as condições no início da expansão,  $T_3$  e

$P_3$ , calcula-se em princípio a pressão na saída da turbina,  $P_4$ , dada por:

$$P_4 = P_o + \Delta P_{\text{CRT}} \quad (3.42)$$

onde:

$P_4$  - pressão na saída da turbina [MPa];  
 $\Delta P_{\text{CRT}}$  - queda de pressão na caldeira de recuperação térmica [MPa].

Logo, conhecendo-se a eficiência politrópica da turbina,  $\eta_{pt}$ , tem-se a temperatura no final da expansão ( $T_4$ ), considerando-se inicialmente um processo sem resfriamento das palhetas e resolvendo-se a equação a seguir pelo método de Newton-Rahpson:

$$\int_{T_4}^{T_3} C_p(T) \frac{dT}{T} = \eta_{pt} R \ln \frac{P_3}{P_4} \quad (3.43)$$

Adota-se como primeira tentativa a temperatura aproximada:

$$T_4 = \frac{T_3}{\left[ \frac{P_3}{P_4} \right]^{\left[ \eta_{pt} \frac{k_{\text{mis}} - 1}{k_{\text{mis}}} \right]}} \quad (3.44)$$

onde:

$k_{\text{mis}}$  - expoente isentrópico da mistura de gases resultantes da combustão e pode ser tomado igual a 1,33, como recomendam Cohen et alli [56].

Adotando para cada estágio (estator + rotor) um idêntico salto de temperaturas, tem-se, em primeira aproximação sem considerar o efeito do resfriamento:

$$\Delta T_{\text{estt}} = \frac{(T_3 - T_4)}{N_{\text{estt}}} \quad (3.45)$$

onde:

$\Delta T_{\text{estt}}$  - salto térmico por estágio [K];

$N_{\text{estt}}$  - número de estágios da turbina [-].

Com o salto térmico por estágio,  $\Delta T_{\text{estt}}$ , acima estimado é possível determinar o  $\Delta T_{\text{rot}}$ , com ajuda da definição do grau de reação:

$$\Lambda = \frac{\Delta T_{\text{rot}}}{\Delta T_{\text{estt}}} \quad (3.46)$$

e lembrando que:

$$\Delta T_{\text{estt}} = \Delta T_{\text{rot}} + \Delta T_{\text{stt}} \quad (3.47)$$

determina-se  $\Delta T_{\text{stt}}$ .

Nas equações (3.46) e (3.47) tem-se:

$\Lambda$  - grau de reação [-];

$\Delta T_{\text{rot}}$  - salto térmico da expansão no rotor [K];

$\Delta T_{\text{stt}}$  - salto térmico da expansão no estator [K].

Logo, calcula-se a relação de pressão do elemento considerado (rotor ou estator) ( $R_{\text{pel}}$ ) através da seguinte expressão:

$$R_{\text{pel}} = \exp \left[ \frac{1}{R \eta_{\text{pt}}} \int_{T_{\text{ge}}}^{T_{\text{gs}}} c_p(T) \frac{dT}{T} \right] \quad (3.48)$$

onde:

$T_{\text{ge}}, T_{\text{gs}}$  - temperatura dos gases no início e final da expansão do elemento considerado respectivamente [K].

As temperaturas  $T_{ge}$  e  $T_{gs}$  são calculadas considerando sucessivamente os componentes do estágio.

O primeiro elemento considerado é o estator, assim:

$$T_{gs} = T_{ge} - \Delta T_{stt} \quad (3.49)$$

e o segundo, rotor, com isto:

$$T_{gs} = T_{ge} - \Delta T_{rot} \quad (3.50)$$

As pressões na saída do elemento considerado ( $P_{gs}$ ) são calculadas com ajuda da pressão no início da expansão e da seguinte expressão:

$$P_{gs} = P_{ge} / R_{pel} \quad (3.51)$$

Logo, para cada estágio, subdividido em estator e rotor, compara-se a temperatura dos gases na entrada do componente com a temperatura máxima admissível pelo metal das palhetas.

Caso este valor seja de modo a indicar a necessidade de resfriamento, a vazão de ar a ser injetada é calculada segundo a fórmula semi empírica apresentada por El Masri [57], mostrada a seguir:

$$F_{aex} = F_{gas} \left[ C_{pg} / C_{paex} \right]^A \left[ \frac{\psi}{1 - \psi} \right]^B \quad (3.52)$$

onde:

- $F_{aex}$  - fração de ar extraído do compressor para resfriamento das pás da turbina a gás, referida à vazão de gases na entrada desta [-];
- $F_{gas}$  - fração de gases que se mistura com ar de resfriamento;
- $C_{paex}$  - calor específico do ar extraído [kg/kg K];
- $C_{pg}$  - calor específico dos gases que se misturam com o ar de resfriamento [kJ/kg K];
- $\psi$  - efetividade de resfriamento [-];

A, B - coeficientes que tomam valores dependendo do componente a ser resfriado, seja rotor ou estator e se encontram na tabela 3.2.

	A	B
ESTATOR	0,05	0,9
ROTOR	0,04	0,9

Tabela 3.2 - Coeficientes A e B da expressão (3.52)

A efetividade de resfriamento é definida a seguir:

$$\psi = \frac{T_{gm} - T_b}{T_{gm} - T_{aex}} \quad (3.53)$$

enquanto  $T_{gm}$  pode ser calculado considerando o fator de forma ( $\lambda$ ):

$$T_{gm} = T_{ge} + \left[ \lambda (T_{ge} - T_{aex}) \right] \quad (3.54)$$

onde:

$T_{gm}$  - temperatura máxima do gás na entrada do componente da turbina considerado (estator ou rotor) [K];

$T_{aex}$  - temperatura do ar de extração, determinada conforme hipótese (f) [K];

$T_{ge}$  - temperatura média do gás na entrada do componente da turbina considerado (estator ou rotor) [K];

$\lambda$  - fator de forma que toma os valores especificados na tabela 3.3;

$T_b$  - temperatura máxima que as pás da turbina podem suportar.

COMPONENTE	FATOR DE FORMA ( $\lambda$ )
Estator 1	0.100
Rotor 1	0.0562
Estator 1	0.0360
Rotor 2	0.0250
Estator 3	0.100
Rotor 3	0.0562
Estator 4	0.0362
Rotor 4	0.0250

Tabela 3.3 - Valores característicos do fator de forma ( $\lambda$ )

Então, de posse da temperatura dos gases no final da expansão do elemento considerado, da temperatura e fração do ar de resfriamento assim como da fração e composição dos gases antes da mistura, podem-se determinar os novos valores da fração, composição e temperatura dos gases. A nova composição dos gases é determinada aplicando-se as seguintes equações:

$$Y'_{CO_2} = \frac{F_{gas} Y_{CO_2} + F_{aex} Y_{CO_2}^{\circ}}{\left[ F_{gas} \left( Y_{CO_2} + Y_{N_2} + Y_{O_2} + Y_{H_2O} \right) + F_{aex} \left( Y_{CO_2}^{\circ} + Y_{N_2}^{\circ} + Y_{O_2}^{\circ} + Y_{H_2O}^{\circ} \right) \right]} \quad (3.55)$$

$$Y'_{H_2O} = \frac{F_{gas} Y_{H_2O} + F_{aex} Y_{H_2O}^{\circ}}{\left[ F_{gas} \left( Y_{CO_2} + Y_{N_2} + Y_{O_2} + Y_{H_2O} \right) + F_{aex} \left( Y_{CO_2}^{\circ} + Y_{N_2}^{\circ} + Y_{O_2}^{\circ} + Y_{H_2O}^{\circ} \right) \right]} \quad (3.56)$$

$$Y'_{O_2} = \frac{F_{gas} Y_{O_2} + F_{aex} Y_{O_2}^{\circ}}{\left[ F_{gas} \left( Y_{CO_2} + Y_{N_2} + Y_{O_2} + Y_{H_2O} \right) + F_{aex} \left( Y_{CO_2}^{\circ} + Y_{N_2}^{\circ} + Y_{O_2}^{\circ} + Y_{H_2O}^{\circ} \right) \right]} \quad (3.57)$$

$$Y'_{N_2} = \frac{F_{gas} Y_{N_2} + F_{aex} Y_{N_2}^{\circ}}{\left[ F_{gas} \left( Y_{CO_2} + Y_{N_2} + Y_{O_2} + Y_{H_2O} \right) + F_{aex} \left( Y_{CO_2}^{\circ} + Y_{N_2}^{\circ} + Y_{O_2}^{\circ} + Y_{H_2O}^{\circ} \right) \right]} \quad (3.58)$$

A nova temperatura dos gases é determinada com ajuda da Primeira Lei da Termodinâmica que aplicada ao processo de mistura fornece:

$$H_{gmi} = F_{aex} H_{aex} + F_{gas} H_{gs} / (F_{gas} + F_{aex}) \quad (3.59)$$

onde:

$H_{gmi}$  - entalpia do gás após a mistura isobárica [kJ/kg].

Com  $H_{gmi}$  calculada e conhecida a composição dos gases, calcula-se a temperatura ( $T_{gmi}$ ) resolvendo-se por Newton-Rahpson a seguinte equação:

$$H_{gmi} = \sum_{i=1}^4 Y'_i \left[ H_{o_i} + \int_{T_o}^{T_{gmi}} C_p(T) dT \right] \quad (3.60)$$

A nova fração de gases ( $F'_{gas}$ ) fica:

$$F'_{gas} = F_{gas} + F_{aex} \quad (3.61)$$

No caso de não justificar-se o resfriamento, o procedimento é naturalmente simplificado. Pois as equações 3.52 a 3.61 não são resolvidas.

Finalmente, realizado o processo acima descrito em todos os estágios (estator+rotor), compara-se a pressão na saída da turbina calculada pela equação 3.51 ( $P_{gs}$ ) com aquela calculada pela equação 3.42.

Se  $P_{gs}$  é diferente de  $P_4$  calcula-se iterativamente um novo valor para  $\Delta T_{esti}$ , até que  $P_{gs}$  seja aproximadamente igual a  $P_4$ . A iteração é realizada a partir da equação 3.46.

A determinação dos trabalhos (reversível e irreversível) requeridos e desenvolvidos no compressor e na turbina, respectivamente, torna-se imediata considerando os estados calculados conforme expressões abaixo:

$$W_{IC} = h_{asc} F_{ars} - h_{aec} + \sum h_{aex} F_{aex} \quad (3.62)$$

$$W_{RC} = b_{asc} F_{ars} - b_{aec} + \sum b_{aex} F_{aex} \quad (3.63)$$

$$W_{IT} = h_{ge} F_{ge} - h_{gs} F_{gs} - \sum h_{aex} F_{aex} \quad (3.64)$$

$$W_{RT} = b_{ge} F_{ge} - b_{gs} F_{gs} - \sum b_{aex} F_{aex} \quad (3.65)$$

onde:

- $W_{IC}$ ,  $W_{RC}$  - Trabalhos irreversível e reversível requeridos pelo compressor, referidos aos gases da admissão da turbina [kJ/kg];
- $W_{IT}$ ,  $W_{RT}$  - trabalhos irreversível e reversível desenvolvidos pela turbina, referidos aos gases na admissão da turbina [kJ/kg];
- $h_{aec}$ ,  $b_{aec}$  - entalpia e exergia do ar na entrada do compressor [kJ/kg];
- $h_{asc}$ ,  $b_{asc}$  - entalpia e exergia do ar na saída do compressor [kJ/kg];
- $F_{ars}$  - fração de ar na saída do compressor referido aos gases na admissão da turbina [-];
- $h_{ge}$ ,  $b_{ge}$  - entalpia e exergia dos gases na entrada da turbina [kJ/kg];
- $h_{gs}$ ,  $b_{gs}$  - entalpia e exergia dos gases na saída da turbina [kJ/kg].

As equações acima permitem calcular a massa de gases na admissão na turbina ( $\dot{m}_{gat}$ ):

$$\dot{m}_{gat} = \frac{\dot{W}_{TG}}{W_{IT} - W_{IC}} \quad (3.66)$$

A massa de ar que entra na câmara de combustão pode ser calculada pela seguinte equação:

$$\dot{m}_{adc} = \frac{\dot{m}_{gat}}{(1 + RCA)} \quad (3.67)$$

onde:

$\dot{m}_{adc}$  - Massa de ar na entrada da câmara de combustão [kg/s];

A massa de combustível injetada na câmara de combustão é definida por:

$$\dot{m}_{comb} = \dot{m}_{adc} RCA \quad (3.68)$$

Logo, as potências consumidas e desenvolvidas reversível e irreversivelmente podem ser calculadas para o compressor e turbina respectivamente:

$$\dot{W}_{RC} = \dot{m}_{gat} W_{RC} \quad (3.69)$$

$$\dot{W}_{IC} = \dot{m}_{gat} W_{IC} \quad (3.70)$$

$$\dot{W}_{RT} = \dot{m}_{gat} W_{RT} \quad (3.71)$$

$$\dot{W}_{IT} = \dot{m}_{gat} W_{IT} \quad (3.72)$$

A massa de ar extraída para resfriamento fica:

$$\dot{m}_{aex} = \sum F_{aex} \dot{m}_{gat} \quad (3.73)$$

E para a massa de gases na descarga da turbina tem-se:

$$\dot{m}_{gdt} = \dot{m}_{gat} + \dot{m}_{aex} \quad (3.74)$$

### 3.3 - MODELAGEM DA CALDEIRA DE RECUPERAÇÃO TÉRMICA

#### 3.3.1 - Generalidades

A caldeira de recuperação térmica (CRT) é um trocador de calor com um banco de tubos em que o calor de um gás é transferido para um fluxo de água, a fim de elevar sua temperatura até a condição de vapor saturado ou superaquecido. Para conseguir este objetivo, as CRT's requerem combinações adequadas de economizador(es), evaporador(es), superaquecedor(es) e reaquecedor(es). A seqüência com que os gases atravessam estes equipamentos, bem como a área de troca térmica requerida são determinadas por uma análise técnico-econômica. Entre os fatores que influenciam esta análise se encontram a diferença terminal de temperatura e a diferença mínima de temperatura ou "pinch point", comentados a seguir.

A diferença terminal de temperatura (DTT) é a diferença entre a temperatura do gás na entrada da CRT e a temperatura máxima que o vapor pode atingir na saída desta. O "pinch point" (PP) é a menor diferença de temperatura, em qualquer ponto, entre o fluxo de gases e de água, sendo em geral a diferença entre a temperatura do gás na saída do evaporador e a temperatura de saturação do vapor. Durante os primeiros estágios de projeto estes dois fatores, usualmente, são selecionados de forma arbitrária.

A escolha de valores baixos para os parâmetros anteriormente definidos significa que a temperatura média logarítmica na CRT é reduzida, implicando em áreas de troca elevadas e em uma maior perda de pressão dos gases e conseqüente elevação dos custos do equipamento. Entretanto, a temperatura de saída dos gases pode ser menor, levando a uma maior produção de vapor.

Dependendo das condições de operação que são requeridas, as CRT's podem tomar duas formas:

a) CRT sem queima suplementar:

Trata-se essencialmente de um trocador de calor de tubos aletados, projetado de forma a recuperar o calor de

exaustão de uma turbina a gás. Não é prevista queima suplementar de combustível e a troca térmica se dá basicamente por convecção [57]. A geração de vapor depende unicamente das condições de entrada do gás, estando assim totalmente determinada pelo estado na saída da turbina a gás.

b) CRT com queima suplementar:

Neste tipo são usados pós-queimadores, para injeção adicional de combustível e aumento da temperatura de entrada de gás proveniente da turbina a gás. Isto é possível pela grande quantidade de oxigênio que, normalmente, ainda contém os gases de escape da turbina, tipicamente entre 14% e 16% em volume, como já comentado. Esta quantidade de oxigênio é adequada para manter a estabilidade da chama.

As unidades com queima suplementar são também essencialmente convectivas com trocadores de calor de construção similar às CRT sem queima suplementar. A principal diferença com as CRT sem queima é que a seção localizada nas proximidades dos queimadores suportam a radiação das chamas o que induz ao uso de tubos lisos.

Este tipo de prática com queimador auxiliar permite modular a capacidade de produção de vapor da CRT de forma independente da operação da turbina a gás.

A apresentação gráfica das CRT's que serão estudadas neste trabalho elucida melhor os comentários iniciais. O primeiro arranjo a ser analisado é aquele que trabalha com um nível de pressão, cuja representação esquemática e o perfil de temperatura característico se encontram nas Figuras 3.10(a), e 3.10(b) respectivamente. O segundo arranjo está mostrado nas Figuras 3.11(a) e 3.11(b) e se diferencia do terceiro pela ausência de superaquecedor de baixa, cuja representação se encontra nas Figuras 3.12(a) e 3.12(b). Finalmente, o quarto arranjo pode ser observado nas Figuras 3.13(a) e 3.13(b), que comporta reaquecimento. Cabe salientar que nos quatro arranjos existe a possibilidade de queima suplementar, entretanto, este recurso só será considerado nos três últimos.

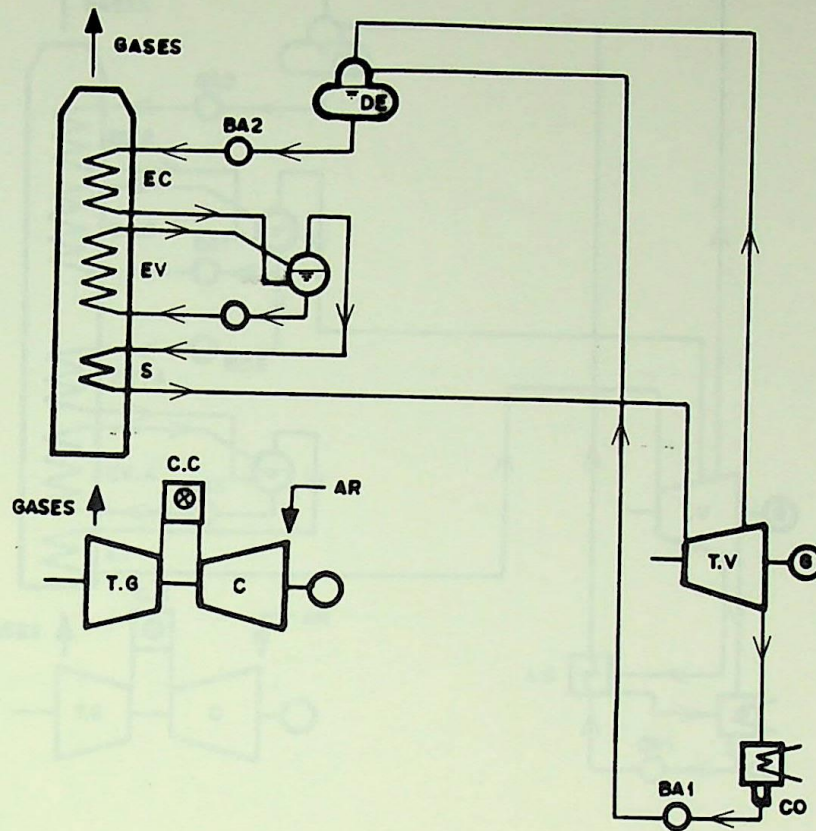


Figura 3.10(a) - Representação esquemática da CRT com um nível de pressão

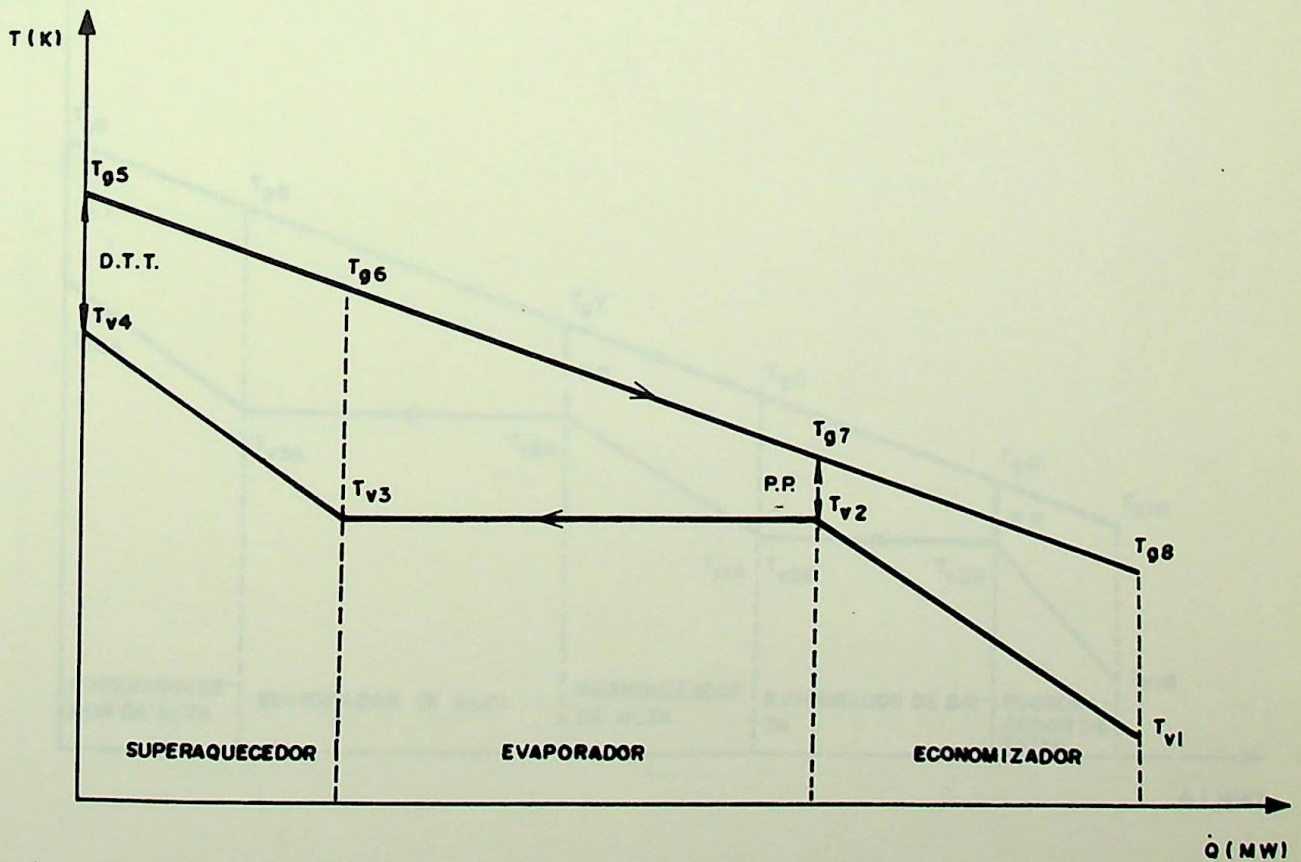


Figura 3.10(b) - Perfil de temperaturas na CRT com um nível de pressão

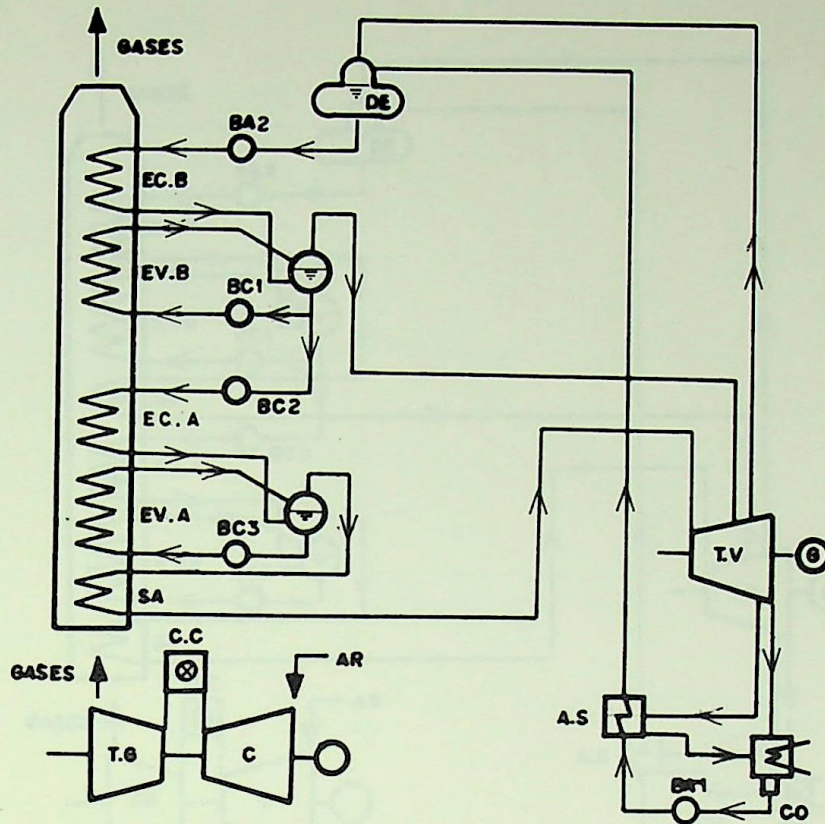


Figura 3.11(a) - Representação esquemática da CRT com dois níveis de pressão, sem superaquecedor de baixa

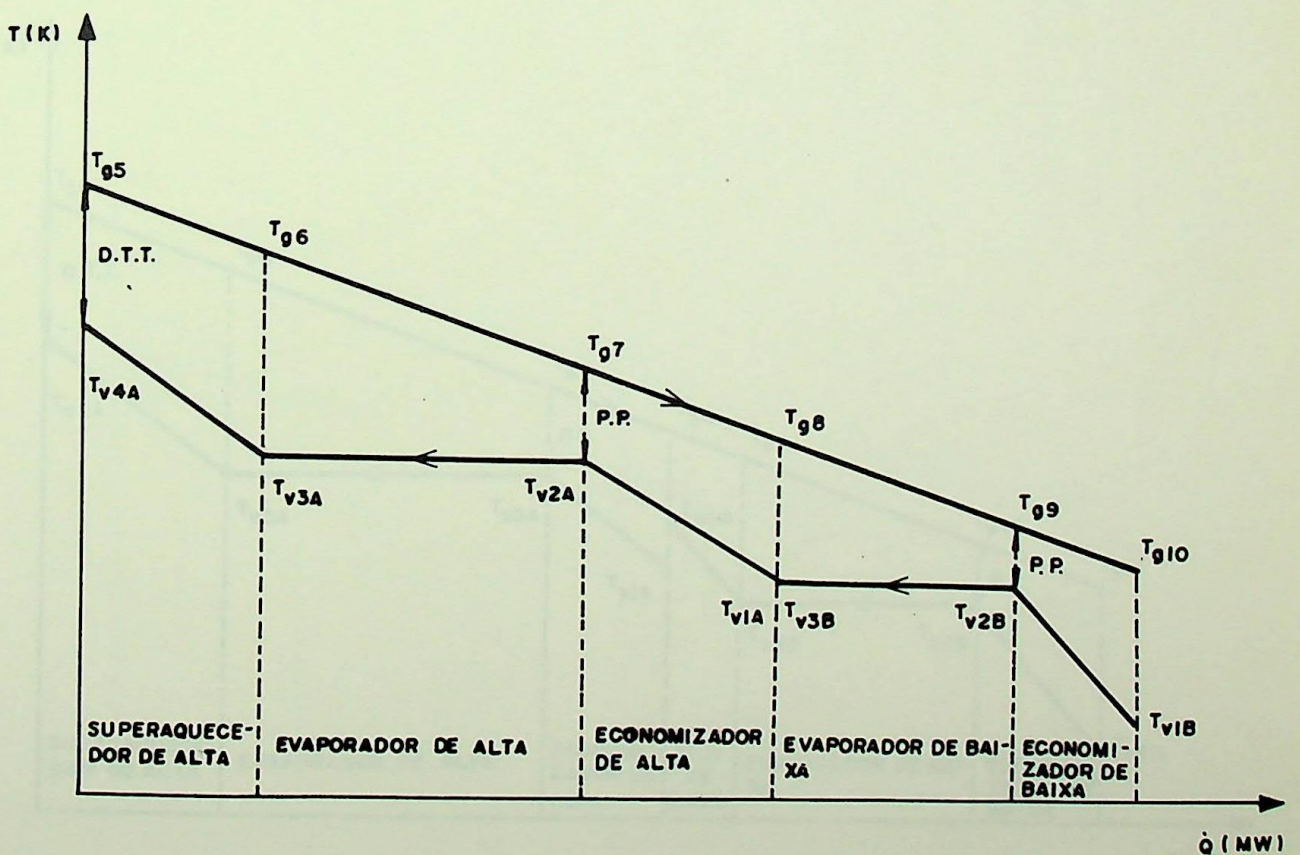


Figura 3.11(b) - Perfil de temperaturas na CRT com dois níveis de pressão sem superaquecedor de baixa

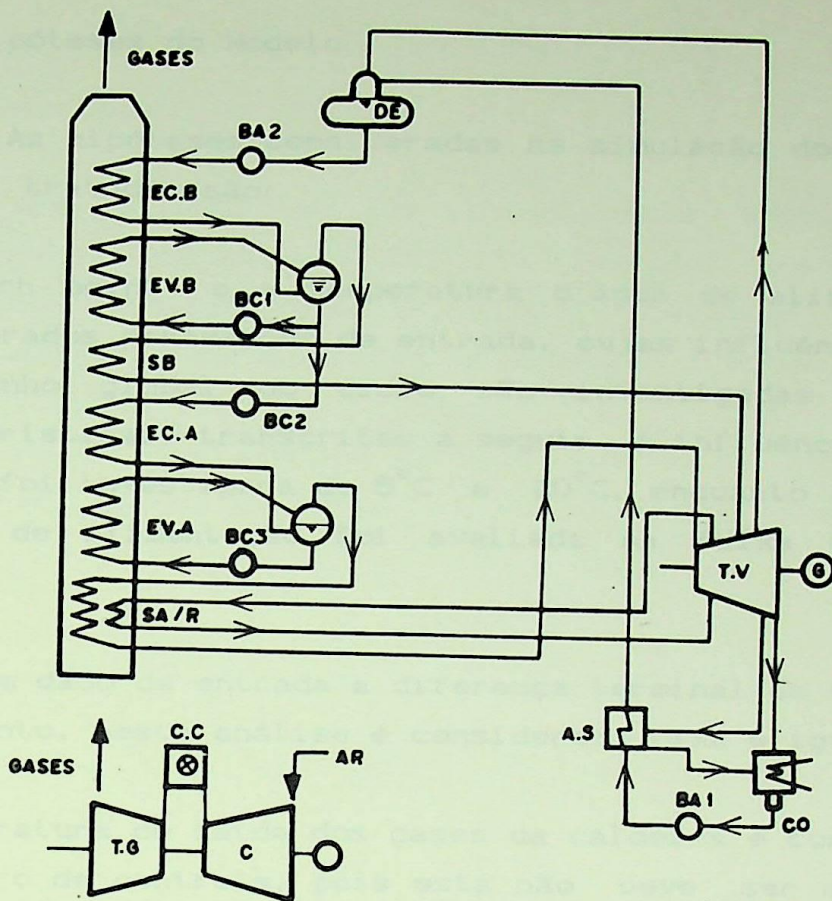


Figura 3.13(a) - Representação esquemática da CRT com dois níveis de pressão e rea aquecimento

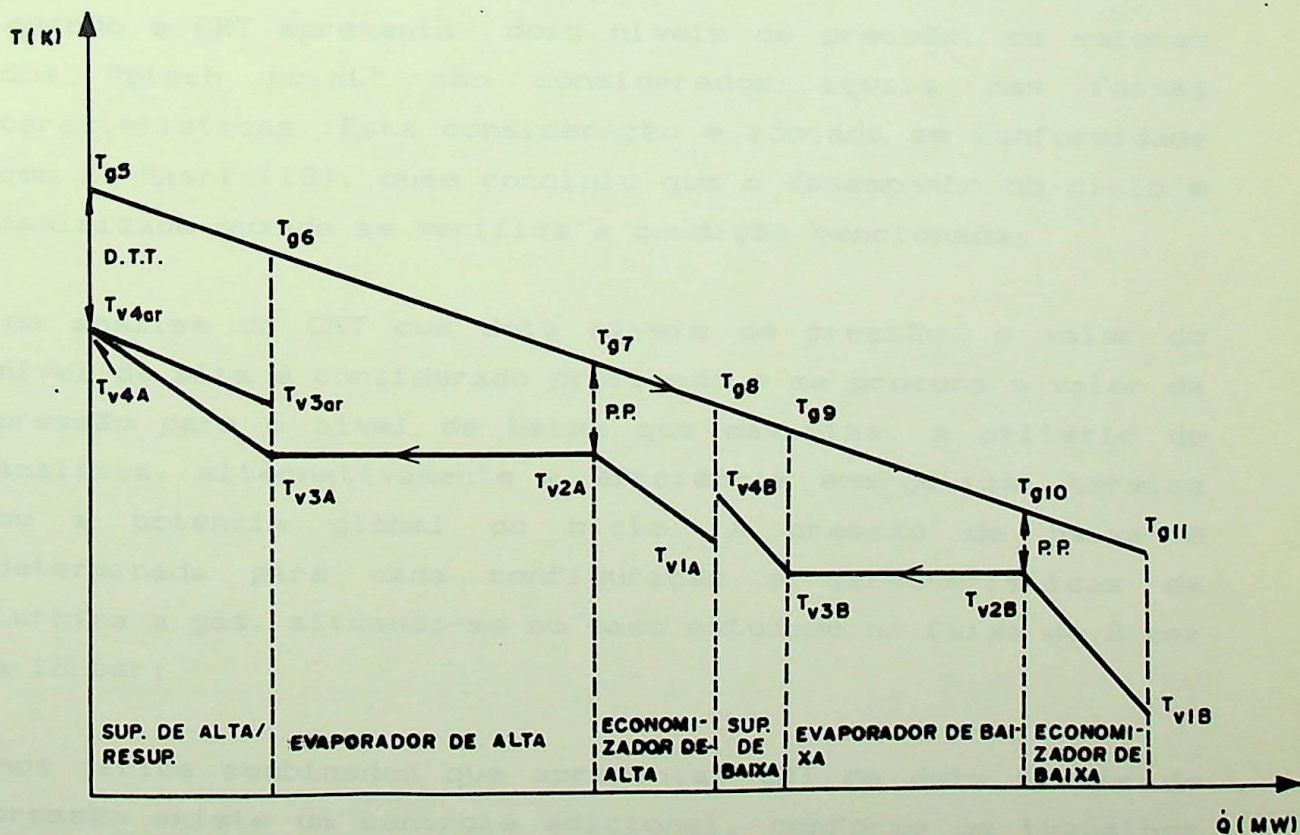


Figura 3.13(b) - Perfil de temperaturas na CRT com dois níveis de pressão e rea aquecimento

### 3.3.2 - Hipóteses do Modelo

As hipóteses consideradas na simulação dos modelos de CRT's aqui tratados são:

- a) O "pinch point" e a temperatura d'água de alimentação são considerados parâmetros de entrada, cujas influências sobre o desempenho global do ciclo são investigadas nas faixas características, transcritas a seguir. A influência do "pinch point" foi investigada de  $5^{\circ}\text{C}$  a  $20^{\circ}\text{C}$ , enquanto a influência d'água de alimentação foi avaliada na faixa de  $60^{\circ}\text{C}$  a  $105^{\circ}\text{C}$ ;
- b) é também dado de entrada a diferença terminal de temperatura, entretanto, nesta análise é considerada fixa e igual a  $50^{\circ}\text{C}$ ;
- c) a temperatura de saída dos gases da caldeira é considerada um parâmetro de controle, pois esta não deve ser menor que a temperatura do ponto de orvalho, que no caso do gás natural foi calculada igual a  $40^{\circ}\text{C}$ ;
- d) quando a CRT apresenta dois níveis de pressão, os valores dos "pinch point" são considerados iguais nas faixas características. Esta consideração é adotada em conformidade com El-Masri [13], quem concluiu que o desempenho do ciclo é maximizado quando se verifica a condição mencionada;
- e) na análise da CRT com dois níveis de pressão, o valor do nível de alta é considerado prefixado e se procura o valor da pressão para o nível de baixa que maximize, a critério do analista, alternativamente a eficiência exergética, térmica ou a potência global do ciclo. A pressão de baixa é determinada para cada configuração e características da turbina a gás, situando-se no caso estudado na faixa de 3 bar a 12 bar;
- f) nos ciclos combinados que apresentam CRT de dois níveis de pressão existe um controle adicional, conforme os trabalhos de Gyarmathy [22], segundo os quais a temperatura do vapor na saída da turbina de alta pressão deve ser no máximo  $20^{\circ}\text{C}$

$P_v$  - pressão de trabalho da CRT [MPa];

PP - "pinch point" da CRT [K].

Com os valores de temperaturas acima obtidas e considerando a pressão da CRT é possível obter as outras propriedades termodinâmicas (entalpias, exergias) através das equações empíricas apresentadas no apêndice 1 e das relações que constam no capítulo 2.

Para obter a massa de vapor gerado na CRT se aplica a Primeira Lei simultaneamente ao evaporador e superaquecedor, isto é:

$$\begin{aligned} \dot{m}_v \left[ \left( h_{v4} (P_v, T_{v4}) - h_{v2} (T_{v2}) \right) \right] &= \\ &= \dot{m}_g \left[ h_{g5} (T_{g5}) - h_{g7} (T_{g7}) \right] \end{aligned} \quad (3.77)$$

onde:

- $\dot{m}_v$  - massa de vapor gerado na CRT [kg/s];
- $h_{v4}$  - entalpia do vapor na saída do superaquecedor [kJ/kg];
- $h_{v2}$  - entalpia do vapor na transição economizador/evaporador [kJ/kg];
- $\dot{m}_g$  - massa de gases que circulam pela CRT [kg/s];
- $h_{g5}$  - entalpia dos gases na entrada da CRT [kJ/kg];
- $h_{g7}$  - entalpia dos gases na transição evaporador/economizador [kJ/kg].

Determinada a massa de vapor gerado aplica-se sucessivamente a Primeira Lei no evaporador e economizador. Com isto é possível obter a condição em que os gases saem do superaquecedor e entram no evaporador como também a condição em que os gases saem da CRT, ou seja:

$$\dot{m}_v \left[ h_{v3} (T_{v3}) - h_{v2} (T_{v2}) \right] = \dot{m}_g \left[ h_{g6} (T_{g6}) - h_{g7} (T_{g7}) \right] \quad (3.78)$$

$$\begin{aligned} \dot{m}_v \left[ h_{v2} (T_{v2}) - h_{v1} (T_{v1}, P_v) \right] &= \\ &= \dot{m}_g \left[ h_{g7} (T_{g7}) - h_{g8} (T_{g8}) \right] \end{aligned} \quad (3.79)$$

onde:

$h_{v3}$  - entalpia do vapor na transição evaporador/superaquecedor [kJ/kg];

$h_{g6}$  - entalpia dos gases na transição superaquecedor/evaporador [kJ/kg];

$T_{g6}$  - temperatura dos gases na transição superaquecedor/evaporador [K];

$h_{v1}$  - entalpia da água de alimentação na entrada do economizador [kJ/kg];

$T_{v1}$  - temperatura da água de alimentação na entrada do economizador [K];

$h_{g8}$  - entalpia dos gases na saída do economizador [kJ/kg];

$T_{g8}$  - temperatura dos gases na saída do economizador [K].

De posse das propriedades de estado de todos os pontos característicos, da massa de vapor gerada, das eficiências individuais e globais da caldeira, correspondentes a cada pressão considerada, adota-se como configuração ótima aquela que apresenta, a critério do analista, alternativamente, a maior eficiência exergética, térmica ou a máxima potência gerada no ciclo. Para obtenção dos índices de desempenho mencionados por último, é necessário simular a expansão do vapor na turbina, as extrações e o processo de condensação, aspectos que serão tratados no item 3.4. As expressões adotadas para os índices de desempenho em base exergética já foram comentadas no capítulo 2, enquanto que as expressões adotadas para os índices de desempenho em base energética serão apresentadas no item 3.5.

### 3.3.4 - Modelagem das CRT's com dois níveis de pressão

Neste trabalho são considerados três tipos de arranjos operando com dois níveis de pressão, cujas modelagens termodinâmicas são apresentadas a seguir:

a) Nível de baixa pressão operando sem superaquecedor:

A análise aqui descrita se refere às Figuras 3.11(a) e

3.11(b). É objetivo desta análise determinar a pressão de baixa, a massa de vapor gerado por nível de pressão e as propriedades termodinâmicas em cada um dos pontos característicos da CRT. São também realizados cálculos das eficiências exergéticas individuais dos componentes e as eficiências exergética e térmica globais referidas à CRT.

O processo de cálculo é iterativo e é resolvido com ajuda das hipóteses enunciadas no item 3.3.2. Assim, como os valores de "pinch point" e a diferença terminal de temperatura são conhecidos tem-se:

$$T_{g7} = T_{v2A} (P_A) + PP \quad (3.80)$$

$$T_{v4} = T_{g5} - DTT \quad (3.81)$$

que permitem calcular as propriedades termodinâmicas nestes pontos. Nas equações 3.80 e 3.81 tem-se:

$T_{g7}$  - temperatura dos gases na transição evaporador de alta/economizador de alta [K];

$T_{v2A}$  - temperatura do vapor na transição economizador de alta/evaporador de alta [K];

$P_A$  - pressão do nível de alta [MPa];

$T_{v4A}$  - temperatura do vapor na saída do superaquecedor de alta [K];

$T_{g5}$  - temperatura dos gases na entrada do superaquecedor de alta [K].

De posse destas propriedades, aplica-se simultaneamente a Primeira Lei ao evaporador e superaquecedor de alta, para poder calcular a massa de vapor gerada no sistema de alta pressão:

$$\begin{aligned} \dot{m}_{vA} \left[ h_{v4A} (T_{v4A}, P_A) - h_{v2A} (T_{v2A}) \right] &= \\ = \dot{m}_g \left[ h_{g5} (T_{g5}) - h_{g7} (T_{g7}) \right] &\quad (3.82) \end{aligned}$$

onde:

$\dot{m}_{vA}$  - massa de vapor gerado no sistema de alta pressão [kg/s];

- $h_{v4A}$  - entalpia do vapor na saída do superaquecedor de alta [kJ/kg];  
 $h_{v2A}$  - entalpia do vapor na transição economizador de alta/evaporador de alta [kJ/kg];  
 $h_{g5}$  - entalpia dos gases na entrada do superaquecedor de alta [kJ/kg];  
 $h_{g7}$  - entalpia dos gases na transição evaporador de alta/economizador de alta [K].

Com o auxílio da hipótese (a) e do "pinch point" a temperatura dos gases na saída do evaporador de baixa pressão pode ser determinada:

$$T_{g9} = T_{v2B} (P_B) + PP \quad (3.83)$$

onde:

- $T_{g9}$  - temperatura dos gases na transição evaporador de baixa/economizador de baixa [K];  
 $T_{v2B}$  - temperatura do vapor na transição economizador de baixa/evaporador de baixa [K];  
 $P_B$  - pressão do nível de baixa [MPa].

Com esta temperatura determinada, considera-se um volume de controle envolvendo simultaneamente o evaporador de baixa e o economizador de alta para aplicar a Primeira Lei e calcular a massa de vapor gerado no sistema de baixa pressão:

$$\begin{aligned}
 \dot{m}_{vB} \left[ h_{v3B} (T_{v3B}) - h_{v2B} (T_{v2B}) \right] + \dot{m}_{vA} \left[ h_{v2A} (T_{v2A}) - \right. \\
 \left. - h_{v1A} (T_{v1A}, P_A) \right] = \dot{m}_g \left[ h_{g7} (T_{g7}) - h_{g9} (T_{g9}) \right] \quad (3.84)
 \end{aligned}$$

onde:

- $\dot{m}_{vB}$  - massa de vapor gerado no nível de baixa pressão [kg/s];  
 $h_{v3B}$  - entalpia do vapor na saída do evaporador de baixa [kJ/kg];  
 $T_{v3B}$  - temperatura do vapor na saída do evaporador de baixa [K];  
 $h_{v2B}$  - entalpia do vapor na transição economizador de baixa/evaporador de baixa [kJ/kg];

- $h_{v2A}$  - entalpia do vapor na transição economizador de alta/evaporador alta [kJ/kg];
- $h_{v1A}$  - entalpia do líquido na entrada do economizador de alta [kJ/kg];
- $T_{v1A}$  - temperatura do líquido na entrada do economizador de alta [K];
- $h_{g7}$  - entalpia dos gases na transição evaporador de alta/economizador de alta [kJ/kg];

De posse da quantidade de vapor que circula, tanto no sistema de alta como no de baixa, caracterizam-se as propriedades dos pontos que ainda não foram calculados. Inicia-se aplicando a Primeira Lei no volume de controle que envolve o evaporador de alta, e calcula-se as propriedades no ponto 6, ou seja:

$$\begin{aligned} \dot{m}_{vA} \left[ h_{v3A}(T_{v2A}) - h_{v2A}(T_{v2A}) \right] &= \\ &= \dot{m}_g \left[ h_{g6}(T_{g6}) - h_{g7}(T_{g7}) \right] \end{aligned} \quad (3.85)$$

onde:

- $h_{g6}$  - entalpia dos gases na transição superaquecedor de alta/evaporador de alta [kJ/kg];
- $T_{g6}$  - temperatura os gases na transição superaquecedor de alta/evaporador de alta [K].

A seguir aplica-se o mesmo processo ao evaporador de baixa e caracterizam-se as propriedades dos gases na entrada deste:

$$\begin{aligned} \dot{m}_{vB} \left[ h_{v3B}(T_{v2B}) - h_{v2B}(T_{v2B}) \right] &= \\ &= \dot{m}_g \left[ h_{g8}(T_{g8}) - h_{g9}(T_{g9}) \right] \end{aligned} \quad (3.86)$$

onde:

- $h_{g8}$  - entalpia dos gases na transição economizador de alta/evaporador de baixa [kJ/kg];

$T_{gB}$  - temperatura dos gases na transição economizador de alta/evaporador de baixa [K].

O último volume de controle é aplicado no economizador de baixa pressão:

$$\begin{aligned} \dot{m}_{vB} \left[ h_{v2B}(T_{v2B}) - h_{v1B}(T_{v1B}, P_B) \right] &= \\ = \dot{m}_g \left[ h_{g9}(T_{g9}) - h_{g10}(T_{g10}) \right] &\quad (3.87) \end{aligned}$$

que permite calcular as propriedades dos gases na saída da CRT. Nesta última equação tem-se:

$h_{g10}$  - entalpia dos gases na saída do economizador de baixa [kJ/kg];

$T_{g10}$  - temperatura dos gases na saída do economizador de baixa [K].

Neste ponto, compara-se a temperatura de saída dos gases com a temperatura do ponto de orvalho. Se é menor desconsidera-se a iteração. Ocorrendo o contrário, o próximo passo consiste em comparar a temperatura do vapor na saída da baixa pressão com a temperatura do vapor que se expande na turbina de alta pressão e se a diferença atende a faixa requerida os resultados são armazenados.

Para encontrar o ponto ótimo é necessário simular o comportamento do ciclo em diversas condições para logo compará-las entre si e escolher aquela condição que maximiza o critério adotado.

b) Nível de baixa pressão operando com superaquecedor:

Consideram-se as Figuras 3.12(a) e 3.12(b), pois estas representam os processos termodinâmicos que aqui serão descritos. Analogamente ao item anterior, é objetivo desta análise a determinação das massas de vapor geradas no sistema de alta e baixa pressão, a pressão de baixa, a temperatura do vapor na saída do sistema de baixa pressão. Uma vez conseguidos os objetivos mencionados são realizados cálculos das eficiências exergéticas individuais dos componentes e as eficiências

exergética e térmica da CRT.

As hipóteses listadas no item 3.3.2 são consideradas na sua totalidade para resolver o processo iterativo que será planteado. Inicia-se o processo de cálculo definindo a temperatura dos gases na saída do evaporador da alta pressão:

$$T_{g7} = T_{v2A} (P_A) + PP \quad (3.88)$$

e a temperatura máxima de vapor na saída da CRT,

$$T_{v4A} = T_{g5} - DTT \quad (3.89)$$

para logo calcular as propriedades termodinâmicas nos referidos pontos.

De posse das propriedades termodinâmicas é possível aplicar a Primeira Lei no volume de controle que envolve o superaquecedor e evaporador de alta e assim calcular a massa de vapor gerada no sistema considerado:

$$\begin{aligned} \dot{m}_{vA} \left[ h_{v4A} (T_{v4A}, P_A) - h_{v2A} (P_A) \right] &= \\ &= \dot{m}_g \left[ h_{g5} (T_{g5}) - h_{g7} (T_{g7}) \right] \end{aligned} \quad (3.90)$$

Nas equações 3.88, 3.89 e 3.90, os símbolos utilizados têm o mesmo significado que no item (a) e, a partir daqui, aqueles que não sejam redefinidos mantêm a definição anterior.

Com auxílio da hipótese (a) e o "pinch point" calcula-se a temperatura dos gases na saída do evaporador de baixa pressão:

$$T_{g10} = T_{v2B} (P_B) + PP \quad (3.91)$$

onde:

$T_{g10}$  - temperatura dos gases na transição evaporador de baixa/economizador de baixa.

Até este ponto o procedimento difere pouco do anterior. Em seguida, admite-se a temperatura do vapor na saída do superaquecedor de baixa:

$$T_{v4B} = T_{v2B} + DTS \quad (3.92)$$

onde:

$T_{v4B}$  - temperatura do vapor na saída do superaquecedor de baixa [K];

DTS - incremento mínimo de temperatura do vapor no superaquecedor, para atender a hipótese (f).

Para logo calcular as propriedades nesse ponto. O próximo passo consiste em aplicar a Primeira Lei no volume de controle que envolve o economizador de alta, o superaquecedor de baixa e o evaporador de baixa. Assim, obtém-se a expressão a seguir, que permite calcular a massa de vapor gerada no sistema de baixa pressão:

$$\dot{m}_{vB} \left[ h_{v4B}(T_{v4B}, P_B) - h_{v2B}(T_{v2B}) \right] + \dot{m}_{vA} \left[ h_{v2A}(T_{v2A}) - h_{v1A}(T_{v1A}, P_A) \right] = \dot{m}_g \left[ h_{g7}(T_{g7}) - h_{g10}(T_{g10}) \right] \quad (3.93)$$

onde:

$h_{v4B}$  - entalpia do vapor na saída do superaquecedor de baixa [kJ/kg];

$h_{g10}$  - entalpia dos gases na transição evaporador de baixa/economizador de baixa [kJ/kg];

$T_{g10}$  - temperatura dos gases na transição evaporador de baixa/economizador de baixa [K].

Com a quantidade de vapor que circula tanto no sistema de alta como no de baixa pressão, caracterizam-se as propriedades dos pontos que ainda não foram calculados. Em princípio, aplica-se a Primeira Lei no volume de controle que envolve o evaporador de alta.

$$\begin{aligned} \dot{m}_{vA} \left[ h_{v3A} (T_{v2A}) - h_{v2A} (T_{v2A}) \right] &= \\ &= \dot{m}_g \left[ h_{g6} (T_{g6}) - h_{g7} (T_{g7}) \right] \end{aligned} \quad (3.94)$$

que permite calcular as propriedades no ponto 6. O mesmo processo é aplicado no economizador de alta:

$$\begin{aligned} \dot{m}_{vA} \left[ h_{v2A} (T_{v2A}) - h_{v1A} (T_{v1A}, P_A) \right] &= \\ &= \dot{m}_g \left[ h_{g7} (T_{g7}) - h_{g8} (T_{g8}) \right] \end{aligned} \quad (3.95)$$

e no evaporador de baixa:

$$\begin{aligned} \dot{m}_{vB} \left[ h_{v3B} (T_{v2B}) - h_{v2B} (T_{v2B}) \right] &= \\ &= \dot{m}_g \left[ h_{g9} (T_{g9}) - h_{g10} (T_{g10}) \right] \end{aligned} \quad (3.96)$$

para poder calcular as propriedades nos pontos 8 e 9 respectivamente. Finalmente o último volume de controle é aplicado no economizador de baixa:

$$\begin{aligned} \dot{m}_{vB} \left[ h_{v2B} (T_{v2B}, P_B) - h_{v1B} (T_{v1B}, P_B) \right] &= \\ &= \dot{m}_g \left[ h_{g10} (T_{g10}) - h_{g11} (T_{g11}) \right] \end{aligned} \quad (3.97)$$

que permite calcular as propriedades dos gases na saída da CRT. Nas equações 3.95, 3.96 e 3.97 tem-se:

- $h_{g8}$  - entalpia dos gases na transição economizador de alta/superaquecedor de baixa [kJ/kg];
- $T_{g8}$  - temperatura dos gases na transição economizador de alta/superaquecedor de baixa [K];
- $h_{g9}$  - entalpia dos gases na transição superaquecedor de baixa/evaporador de baixa [kJ/kg];
- $T_{g9}$  - temperatura dos gases na transição superaquecedor de baixa/evaporador de baixa [K];
- $h_{g10}$  - entalpia dos gases na transição evaporador de baixa/economizador de baixa [kJ/kg];

- $h_{g11}$  - entalpia dos gases na saída do economizador de baixa [kJ/kg];
- $T_{g11}$  - temperatura dos gases na saída do economizador de baixa [K].

Uma vez realizados todos os cálculos anteriores se compara a temperatura dos gases na saída da CRT com a temperatura do ponto de orvalho e se esta é menor desconsidera-se a iteração. O teste final consiste em comparar a temperatura do vapor na saída do sistema de baixa pressão com a temperatura do vapor que se expande na turbina de alta pressão, se a diferença atende a faixa requerida os resultados são armazenados.

O ponto ótimo é encontrado realizando uma simulação global do ciclo em diversas condições operativas de modo análogo à configuração anterior.

#### c) Modelagem da CRT com reaquecimento:

As Figuras 3.13(a) e 3.13(b) representam os componentes envolvidos nesta configuração assim como os processos resultantes. A análise neste tipo de CRT é realizada com o objetivo de determinar a quantidade de vapor gerada em cada nível de pressão, as pressões de reaquecimento e do sistema de baixa, a temperatura dos gases de saída da CRT e a temperatura do vapor na saída do sistema de baixa pressão. Calculados os parâmetros acima mencionados é possível determinar as eficiências individuais dos componentes e as eficiências exergética e térmica da CRT.

Além das hipóteses listadas no item 3.3.2 considera-se a temperatura máxima do reaquecimento igual a temperatura máxima na saída do superaquecimento de alta e admite-se conhecida a pressão de reaquecimento. O processo iterativo é iniciado pelo cálculo das temperaturas máximas do ciclo:

$$T_{v4ar} = T_{v4A} = T_{g5} - DTT \quad (3.98)$$

logo calcula-se a temperatura dos gases na saída do evaporador de alta:

$$T_{g7} = T_{v2A} (P_A) + PP \quad (3.99)$$

Os símbolos não definidos mantêm o mesmo significado que no item(b). Assim, na equação 3.98 tem-se:

$T_{v4ar}$  - Temperatura do vapor na saída do reaquecedor [K].

Com as temperaturas calculadas e a pressão de alta conhecida é possível calcular as propriedades termodinâmicas nos pontos considerados.

Para poder calcular a massa de vapor gerada no sistema de alta pressão é necessário conhecer as propriedades no início do processo de reaquecimento. Estas são determinadas simulando uma expansão do vapor na turbina de alta pressão entre os pontos "v4ar" e "v3ar" da Figura 3.13(b), ou seja,

$$h_{v3ar} = h_{v4A} - \eta_{itv} (h_{v4A} - h'_{v3ar}) \quad (3.100)$$

onde:

- $h_{v3ar}$  - entalpia do vapor no final da expansão na turbina de alta pressão [kJ/kg];
- $\eta_{ist}$  - eficiência isentrópica da turbina a vapor [-];
- $h'_{v3ar}$  - entalpia isentrópica do vapor no final da expansão da turbina de alta pressão.

De posse deste valor e aplicando a Primeira Lei ao volume de controle que envolve o evaporador e supraaquecedor de alta/reaquecedor, tem-se:

$$\dot{m}_{vA} \left\{ \left[ h_{v4A} (T_{v4A}, P_A) - h_{v2A} (P_A) \right] + \left[ h_{v4ar} (T_{v4ar}, P_r) - h_{v3ar} (T_{v3ar}, P_r) \right] \right\} = \dot{m}_g \left[ h_{g5} (T_{g5}) - h_{g7} (T_{g7}) \right] \quad (3.101)$$

onde:

- $h_{v4ar}$  - entalpia do vapor na saída do reaquecedor [K];
- $P_r$  - pressão de reaquecimento [MPa].

A equação 3.101 possibilita o cálculo da massa de vapor gerado no sistema de alta. A partir deste ponto, o processo que determina as condições ótimas para a pressão de reaquecimento pré-fixada é o mesmo que o descrito no item anterior. Acrescenta-se, entretanto, um teste adicional que determina qual será a pressão de reaquecimento escolhida. Por este se escolhe, a critério do analista, a configuração que maximiza, alternativamente, a eficiência exergética, a eficiência térmica ou potência global do ciclo.

### 3.3.5 - Queima Suplementar

Conforme comentado anteriormente, a introdução da queima suplementar permite ajustar a produção de vapor às necessidades da planta, de forma independente da performance da TG. Neste caso, esta funciona como um dispositivo de fornecimento de ar pré-aquecido, e o oxigênio disponível permite a queima adicional. Segundo Ganapathy [58], uma CRT operando com queima suplementar pode ser estudada da mesma maneira que uma unidade sem queima, apenas considerando-se uma temperatura de entrada do gás mais elevada. De fato, a localização dos pós-queimadores nos tubos de interligação sugere que tal hipótese é razoável.

Em nível de modelagem, portanto, o procedimento consiste em determinar as novas condições termodinâmicas e massa dos gases para um dado incremento de temperatura propiciado pela reação. Isto sugere a possibilidade de aproveitar o equacionamento desenvolvido no item 3.2.5, onde só será alterada a composição do comburente. Este procedimento, no âmbito da abordagem computacional realizada é efetuado pela rotina "QUEISUP".

## 3.4 - MODELAGEM DO CICLO A VAPOR, EXCLUSIVE A CALDEIRA DE RECUPERAÇÃO TÉRMICA

A discussão a seguir trata da modelagem termodinâmica dos equipamentos que complementam o ciclo a vapor iniciado na CRT. Os equipamentos que serão considerados são: turbina a vapor, condensador, bombas e aquecedores de água de alimentação

tanto de superfície como de mistura. As condições para esta modelagem são bastante mais comuns e conhecidas que as discutidas anteriormente.

### 3.4.1 - Turbina a Vapor

A expansão na turbina a vapor é dividida em várias seções delimitadas pelo número de níveis de pressão da CRT e as extrações de vapor para aquecer a água de alimentação. Cada seção é afetada de uma eficiência isentrópica definida pela seguinte expressão:

$$\eta_{ist} = \frac{h_e - h_s}{h_e - h_{is}} \quad (3.102)$$

onde:

$\eta_{ist}$  - eficiência isentrópica da turbina a vapor [-];

$h_e$  - entalpia do vapor na entrada da turbina [kJ/kg];

$h_s$  - entalpia do vapor na saída de turbina [kJ/kg];

$h_{is}$  - entalpia do vapor na saída da turbina após uma expansão isentrópica [kJ/kg].

Para simular o processo de expansão da turbina é necessário conhecer a temperatura e pressão de entrada, massa do vapor expandido, pressão de saída e eficiência isentrópica, adotando-se as expressões para as propriedades do vapor como indica Liley e Irvine[59]. Conhecidas estas características é possível determinar a potência irreversível efetuada ( $\dot{W}_{ITV}$ ) e a potência reversível ( $\dot{W}_{RTV}$ ), com auxílio da Primeira Lei.

Ou seja:

$$\dot{W}_{ITV} = \dot{m}_{vexp} (h_e - h_s) \quad (3.103)$$

$$\dot{W}_{RTV} = \dot{m}_{vexp} (b_e - b_s) \quad (3.104)$$

onde:

$\dot{m}_{vexp}$  - fluxo de massa do vapor expandido na turbina [kg/s].

O valor da massa de vapor expandido depende da posição do bloco de turbina considerado. Por exemplo, quando as turbinas operam com CRT's que comportam dois níveis de pressão, os blocos de alta operam com o vapor gerado no nível de maior pressão ( $\dot{m}_{vA}$ ). Já os blocos de baixa pressão trabalham com todo o vapor gerado na CRT ( $\dot{m}_{vA} + \dot{m}_{vB}$ ) pois este permite sua indução no início da expansão. Assim, o vapor que é injetado se mistura isobaricamente com o vapor que vem do bloco de alta pressão da turbina. Na modelagem adotada na consideração deste processo permite calcular as propriedades termodinâmicas com que o vapor entra no bloco de baixa pressão. O equacionamento do processo fica:

$$\dot{m}_{vA} h_{vsta} + \dot{m}_{vB} h_{v4B} = (\dot{m}_{vA} + \dot{m}_{vB}) h_{vebb} \quad (3.105)$$

onde:

$h_{vsta}$  - Entalpia do vapor na saída da TV de alta pressão [kJ/kg];

$h_{vebb}$  - Entalpia do vapor na entrada da TV de baixa pressão [kJ/kg].

A determinação do índice de desempenho em base exergética se realiza com ajuda das equações apresentadas no capítulo 2.

### 3.4.2 - Condensador

Existem duas classes de condensadores, contato direto e de superfície. Como o último é usado na maioria das plantas de ciclo combinado, aqui será tratado em detalhes. A Figura 3.14 mostra uma representação esquemática do respectivo processo termodinâmico.

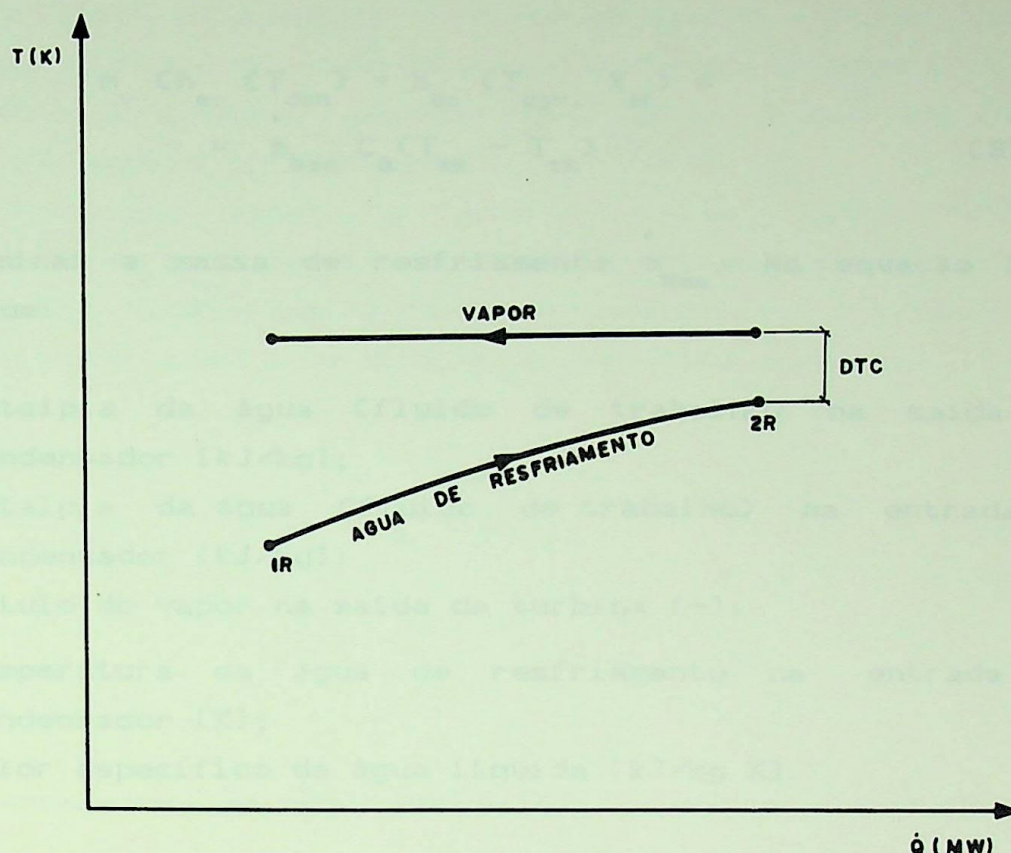


Figura 3.14 - Processo termodinâmico do condensador

Na modelagem termodinâmica dos condensadores de superfície, assume-se conhecida pressão do vapor de exaustão da turbina, a temperatura de entrada da água de circulação no sistema de resfriamento e a diferença terminal de temperatura do condensador. Com as variáveis acima é possível determinar a massa d'água de resfriamento, bem como caracterizar os fluxos de energia e exergia, a eficiência exergética e a exergia destruída no processo de troca de calor. Este modelo simples é iniciado calculando a temperatura de saturação ( $T_{con}$ ) para a pressão de condensação ( $P_{con}$ ) previamente especificada:

$$T_{con} = T(P_{con}) \quad (3.106)$$

que junto à diferença terminal de temperatura (DTC) permite calcular a temperatura final d'água de resfriamento ( $T_{2R}$ ):

$$T_{2R} = T_{con} - DTC \quad (3.107)$$

O passo seguinte consiste em aplicar a Primeira Lei Termodinâmica no condensador:

$$\begin{aligned} \dot{m}_v (h_{sc}(T_{con}) - h_{ec}(T_{con}, X_{st})) &= \\ &= \dot{m}_{Res} C_a (T_{2R} - T_{1R}) \end{aligned} \quad (3.108)$$

e determinar a massa de resfriamento  $\dot{m}_{Res}$ . Na equação 3.108 tem-se que:

$h_{sc}$  - entalpia da água (fluido de trabalho) na saída do condensador [kJ/kg];

$h_{ec}$  - entalpia da água (fluido de trabalho) na entrada do condensador [kJ/kg];

$X_{st}$  - título do vapor na saída da turbina [-];

$T_{1R}$  - temperatura da água de resfriamento na entrada do condensador [K];

$C_a$  - calor específico da água líquida [kJ/kg K].

### 3.4.3 - Aquecedores da Água de Alimentação

O aquecimento da água de alimentação do ciclo a vapor considerado neste item é conseguido mediante o uso de um aquecedor de contato direto (desaerador) e de um aquecedor de superfície, que apresenta drenos para condensado.

O salto de temperatura proporcionado à água de alimentação pelos aquecedores acima citados é determinado aplicando-se o seguinte critério:

$$\Delta T_{aq} = \frac{T_{al} - T_{con}}{N_{aq}} \quad (3.109)$$

onde:

$\Delta T_{aq}$  - salto de temperatura proporcionado por cada aquecedor [K];

$T_{al}$  - temperatura da água de alimentação na entrada da CRT [K];

$T_{con}$  - temperatura da água de alimentação na saída do condensador [K];

$N_{aq}$  - Número de aquecedores considerados.

O critério acima citado foi postulado por Haywood [60] quem após realizar diversas análises em ciclos a vapor concluiu que a configuração do trem de aquecimento que assegura o maior rendimento térmico é aquela que proporciona saltos de temperatura iguais por aquecedor.

Assim, este critério permite determinar as temperaturas da água de alimentação nas entradas e saídas de cada aquecedor. Numa primeira etapa desconsidera-se a presença das bombas de condensado e de água de alimentação. Ou seja,

$$T_{a1} = T_{con} \quad (3.110)$$

$$T_{a2} = T_{a1} + \Delta T_{aq} \quad (3.111)$$

$$T_{a3} = T_{a2} + \Delta T_{aq} \quad (3.112)$$

onde:

$T_{con}$  - temperatura do condensador [K];

$T_{a1}$  - temperatura da água de alimentação na entrada do aquecedor de superfície [K];

$T_{a2}$  - temperatura da água de alimentação na saída do aquecedor de superfície / na entrada do desaerador [K];

$T_{a3}$  - temperatura da água de alimentação na saída do desaerador que numa primeira tentativa é igual à temperatura da água entrando na CRT [K].

Na simulação termodinâmica dos aquecedores de contato direto e de superfície procura-se determinar a massa de vapor de extração necessária e a condição termodinâmica deste para conseguir o salto térmico pretendido. Como o modo de operação destes aquecedores é diferente, o equacionamento dos processos envolvidos serão apresentados por separado nas linhas subseqüentes. A primeira modelagem a ser apresentada será aquela correspondente ao desaerador, isto por simplicidade de compreensão da seqüência geral.

- Aquecedor de Contato Direto (Desaerador) :

Neste caso, uma vez conhecida a temperatura da água de alimentação na saída, a determinação da pressão de trabalho ( $P_d$ ) é imediata, pois, neste tipo de aquecedor o vapor extraído da turbina é misturado diretamente com o líquido subresfriado para produzir a água saturada na mencionada pressão, assim:

$$P_d = P_d (T_{al}) \quad (3.113)$$

A equação 3.113 é explicitada com ajuda das equações de vapor da água listadas no apêndice 1.

O passo seguinte consiste em determinar a massa de vapor necessária para provocar o  $\Delta T_{aq}$  requerido à massa da água de alimentação que entra na CRT. Para isto, aplica-se a Primeira Lei da Termodinâmica neste equipamento e obtém-se:

$$\begin{aligned} \dot{m}_{vexd} \left[ h_{vexd}(T_{vexd}, P_d) - h_{a2}(T_{a2}) \right] = \\ = \dot{m}_v \left[ h_{a3}(T_{a3}) - h_{a2}(T_{a2}) \right] \end{aligned} \quad (3.114)$$

onde:

- $\dot{m}_{vexd}$  - massa de vapor extraído para aquecer água de alimentação no desaerador [kg/s];
- $h_{vexd}$  - entalpia do vapor de extração [kJ/kg];
- $T_{vexd}$  - temperatura do vapor de extração [K];
- $h_{a3}$  - entalpia do vapor de extração na condição saturada [kJ/kg];
- $h_{a2}$  - entalpia da água de alimentação na entrada do aquecedor [kJ/kg].

Na equação 3.114 deve-se comentar como é determinada a condição termodinâmica do vapor de extração. Assim, é necessário utilizar a rotina "EXTVAP" que simula a expansão do vapor em uma turbina. Neste caso, esta rotina, comentada no item 3.4.1 é

ativada conhecendo as condições termodinâmicas do vapor da água na saída da CRT, a pressão do desaerador e a eficiência isentrópica com que se produz a expansão. O resultado é a condição termodinâmica do vapor na saída da turbina e entrada no desaerador.

#### - Aquecedor de Superfície

Na Figura 3.15 está representado o processo de aquecimento que se desenvolve neste aquecedor quando o vapor extraído está na condição superaquecida, embora na maioria das configurações objeto deste estudo a condição seja saturada (Figura 3.16). Apesar desta situação, a modelagem será realizada para as duas condições o que dá ao presente estudo uma maior generalidade, podendo assim a rotina desenvolvida para análise de aquecedores de superfície, "EXTVAP1", ser utilizada em outras análises de Ciclos Rankine tradicionais.

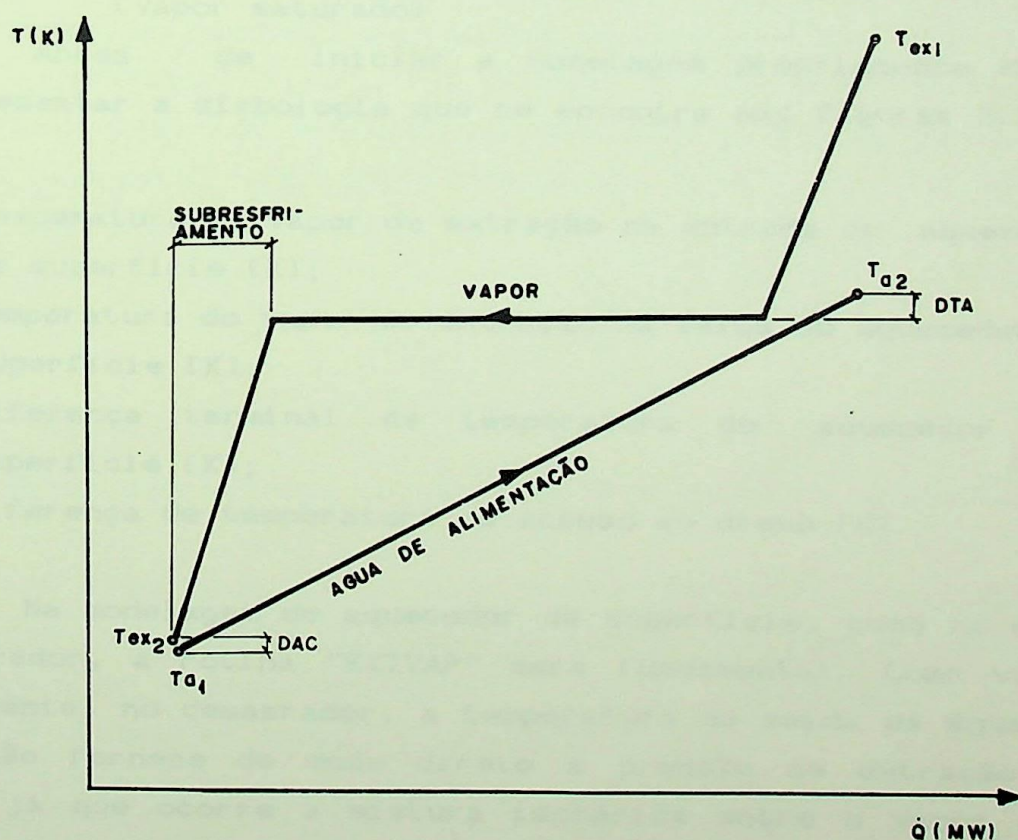


Figura 3.15 - Processo termodinâmico no aquecedor de superfície (vapor superaquecido)

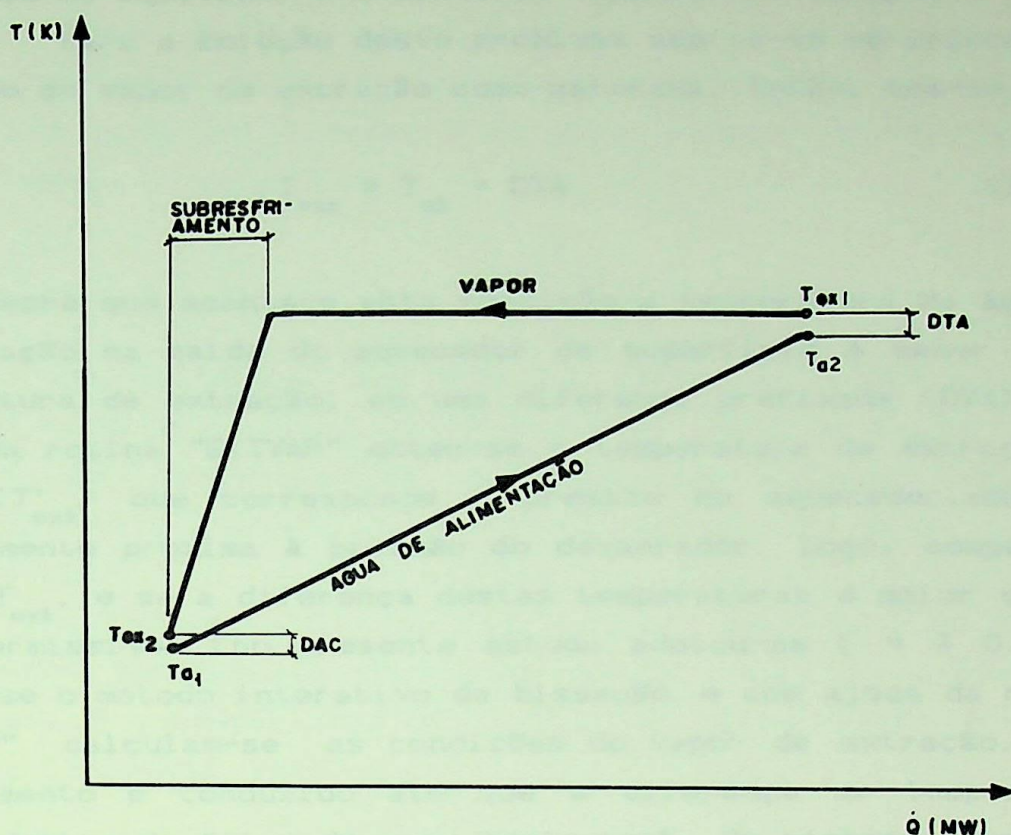


Figura 3.16 - Processo termodinâmico no aquecedor de superfície (vapor saturado)

Antes de iniciar a modelagem propriamente dita, cabe apresentar a simbologia que se encontra nas figuras 3.15 e 3.16.

$T_{ex1}$  - temperatura do vapor de extração na entrada do aquecedor de superfície [K];

$T_{ex2}$  - temperatura do vapor de extração na saída do aquecedor de superfície [K];

DTA - diferença terminal de temperatura do aquecedor de superfície [K];

DAC - diferença de temperatura de acesso ao dreno [K].

Na modelagem do aquecedor de superfície, como no caso do desaerador, a rotina "EXTVAP" será fundamental. Como visto anteriormente, no desaerador, a temperatura de saída da água de alimentação fornece de modo direto a pressão de extração da turbina, já que ocorre a mistura isobárica entre o vapor e a água a aquecer. No caso do aquecedor de superfície, a determinação do ponto de extração é algo mais complexa, pois os fluxos não se misturam e o vapor extraído da turbina pode estar superaquecido, requerendo um processo iterativo entre as

condições do aquecedor e a linha de expansão na turbina.

Para a solução deste problema admite-se em princípio a condição do vapor de extração como saturada. Então, tem-se que:

$$T_{\text{ex1}} = T_{\text{a2}} + \text{DTA} \quad (3.115)$$

pois sempre que acontece esta condição a temperatura da água de alimentação na saída do aquecedor de superfície é menor que a temperatura de extração, em uma diferença prefixada (DTA). Com ajuda da rotina "EXTVAP" obtém-se a temperatura de extração do vapor ( $T'_{\text{ex1}}$ ) que corresponde à pressão no aquecedor, admitida inicialmente próxima à pressão do desaerador. Logo, compara-se  $T'_{\text{ex1}}$  e  $T_{\text{ex1}}$ , e se a diferença destas temperaturas é maior que um erro permissível (no presente estudo adotou-se  $\xi = \mp 0.1^\circ\text{C}$ ), inicia-se o método iterativo da bisseção, e com ajuda da rotina "EXTVAP" calculam-se as condições do vapor de extração. Este procedimento é conduzido até que a diferença de temperatura esteja dentro da faixa de erro admissível. Em síntese, busca-se na linha de expansão da turbina a vapor o ponto cuja pressão fornece vapor na condição solicitada pelo aquecedor.

Conforme citação no início do processo iterativo, admitiu-se o vapor de extração na condição saturada; agora esta condição deve ser confirmada ou refutada. Para isto, define-se a seguinte variável auxiliar:

$$\text{VAT} = T_{\text{stex}} - T_{\text{a3}} \quad (3.116)$$

onde:

$T_{\text{stex}}$  - temperatura de saturação para a pressão de extração [K].

O resultado desta equação fornece três alternativas. Na primeira, se o valor da variável acima definida é negativo, executa-se um outro processo iterativo (bisseção) que é completado quando se atinge a condição a seguir,

$$|\text{VAT}| \leq \text{DTA} \quad (3.117)$$

e

$$T_{\text{ext1}} > T_{\text{stex}} \quad (3.118)$$

Na segunda alternativa, o valor da variável VAT pode ser nulo. Sendo assim, a condição de extração fica definida.

A terceira alternativa corresponde a um valor de VAT positivo e gera um processo iterativo análogo (bisseção), que busca atender a condição:

$$VAT \leq DTA \quad (3.119)$$

Na seqüência das equações 3.116 a 3.119 a rotina "EXTVAP" permite calcular as condições do vapor de extração.

Este procedimento de modelagem de aquecedores de superfície está baseado em desenvolvimentos de Baehr [61] e El-Wakil [62].

A temperatura com qual o vapor de extração sai do aquecedor é determinada com ajuda da diferença de temperatura entre esta e a temperatura da água de alimentação que entra no aquecedor, ou seja

$$T_{ex2} = T_{al1} + DAC \quad (3.120)$$

Quando o vapor de extração é superaquecido é necessário fazer ainda uma outra verificação. Esta verificação consiste em saber se as linhas que caracterizam o vapor de extração e a água de alimentação não se interceptam. Para isto aplica-se a Primeira Lei da Termodinâmica à região de vapor superaquecida e à região de água de alimentação correspondente, ou seja,

$$y ( h_{ex1} - h_{sex} ) = ( 1 - x - y ) C_a ( T_{a2} - T_{ax} ) \quad (3.121)$$

onde:

- x, y - frações de vapor extraído do desaerador e aquecedor de superfície respectivamente [-];
- $h_{ex1}$ ,  $h_{sex}$  - entalpias do vapor de extração na entrada e no ponto de vapor saturado [kJ/kg K];
- $C_a$  - calor específico da água [kJ/kg K];
- $T_{ax}$  - temperatura da água de alimentação no ponto em que o vapor inicia o processo de condensação [K].

A equação 3.121 permite calcular  $T_{ax}$  e caso esta seja

maior que  $T_{stex}$  as linhas se interceptam. Então todo o processo descrito anteriormente deve ser repetido considerando uma DTA menor. Caso  $T_{stex}$  seja maior que  $T_{ax}$  as linhas não se interceptam, então a análise finaliza.

Daqui com ajuda das equações para as bombas de alimentação é possível calcular as novas temperaturas da água mantendo as pressões calculadas. A análise para bombas será descrita a seguir.

#### 3.4.4 -Bombas

Para a modelagem das bombas utilizadas no transporte de água de alimentação, condensado e água de circulação é necessário conhecer as propriedades termodinâmicas na entrada, a pressão de saída, eficiência isentrópica e massa de líquido que é bombeado. A eficiência isentrópica para bombas é definida assim:

$$\eta_{isb} = \frac{v(P_{sb} - P_{eb})}{C_a (T_{sb} - T_{eb}) + v (P_{sb} - P_{eb})} \quad (3.122)$$

onde:

- $v$  - volume específico de água bombeada [ $m^3/Kg$ ];
- $P_{eb}$ ,  $P_{sb}$  - pressões na entrada e saída da bomba respectivamente [MPa];
- $T_{eb}$ ,  $T_{sb}$  - temperatura na entrada e saída da bomba respectivamente [K].

Com ajuda da equação 3.122 é possível determinar as propriedades termodinâmicas na saída da bomba e assim calcular as potências reversível ( $\dot{W}_{Rb}$ ) e irreversível ( $\dot{W}_{Ib}$ ) consumidas:

$$\dot{W}_{Ib} = \dot{m}_l [ C_a (T_{sb} - T_{eb}) + v(P_{sb} - P_{eb}) ] \quad (3.123)$$

$$\dot{W}_{Rb} = \dot{m}_l [ C_a (T_{sb} - T_{eb}) + v(P_{sb} - P_{eb}) - T_o C_a \ln \frac{T_{sb}}{T_{eb}} ] \quad (3.124)$$

onde:

$\dot{m}_l$  - massa do líquido bombeado [kg/s].

que permitem determinar a eficiência exergetica definida pela equação 2.18.

É conveniente observar que, em geral, o escoamento em bombas é considerado incompressível e neste caso, se isentrópico, deveria ser isotérmico. Mesmo considerando que as variações de volume específico são bastante pequenas, é interessante sua consideração na abordagem exergetica, como sugere Kotas [29].

### 3.5 -PARÂMETROS DE AVALIAÇÃO DO DESEMPENHO

Alguns parâmetros de desempenho são definidos com o objetivo de permitir a comparação, em uma base padronizada, de diferentes equipamentos. São definidos com base na Primeira Lei da Termodinâmica, e apresentados a seguir.

A eficiência térmica do ciclo a gás é definida, pela Primeira Lei, em termos da potência líquida fornecida e do aporte de energia do ciclo.

$$\eta_T^{TG} = \frac{\dot{W}_{TG}}{\dot{m}_{comb} PCI} \quad (3.125)$$

onde:

$\eta_T^{TG}$  - eficiência térmica do ciclo a gás [-];

$\dot{W}_{TG}$  - potência líquida do ciclo a gás [MW].

A eficiência térmica de CRT's é apresentada individualmente para cada configuração estudada, e inicia-se com um nível de pressão:

$$\eta_T^{CRT} = \frac{\dot{m}_v (h_{v4} - h_{v1})}{\dot{m}_g (h_{g5} - h_{g0})} \quad (3.126)$$

onde:

$h_{go}$  - entalpia dos gases no estado de referência [kJ/kg].

A eficiência térmica para a CRT com dois níveis de pressão sem superaquecedor de baixa tem-se:

$$\eta_T^{CRT} = \frac{\dot{m}_{VA} (h_{v4A} - h_{v1A}) + \dot{m}_{VB} (h_{v3B} - h_{v2B})}{\dot{m}_g (h_{g5} - h_{go})} + \frac{(\dot{m}_{VA} + \dot{m}_{VB}) (h_{v2B} - h_{v1B})}{\dot{m}_g (h_{g5} - h_{go})} \quad (3.127)$$

No caso da CRT com dois níveis de pressão com superaquecedor de baixa tem-se:

$$\eta_T^{CRT} = \frac{\dot{m}_{VA} (h_{v4A} - h_{v1A}) + \dot{m}_{VB} (h_{v4B} - h_{v2B})}{\dot{m}_g (h_{g5} - h_{go})} + \frac{(\dot{m}_{VB} + \dot{m}_{VA}) (h_{v2B} - h_{v1B})}{\dot{m}_g (h_{g5} - h_{go})} \quad (3.128)$$

Para a CRT com dois níveis de pressão e reauecedor tem-se:

$$\eta_T^{CRT} = \frac{\dot{m}_{VA} [(h_{v4A} - h_{v1A}) + (h_{v4ar} - h_{v3ar})]}{\dot{m}_g (h_{g5} - h_{go})} + \frac{\dot{m}_{VB} (h_{v4B} - h_{v2B}) + (\dot{m}_{VB} + \dot{m}_{VA}) (h_{v2B} - h_{v1B})}{\dot{m}_g (h_{g5} - h_{go})} \quad (3.129)$$

A eficiência térmica do ciclo a vapor é definida assim:

$$\eta_T^{cv} = \frac{\dot{W}_{ctv}}{\dot{m}_g (h_{g5} - h_{g0})} \quad (3.130)$$

onde:

$\dot{W}_{ctv}$  - potência líquida do ciclo a vapor [MW].

Finalmente para o Ciclo Combinado como um todo tem-se:

$$\eta_T^{cc} = \frac{\dot{W}_{ctv} + \dot{W}_{ctg}}{\dot{m}_{comb} \text{ PCI}} \quad (3.131)$$

### 3.6 - ESTRUTURA DO PROGRAMA "GASEVAP"

O programa "GASEVAP" foi desenvolvido para simular o comportamento de ciclos combinados. Para conseguir este objetivo o equacionamento anterior foi utilizado na íntegra. A continuação serão apresentadas as principais rotinas de cálculo utilizadas na estrutura do programa "GASEVAP" e também será mostrado na Figura 3.17 como as mencionada rotinas se interrelacionam. As rotinas que conformam o programa principal são:

#### - Rotina DADOS

Através desta rotina são implementados os parâmetros necessários para a simulação dos ciclos combinados.

#### - Rotina REFER

Mediante esta rotina se realiza a modelagem do meio ambiente.

#### - Rotina TURBGAS

Simula o comportamento de uma TG com resfriamento de palhetas através da modalidade "film cooling".

#### - Rotina COMPRES

Rotina acionada pela TURBGAS para modelar o comportamento do compressor.

- Rotina CCOMBU  
Permite o cálculo da reação de combustão.
- Rotina FUEL  
Calcula as propriedades termodinâmicas do combustível utilizado, gás natural.
- Rotina TURBIN  
Simula a expansão dos gases no órgão motor da TG. Considera o resfriamento das palhetas.
- Rotina PARAM  
Permite a escolha do parâmetro para o qual será analisada a influência no comportamento do ciclo combinado.
- Rotina QUEISUP  
Caracteriza as propriedades dos gases após realizada a queima suplementar.
- Rotina CALDER  
Simula o comportamento das CRT's com um e dois níveis de pressão.
- Rotina EXTVAP  
Simula a expansão do vapor num bloco de turbina
- Rotina ALIMEN  
Calcula as propriedades da água de alimentação.
- Rotina EXTVAP1  
Calcula a pressão de extração para o aquecedor de superfície.
- Rotina BOMBA  
Simula o comportamento das bombas de água de alimentação, circulação e condensado.
- Rotina CONDEN  
Simula o comportamento de um condensador resfriado a água.

- Rotina IMPRIME

Imprime todos os resultados da simulação.

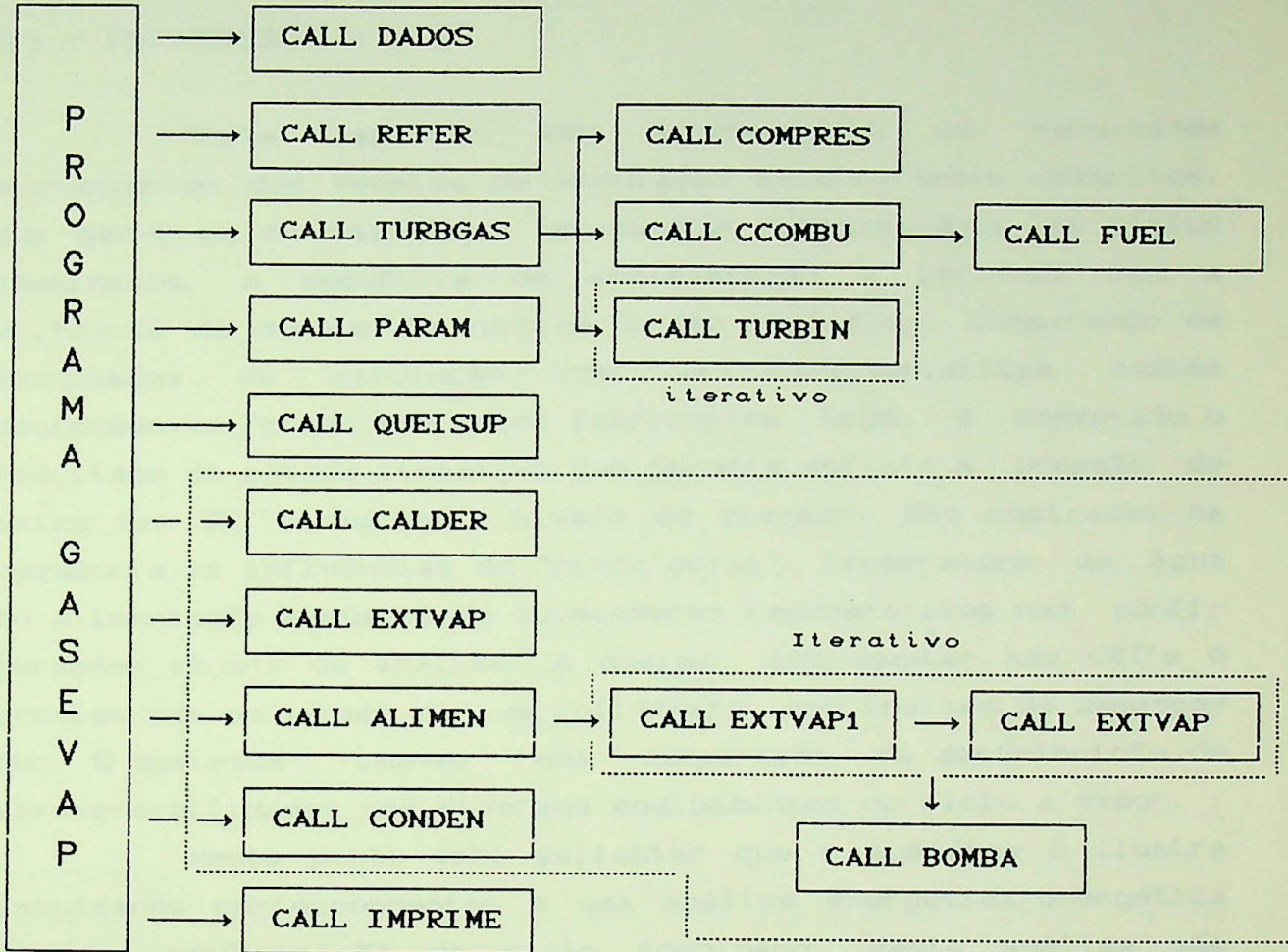


Figura 3.17 - Estrutura do Programa "GASEVAP"

## 4 - RESULTADOS DA ANÁLISE PARAMÉTRICA

### 4.1 - INTRODUÇÃO

Neste capítulo são apresentados os resultados provenientes dos modelos de simulação anteriormente descritos, que serviram de base para um pacote computacional em ciclos combinados. A sequência de apresentação é iniciada com a validação do modelo de turbina a gás utilizado, comparando os resultados da simulação com as características destes equipamentos fornecidas pelos fabricantes. Logo, é comentado o resultado do método iterativo que permite definir a pressão de baixa nas CRT's com dois níveis de pressão. São mostradas na sequência as influências do "pinch point", temperatura da água de alimentação e número de aquecedores regenerativos nas configurações objeto de análise. A queima suplementar nas CRT's é considerada em termos de sua influência nos índices de desempenho. É mostrada também uma comparação da distribuição de irreversibilidades nos diversos equipamentos do ciclo a vapor.

Neste ponto cabe salientar que o apêndice 2 ilustra resultados correspondentes a uma análise exergética/energética em uma configuração de ciclo combinado. Nesta análise são quantificados os fluxos de exergia e energia em cada ponto do ciclo, assim como os índices de desempenho individuais e globais dos equipamentos. O diagrama de Grassmann que permite ilustrar os fluxos de exergia é apresentado no final do presente capítulo.

### 4.2 - VALIDADE DO MODELO DE TURBINA A GÁS

Para validar o modelo de turbina a gás proposto, buscou-se reproduzir as características fornecidas em catálogo para uma turbina comercial, operando no ponto de projeto. Os parâmetros básicos necessários para a simulação do modelo estão mostrados na Tabela 4.1, e referem-se à Turbina Siemens V94.2 [17].

	Unidade	94.2	V94.3
Potência	MW	150	200
Relação de Pressão	—	10.9	15.6
Temperatura de Entrada na Turbina	K	1323	1393
Temperatura máxima das Pás	K	1200	1260
N <sup>o</sup> Estágios do Compressor	—	17	17
N <sup>o</sup> Estágios da Turbina	—	4	4

Tabela 4.1 - Características das TG's Siemens V94.2 e V94.3

Com estes dados de base alimenta-se a subrotina "TURBGAS" que fornece as características complementares, tais como, massa de ar admitido, massa de ar de resfriamento, temperatura de saída dos gases, massa de gases, etc. A Tabela 4.2 apresenta os resultados desta simulação, e quando disponíveis, são comparados os valores calculados com os fornecidos pelo fabricante.

Quando se analisam ciclos combinados, a massa e a temperatura dos gases na saída da turbina são de fundamental importância, pois são as variáveis que praticamente determinarão as características da CRT. Assim, o seu conhecimento com a melhor precisão possível torna-se indispensável. Ainda com referência à tabela 4.2, observa-se que os valores calculados das características citadas apresentam-se bastante próximos aos valores do fabricante o que convalida o modelo sugerido.

Além da turbina a gás já apresentada, que servirá de base para a análise das características do ciclo combinado, é apresentada mais uma Turbina Siemens V94.3, cujas características de catálogo e calculadas pelo programa estão representadas nas Tabelas 4.1 e 4.3 respectivamente. Como se observa, os valores dos parâmetros de maior interesse para a análise desenvolvida ficam também bastante próximos dos catalogados.

	Unidade	Catalogado	Calculado
$\eta_T^{TG}$	%	33.8	35
$\dot{m}_{adc}$	kg/s	—	481
$\dot{m}_{comb}$	kg/s	—	8.9
$\dot{m}_{gat}$	kg/s	—	490
$\dot{m}_{gdt}$	kg/s	509	504
$\dot{m}_{aad}$	kg/s	—	495
$\dot{m}_{aex}$	kg/s	—	14
$T_{gs}$	K	811	811
$\eta_{ex}^{TG}$	%	—	33
$\dot{B}_L^{TG}$	MW	—	176
N <sup>o</sup> Estágios resfriados	—	—	1
$\dot{B}_{comb}$	MW	—	450
$\dot{B}_{gs}$	MW	—	124

Tabela 4.2 - Comparação dos dados da TG Siemens V94.2

## 4.3 - DETERMINAÇÃO DA PRESSÃO DE NÍVEL DE BAIXA DAS CTT's

Foram realizadas na modelagem com o software CATT's com uma série de variações de pressão de nível de baixa pressão e determinado de maneira iterativa qual era a melhor condição de operação de modo a baixa pressão influencia o desempenho do ciclo a vapor e apresentada na Figura 4.1 a seguir. O resultado do processo iterativo para o caso de CTT com temperatura de saída fixada em 200°C é:

	Unidade	Catalogado	Calculado
$\eta_T^{TG}$	%	35.7	37.8
$\dot{m}_{adc}$	kg/s	—	584
$\dot{m}_{comb}$	kg/s	—	11
$\dot{m}_{gat}$	kg/s	—	595
$\dot{m}_{gdt}$	kg/s	605	612
$\dot{m}_{aad}$	kg/s	—	601
$\dot{m}_{aex}$	kg/s	—	17
$T_{gs}$	K	807	798
$\eta_{Ex}^{TG}$	%	—	36
$B_L^{TG}$	MW	—	211
Nº Estágios resfriados	—	—	1
$\dot{B}_{comb}$	MW	—	556
$\dot{B}_{gs}$	MW	—	145

Tabela 4.3 - Comparação dos dados da TG Siemens V94.3

#### 4.3 - DETERMINAÇÃO DA PRESSÃO DO NÍVEL DE BAIXA DAS CRT's

Foi mencionado na modelagem que nas CRT's com dois níveis de pressão, o nível de baixa pressão é determinado de maneira iterativa. Assim, para ter uma melhor sensibilidade de como a baixa pressão influencia o desempenho do ciclo a vapor é apresentado na Figura 4.1 a seguir, o resultado do processo iterativo para o caso da CRT com superaquecedor de baixa pressão e dois aquecedores de água de alimentação. Deste gráfico, observa-se que a eficiência exergética do ciclo combinado para as características mostradas na Tabela 4.4 varia entre 50.80 e 51.06%, enquanto a pressão de baixa foi analisada na faixa 0.3 a 1.2 MPa. Isto sugere que, embora para o valor adotado de alta pressão exista um valor recomendado para a baixa pressão, a influência da última é pequena na faixa pesquisada, sobre o desempenho do ciclo.

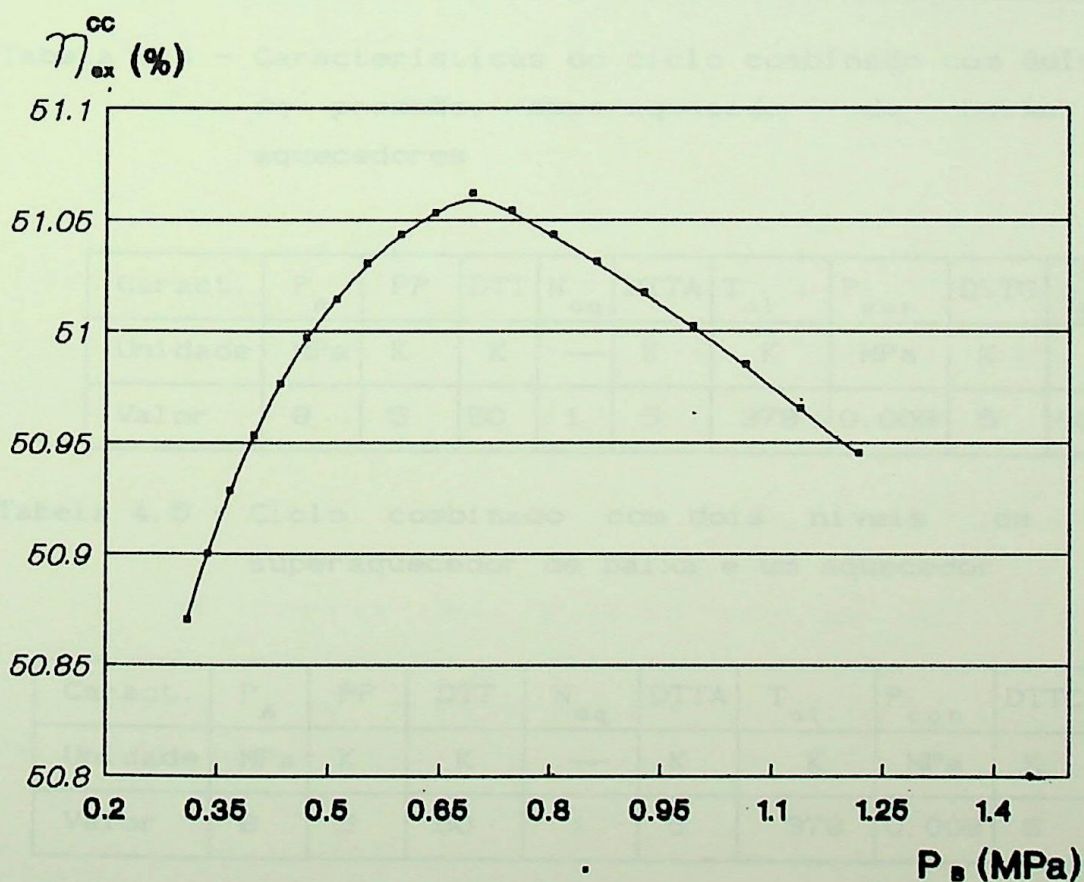


Figura 4.1 - Influência da pressão do nível de baixa da CRT sobre a eficiência exergética do ciclo combinado

Para evidenciar a importância da presença do nível de baixa pressão compara-se as características de configurações listadas na Tabela 4.5 com as da Tabela 4.6 (com nível de pressão). Estas tabelas indicam que a primeira configuração apresenta uma eficiência exergetica dois pontos percentuais maior que a segunda.

As observações anteriores levam a concluir que o nível de baixa pressão se faz necessário no sentido de melhorar a recuperação de calor na CRT, entretanto seu valor pode ser escolhido com razoável liberdade. Assim, esta escolha deve fundamentar-se de preferência na disponibilidade dos blocos de baixa pressão da turbina a vapor.

Características	$P_A$	PP	DTT	$N_{aq}$	DTTA	$T_{al}$	$P_{con}$	DTTC
Unidade	MPa	K	K	—	K	K	MPa	K
Valor	8	5	50	2	5	378	0.008	5

Tabela 4.4 - Características do ciclo combinado com dois níveis de pressão, superaquecedor de baixa e dois aquecedores

Caract.	$P_A$	PP	DTT	$N_{aq}$	DTTA	$T_{al}$	$P_{con}$	DTTC	$\eta_{ex}^{cc}$
Unidade	MPa	K	K	—	K	K	MPa	K	%
Valor	8	5	50	1	5	378	0.008	5	50.85

Tabela 4.5 - Ciclo combinado com dois níveis de pressão, superaquecedor de baixa e um aquecedor

Caract.	$P_A$	PP	DTT	$N_{aq}$	DTTA	$T_{al}$	$P_{con}$	DTTC	$\eta_{ex}^{cc}$
Unidade	MPa	K	K	—	K	K	MPa	K	%
Valor	8	5	50	1	5	378	0.008	5	48.85

Tabela 4.6 - Ciclo combinado com um nível de pressão e um aquecedor

#### 4.4 - ESTUDO DO EFEITO DA PRESSÃO DE ALTA E DO "PINCH POINT" NAS CRT'S DOS CICLOS COMBINADOS

A influência destes dois parâmetros nas configurações propostas é investigada determinando-se os valores da eficiência exergética, eficiência térmica e potência gerada, índices referidos ao ciclo combinado como um todo. São também apresentados os comportamentos das eficiências exergética e térmica das CRT's com dois níveis de pressão e superaquecedor de baixa. Simultaneamente, a temperatura dos gases nas saídas das CRT's é investigada em função do aumento da pressão. Os resultados que serão comentados a seguir se referem às características listadas nas Tabelas 4.7 e 4.8.

Caract.	$P_A$	PP	DTT	$N_{aq}$	DTTA	$T_{al}$	$P_{con}$	DTTC
Unidade	MPa	K	K	—	K	K	MPa	K
Valor	4-14	5-20	50	1 ou 2	5	353 ou 378	0.008	5

Tabela 4.7 - Ciclos combinados que operam com dois níveis de pressão

Caract.	$P_A$	PP	DTT	$N_{aq}$	DTTA	$T_{al}$	$P_{con}$	DTTC
Unidade	MPa	K	K	—	K	K	MPa	K
Valor	2-9	5-20	50	1	5	353 ou 378	0.008	5

Tabela 4.8 - Ciclo combinado com um nível de pressão

As figuras 4.2 a 4.15 mostram os valores das eficiências exergéticas para as configurações das CRT's consideradas. Como observa-se das Figuras 4.4 a 4.15 as eficiências exergéticas para os casos de CRT's com dois níveis de pressão são sempre crescentes com a pressão e não evidenciam um máximo absoluto, entretanto, este aumento constante é limitado pelo título na descarga da turbina a vapor, que diminui conforme o aumento de pressão, se os outros parâmetros são mantidos constantes. Para as configurações de CRT's cujos resultados estão mostrados nas Figuras 4.8 a 4.11 verificam-se eleva-

das eficiências exergéticas entretanto a ausência do superaquecedor no nível de baixa pressão(S.S.B.) impede o aumento da pressão de alta acima dos 9 MPa pois o título no final da expansão para pressões maiores fica abaixo do permitido. O título mínimo considerado é 85 %. A configuração com dois níveis de pressão e superaquecedor de baixa(C.S.B.) consegue alcançar os 10 MPa, como mostrado nas Figuras 4.8 a 4.11 com uma ligeira melhora da eficiência. Das Figuras 4.12 a 4.15 observa-se que as eficiências exergéticas para a configuração com reauecedor conseguem ficar na faixa de 49.7 a 51.8 %. Equanto que as eficiências exergéticas das CRT's com dois níveis de pressão sem superaquecedor de baixa ficam na faixa 49.4 a 51.4 %. Já, para as CRT's com superaquecedor de baixa as eficiências ficam entre 49.4 e 51.5 %.

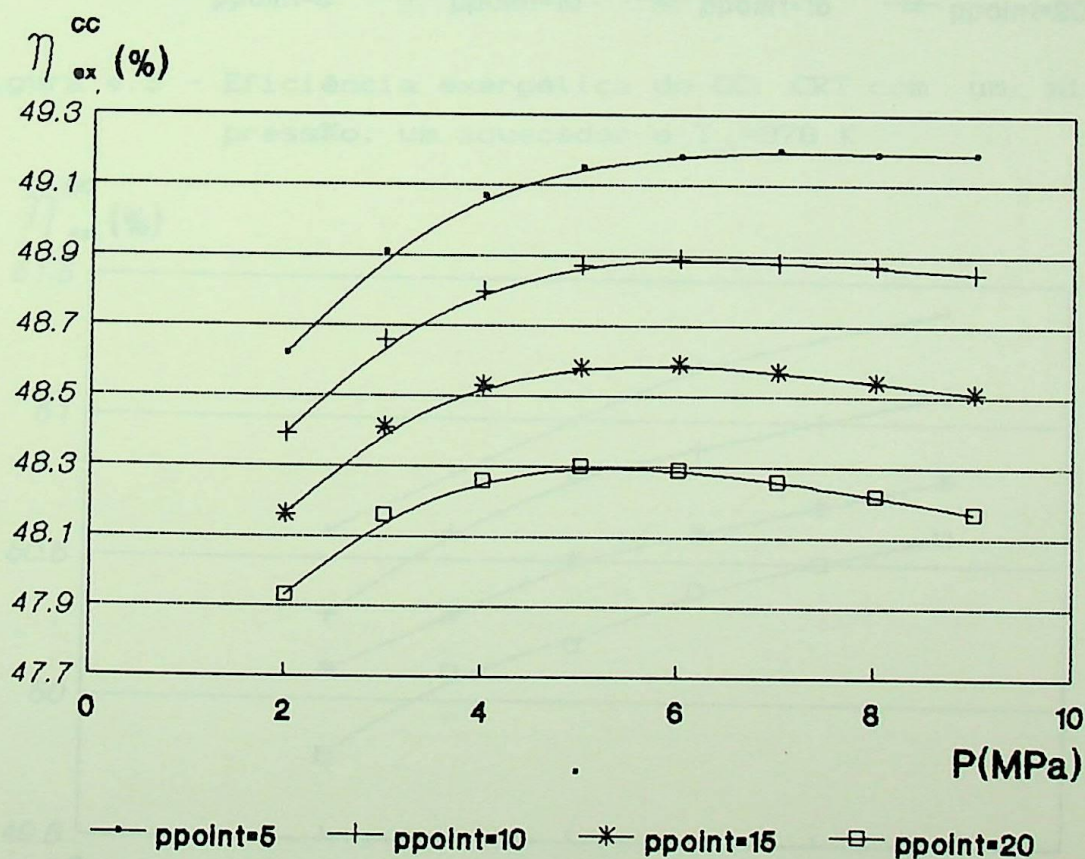


Figura 4.2 - Eficiência exergética do CC: CRT com um nível de pressão, um aquecedor e  $T_{al}=353$  K

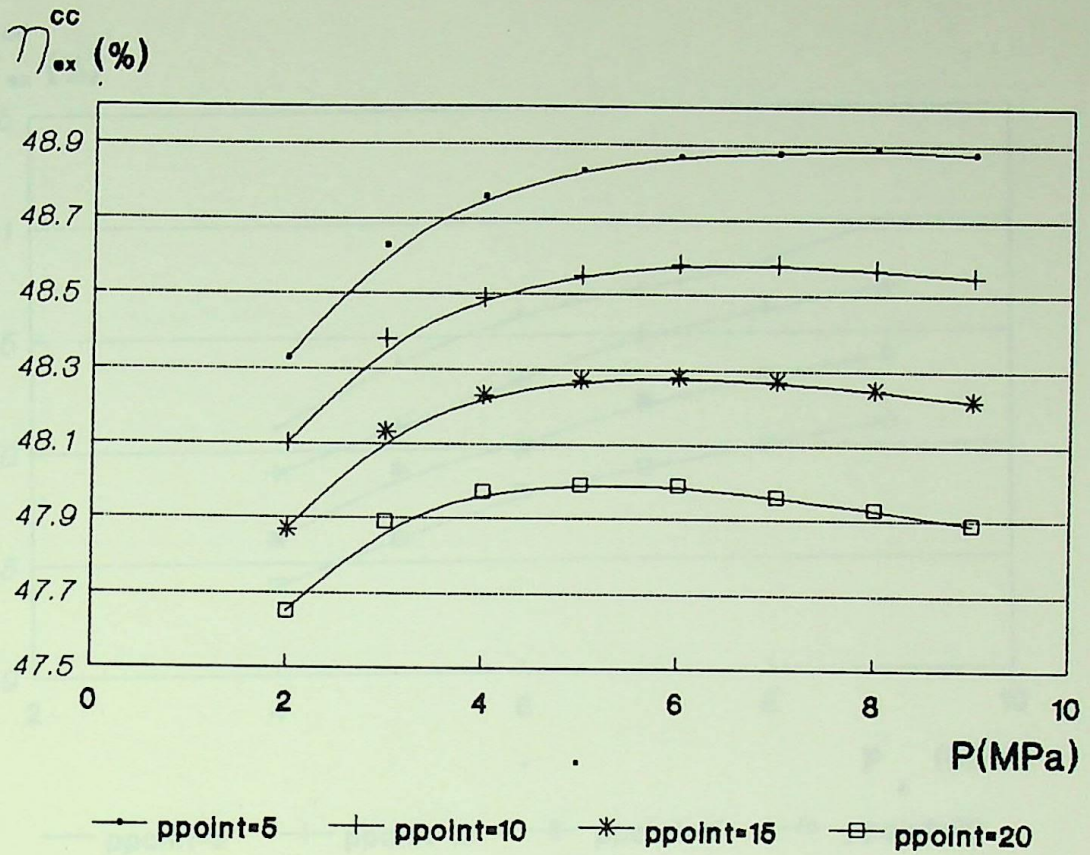


Figura 4.3 - Eficiência exergetica do CC: CRT com um nível de pressão, um aquecedor e  $T_{al}=378$  K

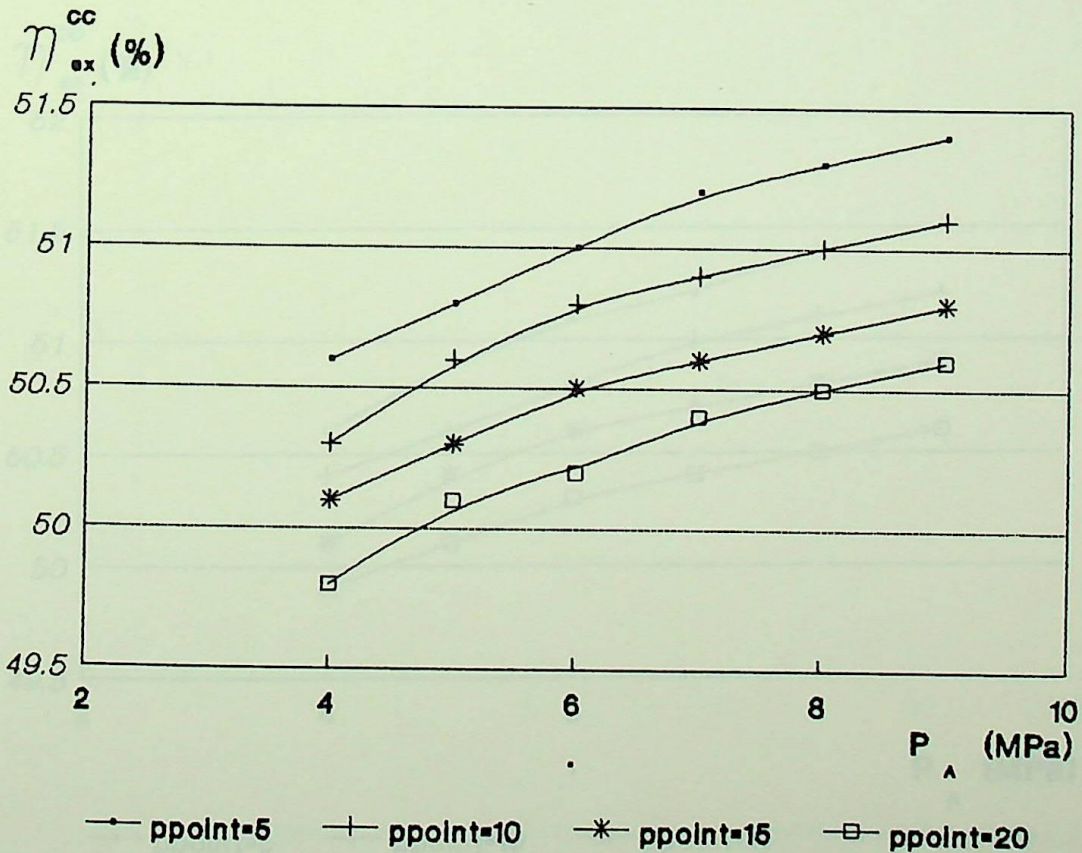


Figura 4.4 - Eficiência exergetica do CC: CRT com dois níveis de pressão/S.S.B., um aquecedor e  $T_{al}=353$  K

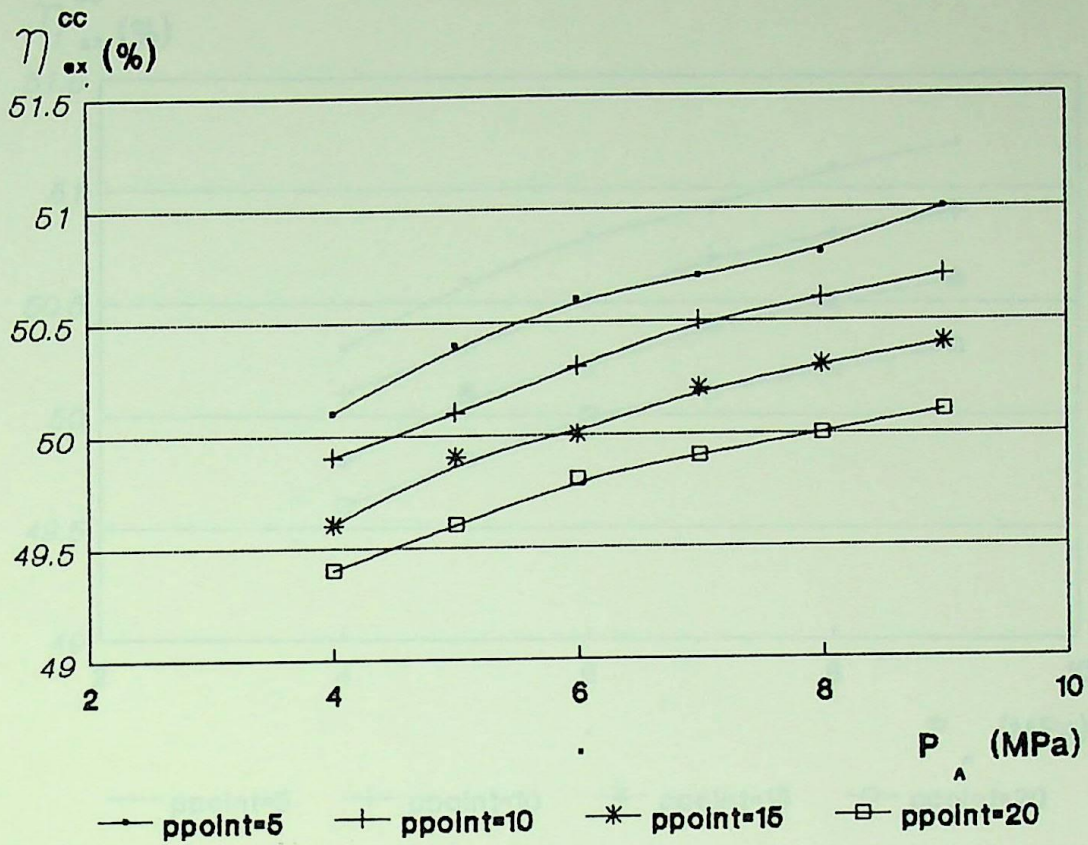


Figura 4.5 - Eficiência exergetica do CC: CRT com dois níveis de pressão/S.S.B., um aquecedor e  $T_{al} = 378$  K

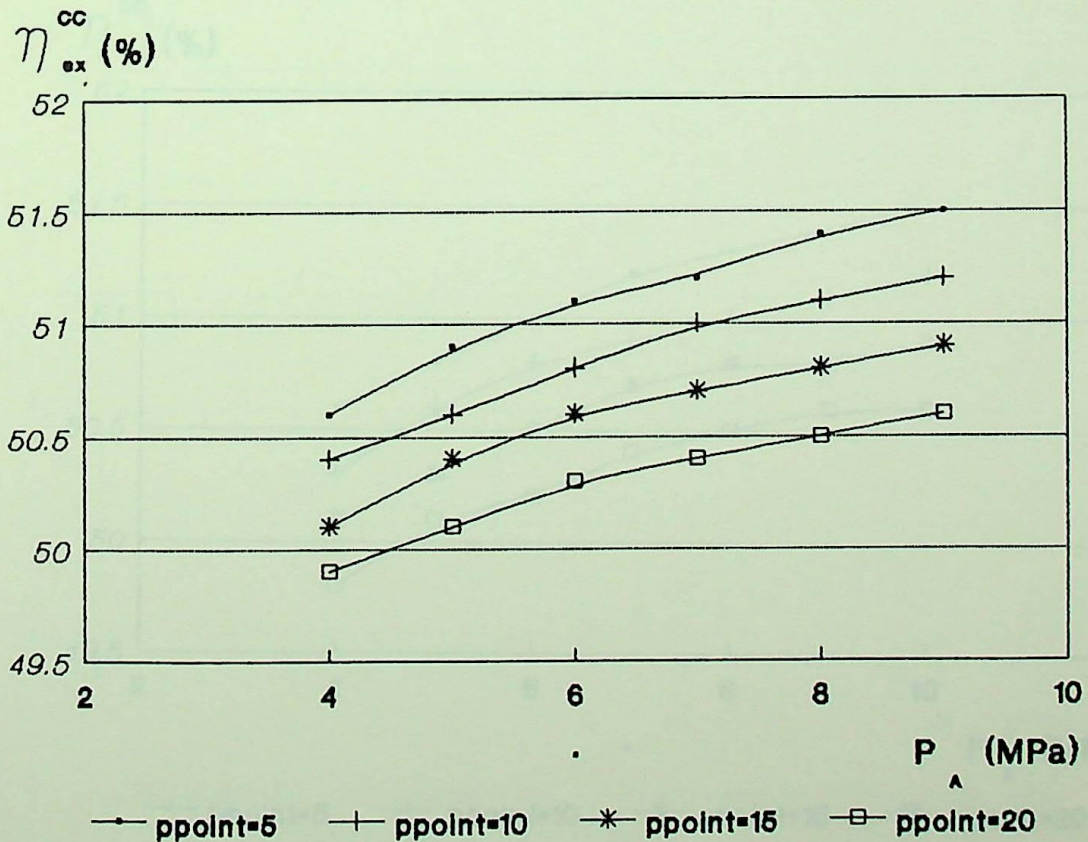


Figura 4.6 - Eficiência exergetica do CC: CRT com dois níveis de pressão/S.S.B., dois aquecedores e  $T_{al} = 353$  K

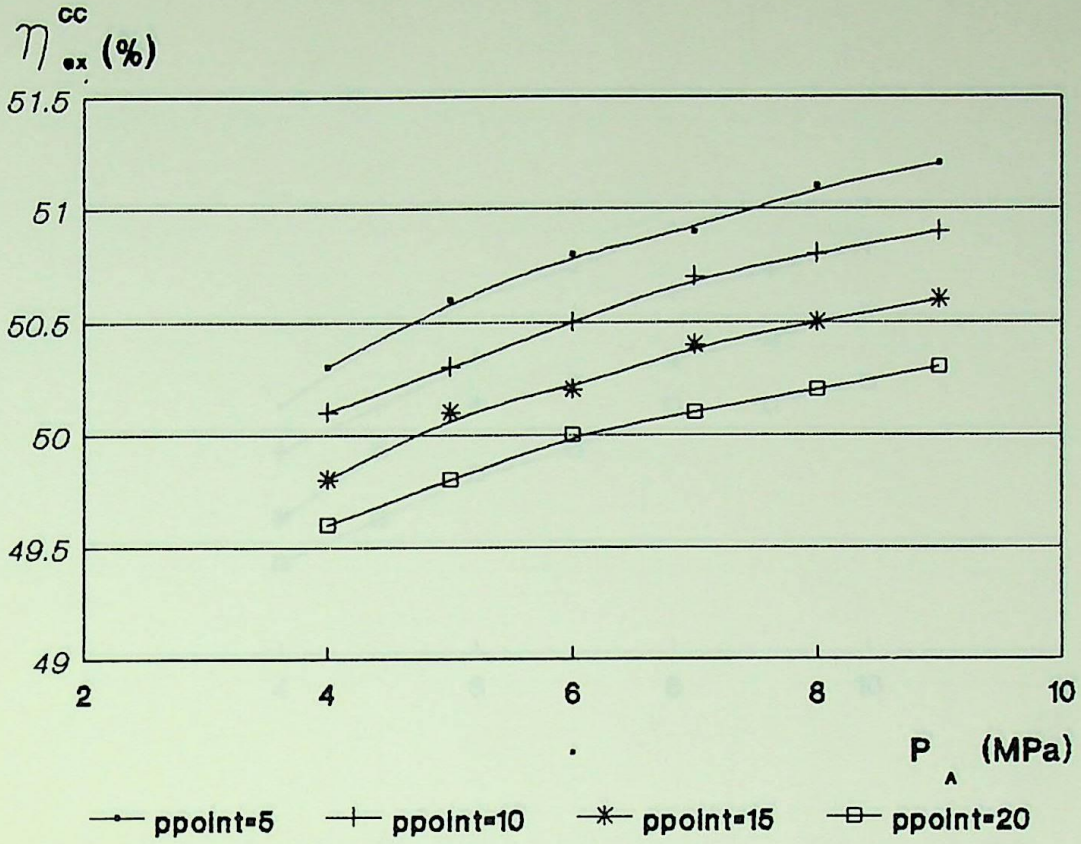


Figura 4.7 - Eficiência exergetica do CC: CRT com dois níveis de pressão/S.S.B., dois aquecedores e  $T_{al}=378$  K

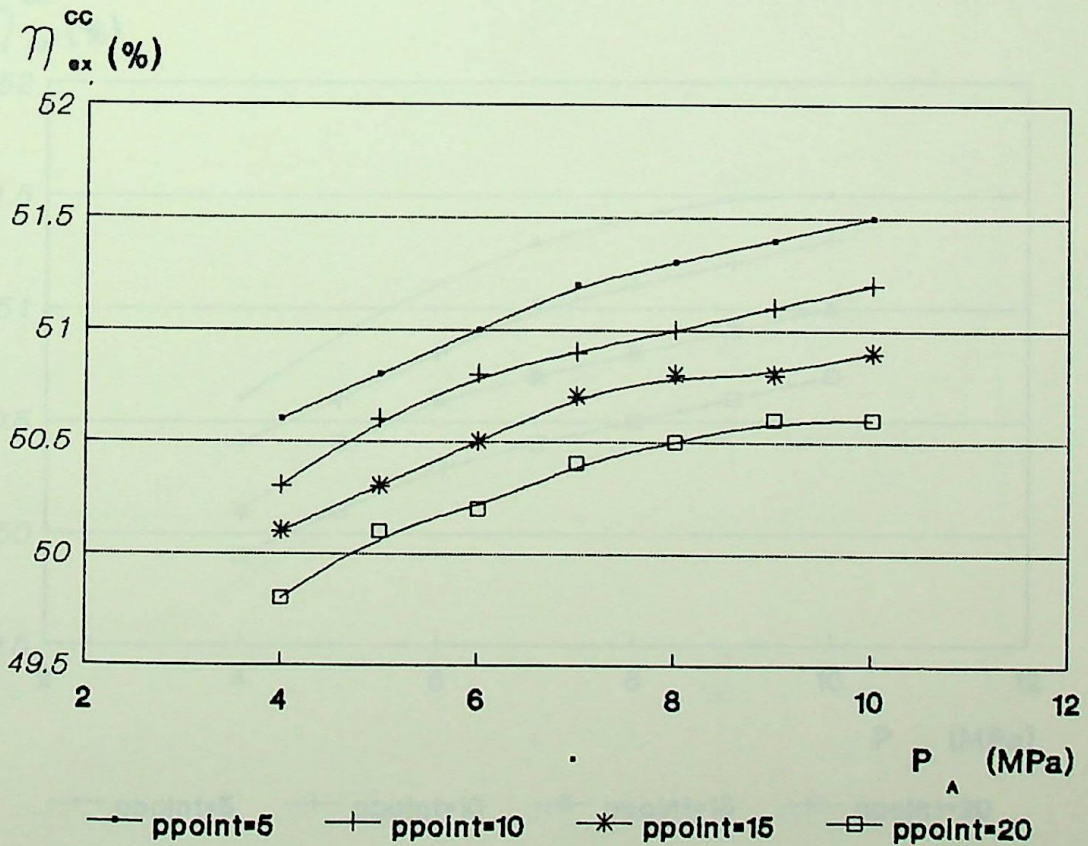


Figura 4.8 - Eficiência exergetica do CC: CRT com dois níveis de pressão/C.S.B., um aquecedor e  $T_{al}=353$  K

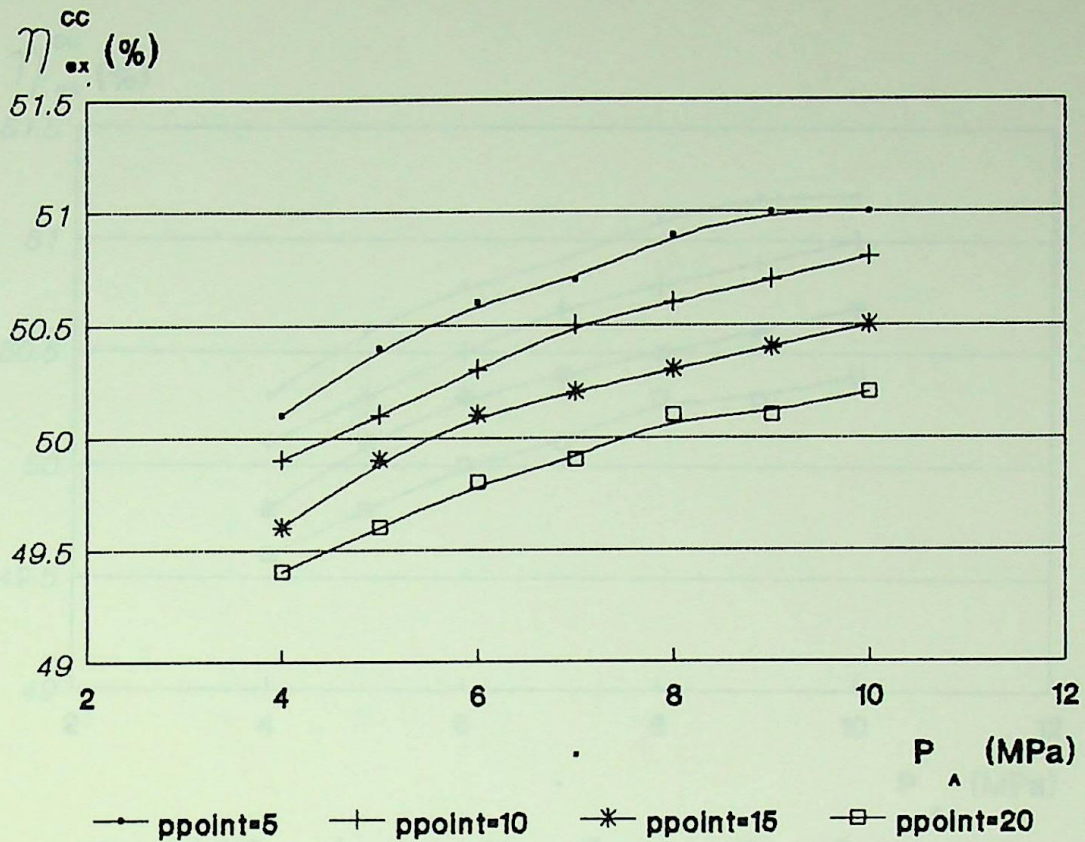


Figura 4.9 - Eficiência exergetica do CC: CRT com dois níveis de pressão/C.S.B., um aquecedor e  $T_{al} = 378$  K

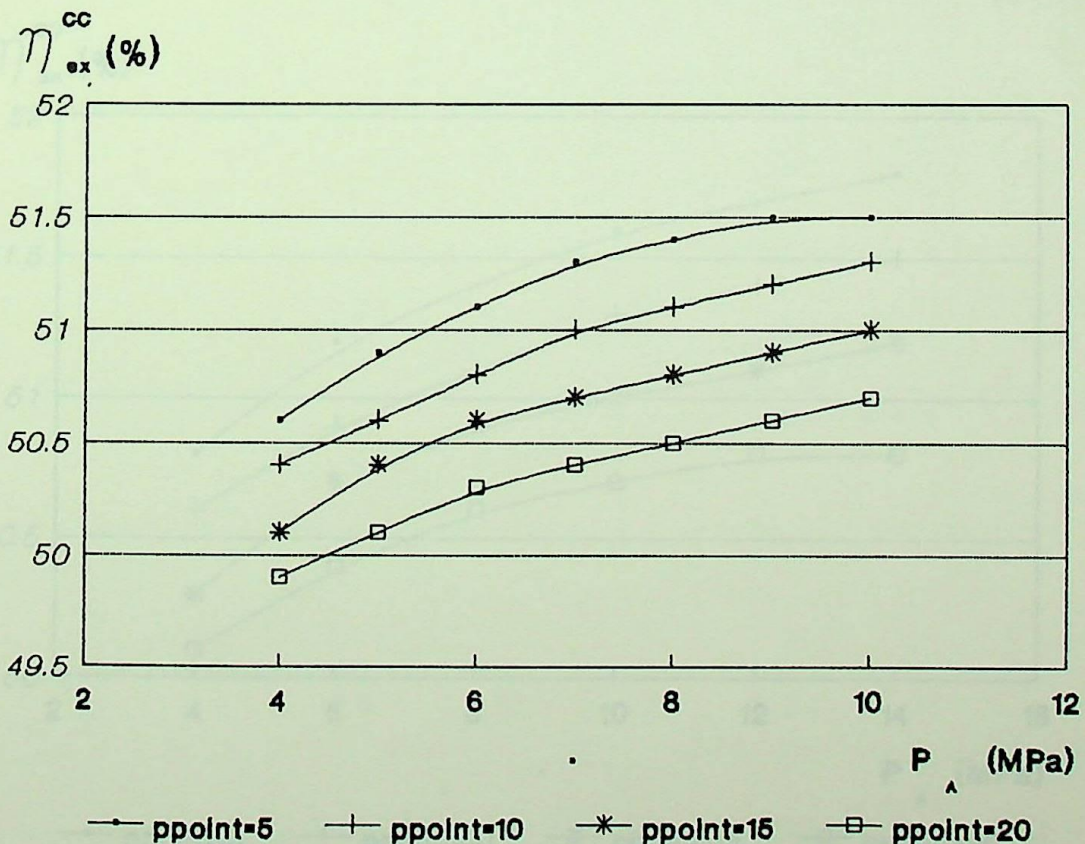


Figura 4.10 - Eficiência exergetica do CC: CRT com dois níveis de pressão/C.S.B., dois aquecedores e  $T_{al} = 353$  K

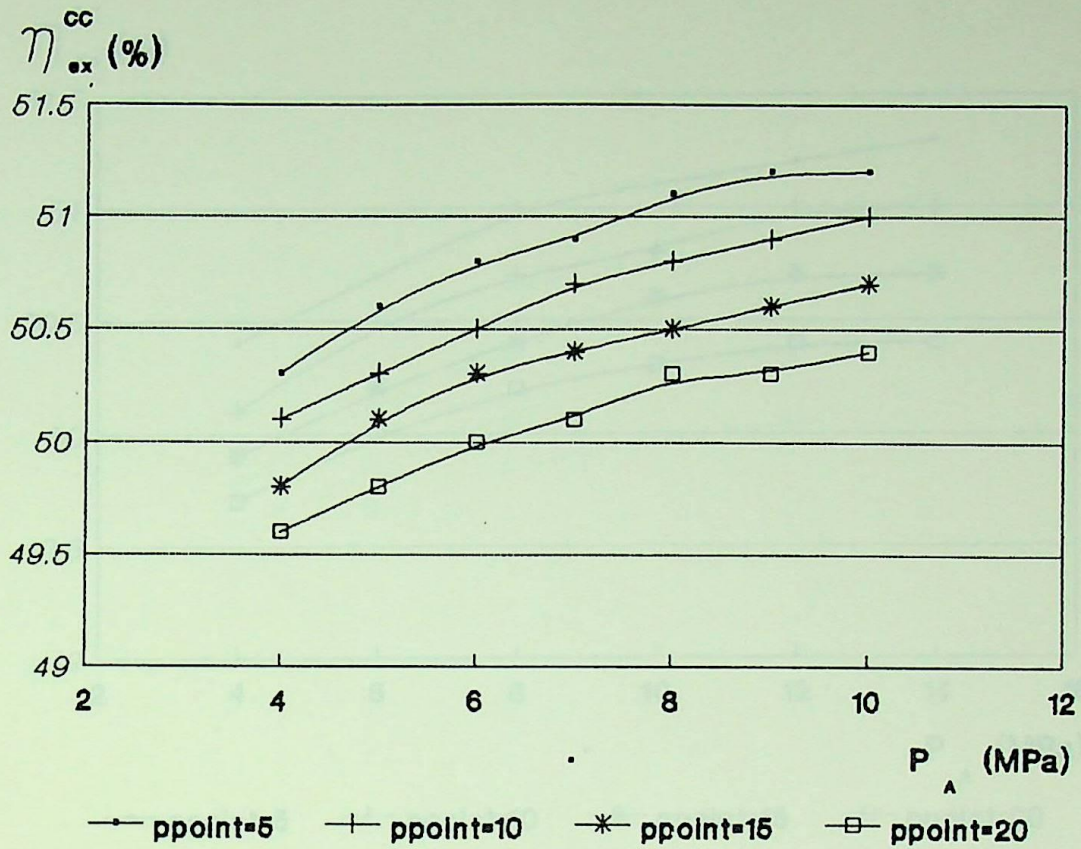


Figura 4.11 - Eficiência exergetica do CC: CRT com dois níveis de pressão/C.S.B., dois aquecedores e  $T_{al}=378$  K

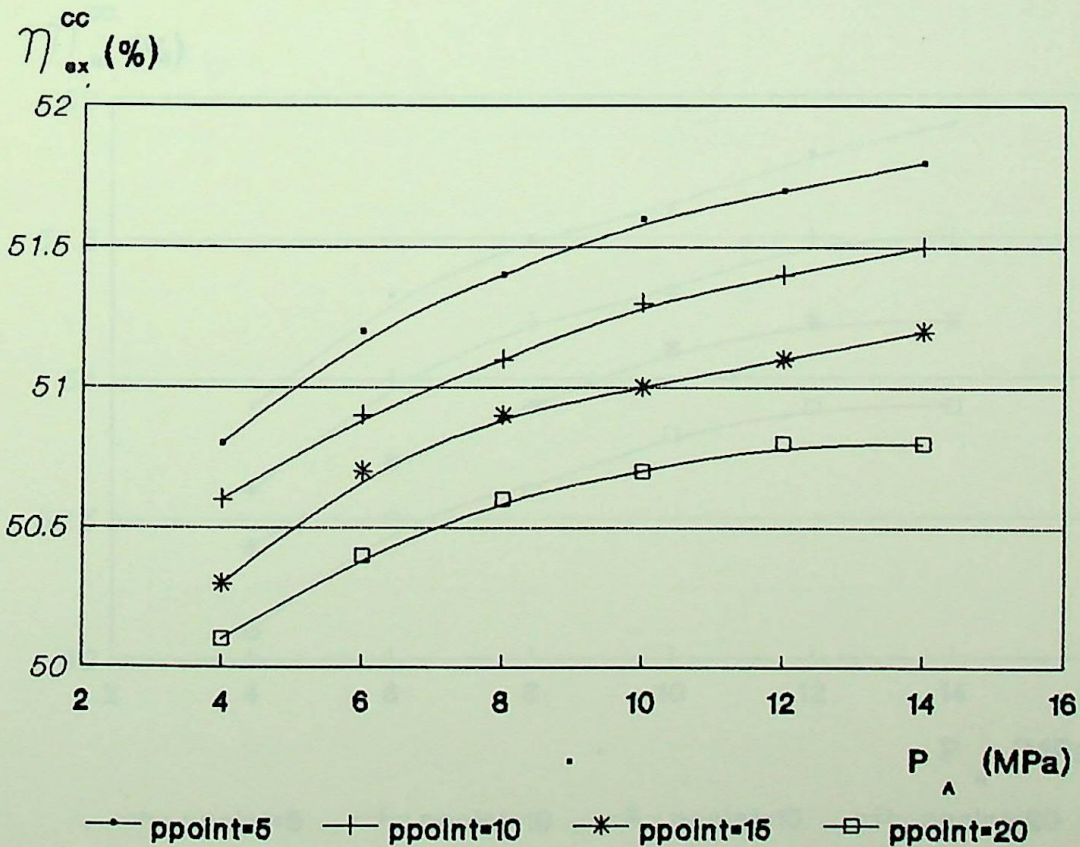


Figura 4.12 - Eficiência exergetica do CC: CRT com dois níveis de pressão/reaquecedor, um aquecedor e  $T_{al}=353$  K

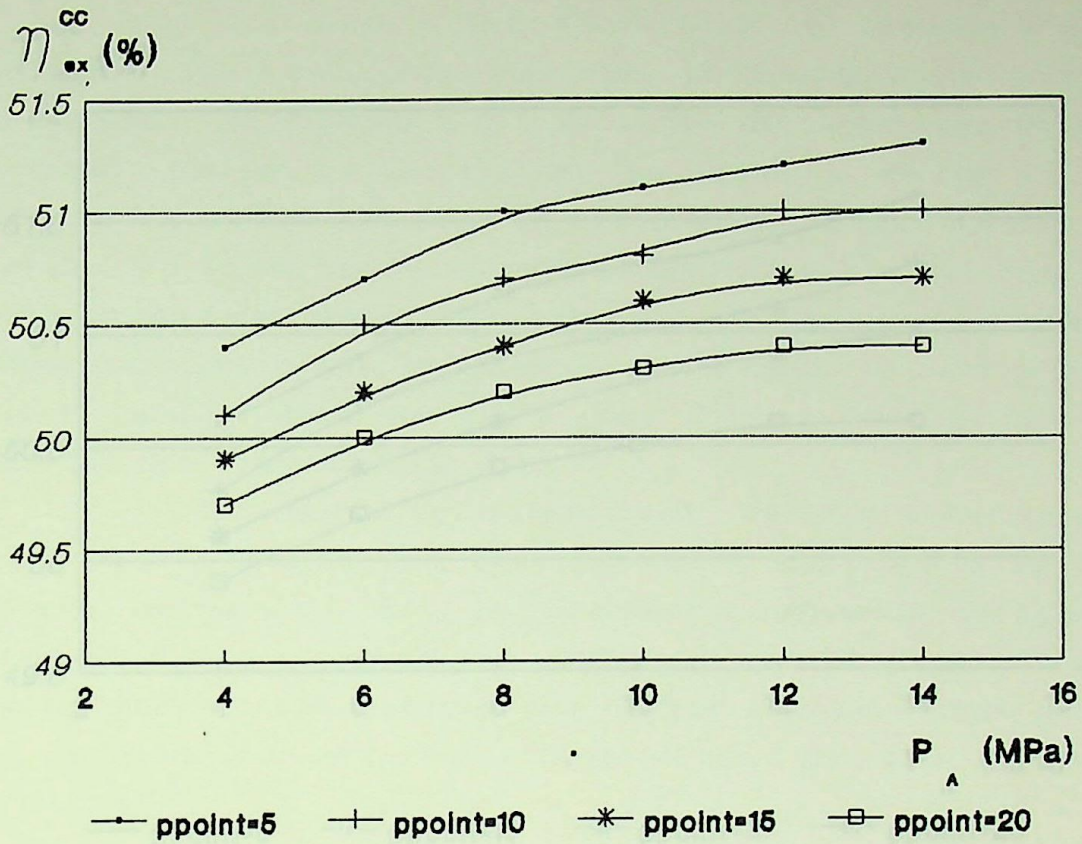


Figura 4.13 - Eficiência exergetica do CC: CRT com dois níveis de pressão/reaquecedor, um aquecedor e  $T_{al}=378$  K

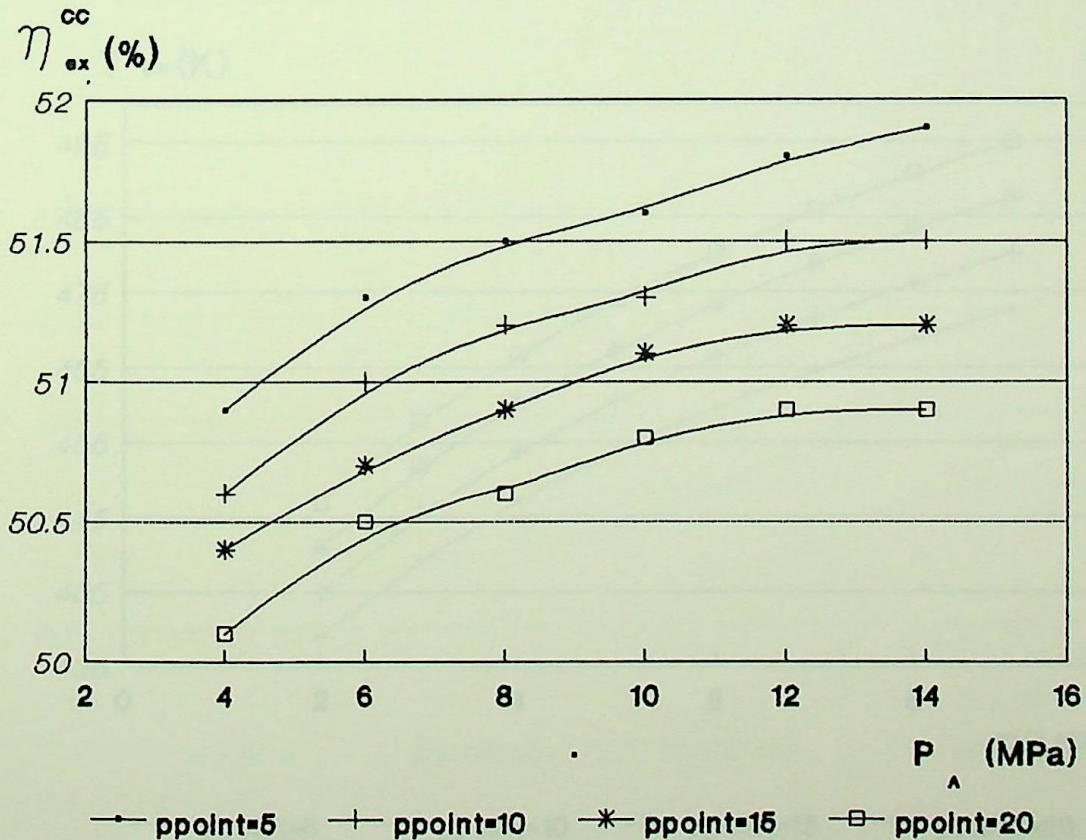


Figura 4.14 - Eficiência exergetica do CC: CRT com dois níveis de pressão/reaq., dois aquecedores,  $T_{al}=353$  K

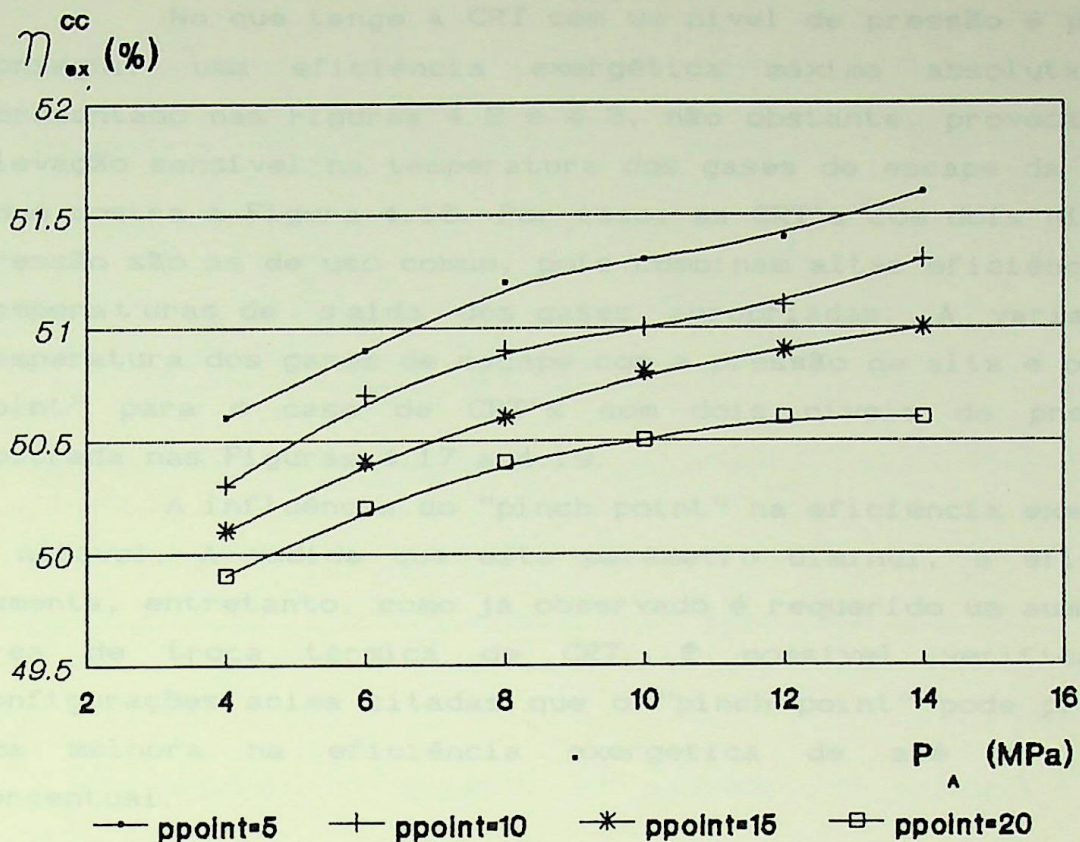


Figura 4.15 - Eficiência exergetica do CC: CRT com dois níveis de pressão/reaq., dois aquecedores,  $T_{al}=378$  K

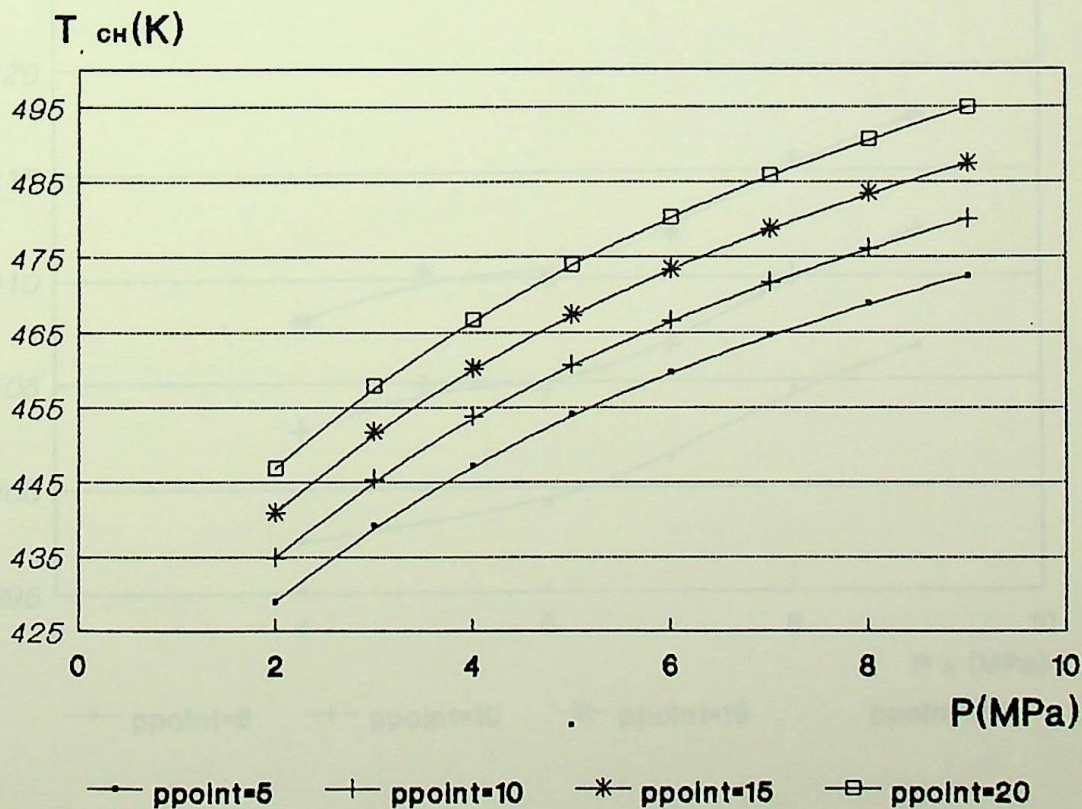


Figura 4.16 - Temperatura dos gases de escape na saída da CRT: um nível de pressão

No que tange à CRT com um nível de pressão é possível conseguir uma eficiência exergética máxima absoluta, como apresentado nas Figuras 4.2 e 4.3, não obstante, provocando uma elevação sensível na temperatura dos gases de escape da chaminé como mostra a Figura 4.16. Por isso, as CRT's com dois níveis de pressão são as de uso comum, pois combinam altas eficiências com temperaturas de saída dos gases apropriadas. A variação da temperatura dos gases de escape com a pressão de alta e o "pinch point" para o caso de CRT's com dois níveis de pressão é mostrada nas Figuras 4.17 a 4.19.

A influência do "pinch point" na eficiência exergética é notável. A medida que este parâmetro diminui, a eficiência aumenta, entretanto, como já observado é requerido um aumento da área de troca térmica de CRT. É possível verificar nas configurações acima citadas que o "pinch point" pode propiciar uma melhora na eficiência exergética de até um ponto percentual.

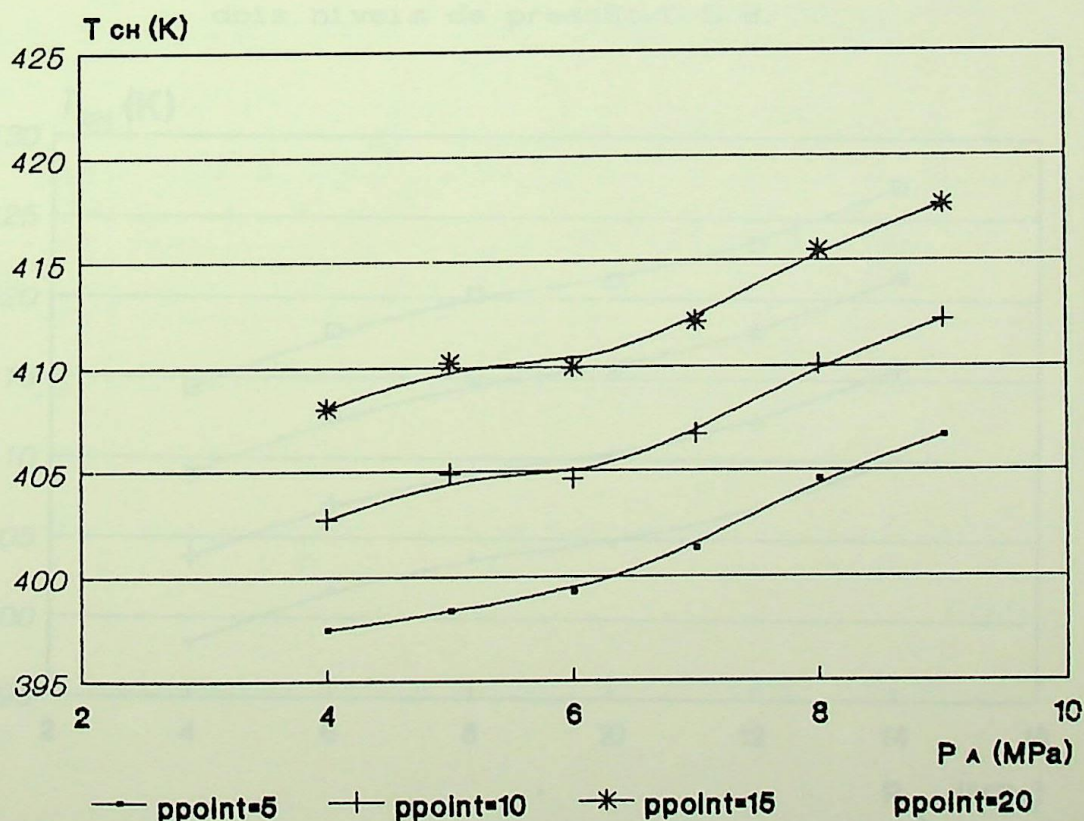


Figura 4.17 - Temperatura dos gases de escape na saída da CRT: dois níveis de pressão/S.S.B.

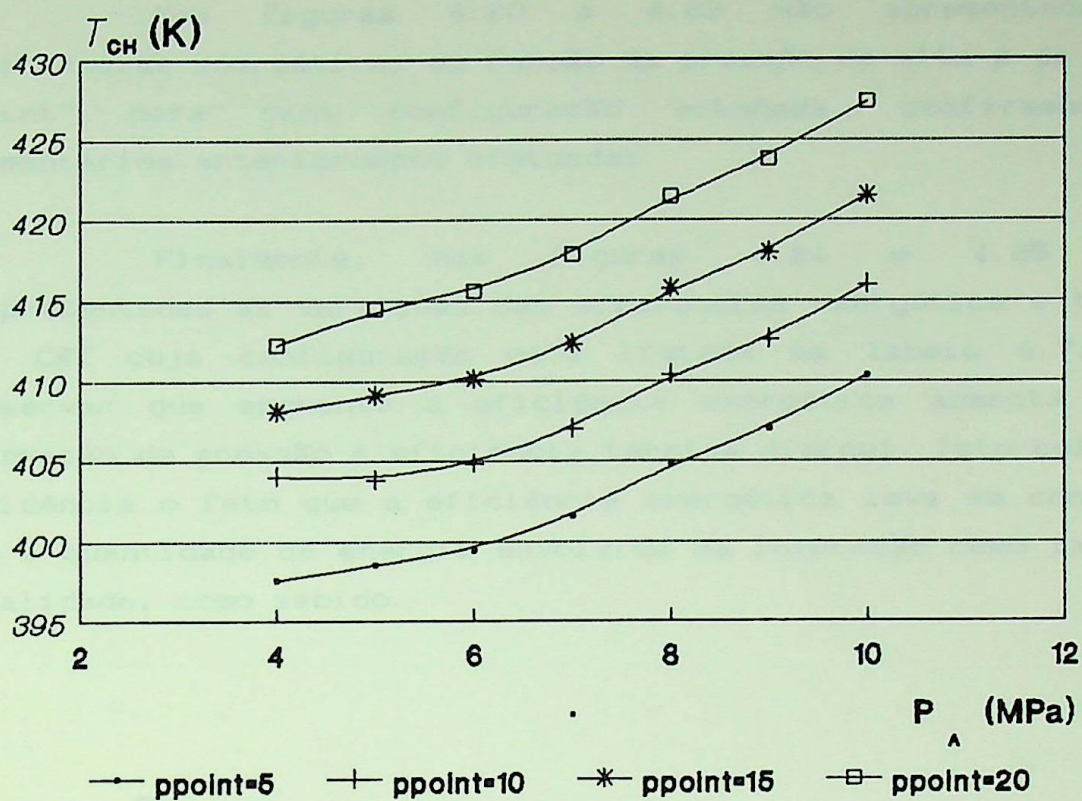


Figura 4.18 - Temperatura dos gases de escape na saída da CRT: dois níveis de pressão/C.S.B.

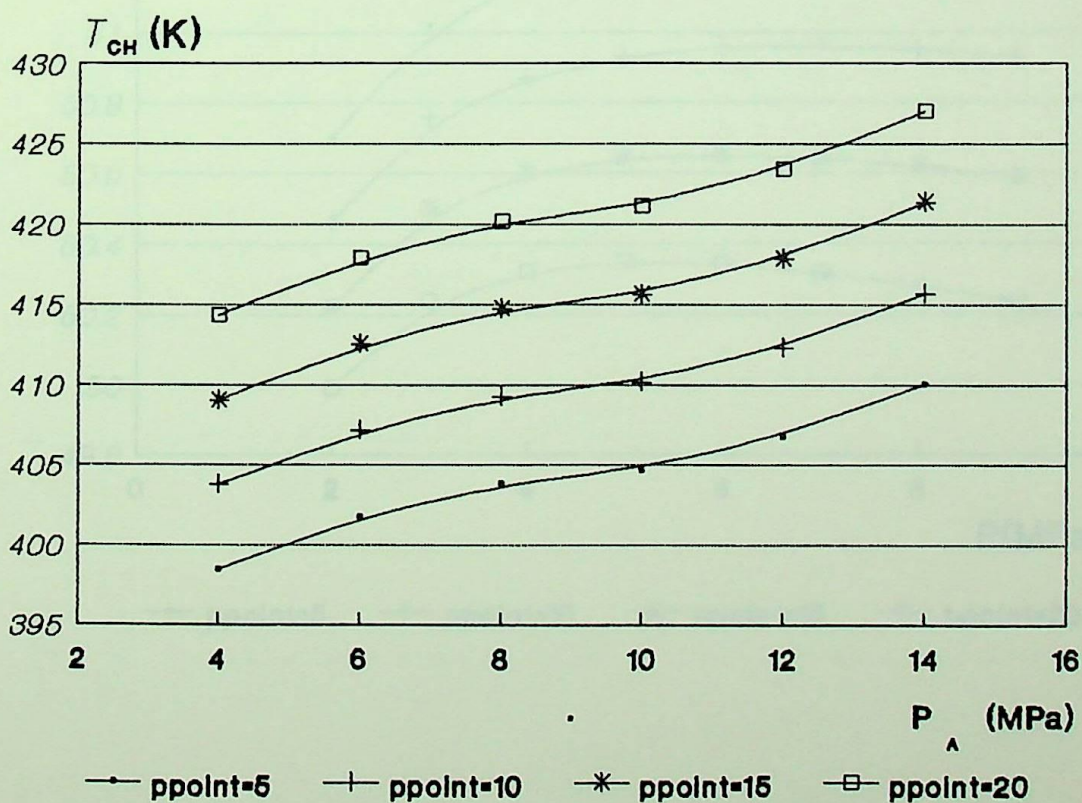


Figura 4.19 - Temperatura dos gases de escape na saída da CRT: dois níveis de pressão/reaquecedor

Nas Figuras 4.20 a 4.23 são apresentadas as eficiências energéticas em função da pressão de alta e do "pinch point" para cada configuração estudada, confirmando os comentários anteriormente efetuados.

Finalmente, nas Figuras 4.24 e 4.25 estão representadas as variações das eficiências exergética e térmica da CRT cuja configuração está listada na Tabela 4.7. Vale observar que enquanto a eficiência exergética aumenta com a elevação de pressão a eficiência térmica diminui. Isto coloca em evidência o fato que a eficiência exergética leva em conta não só a quantidade de energia envolvida na interação como também a qualidade, como sabido.

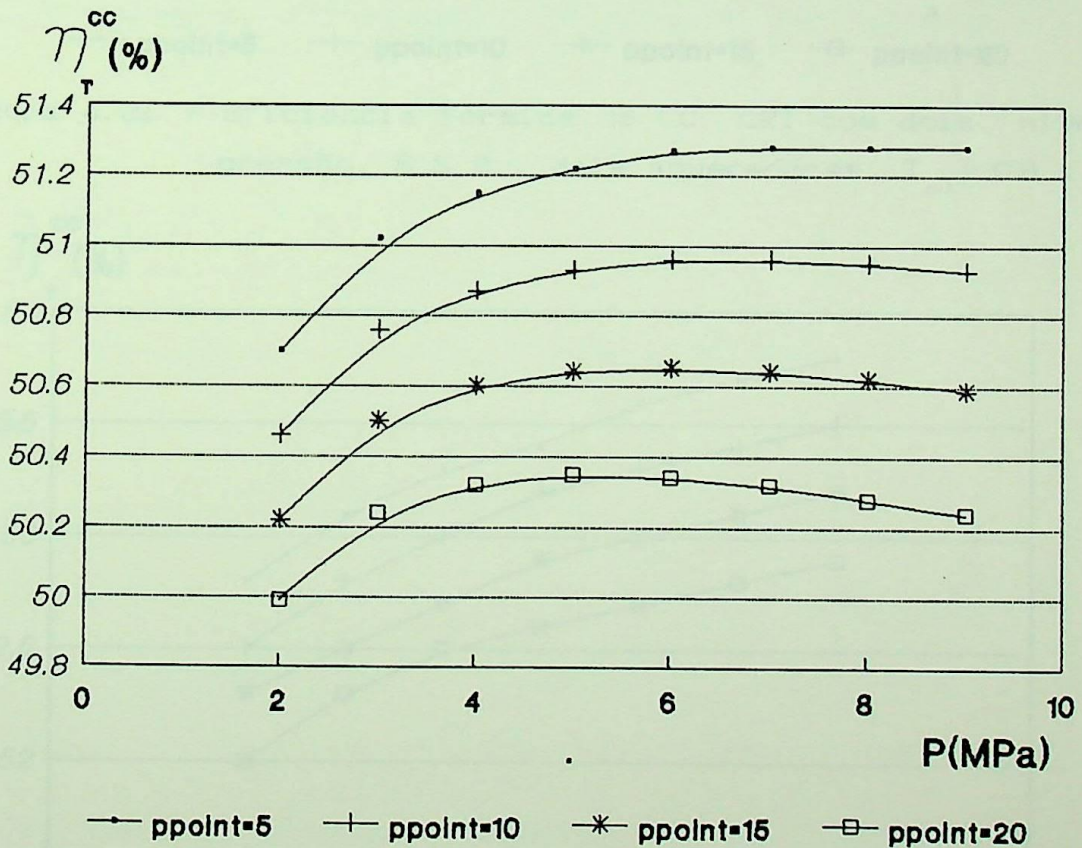


Figura 4.20 - Eficiência térmica do CC: CRT com um nível de pressão, dois aquecedores,  $T_{al} = 378$  K

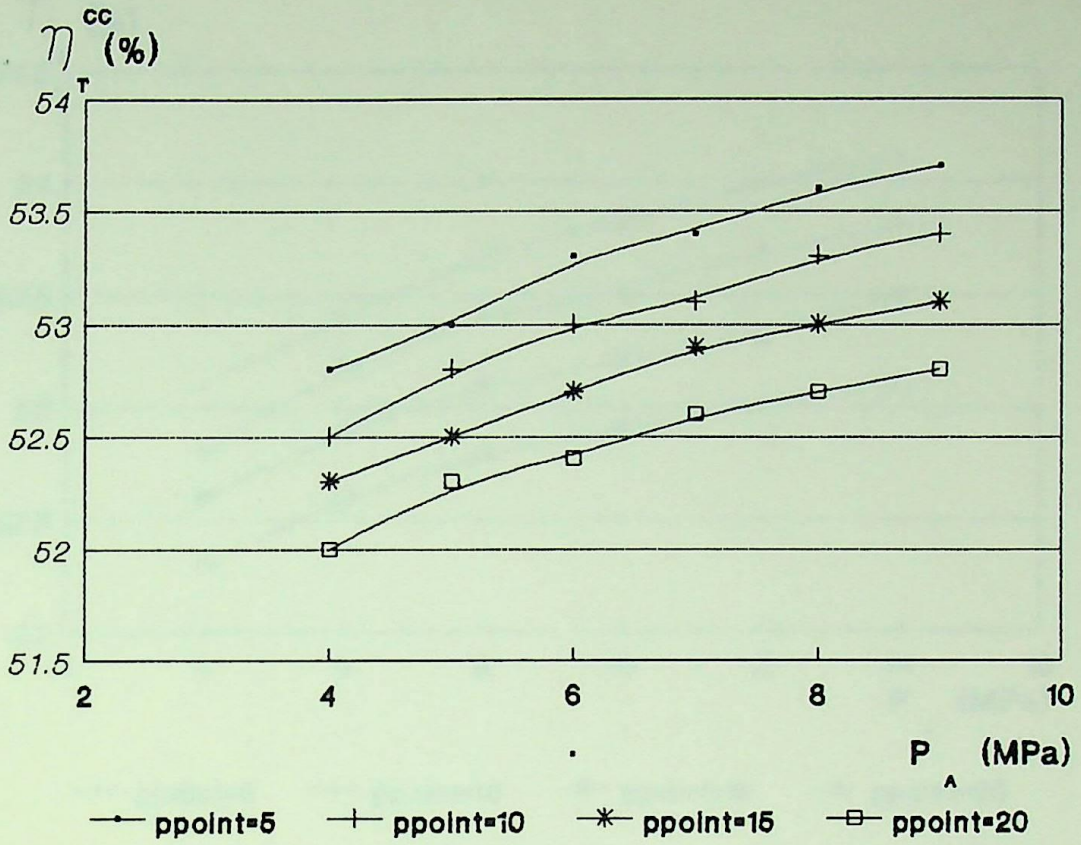


Figura 4.21 - Eficiência térmica do CC: CRT com dois níveis de pressão, S.S.B., dois aquecedores,  $T_{al}=378$  K

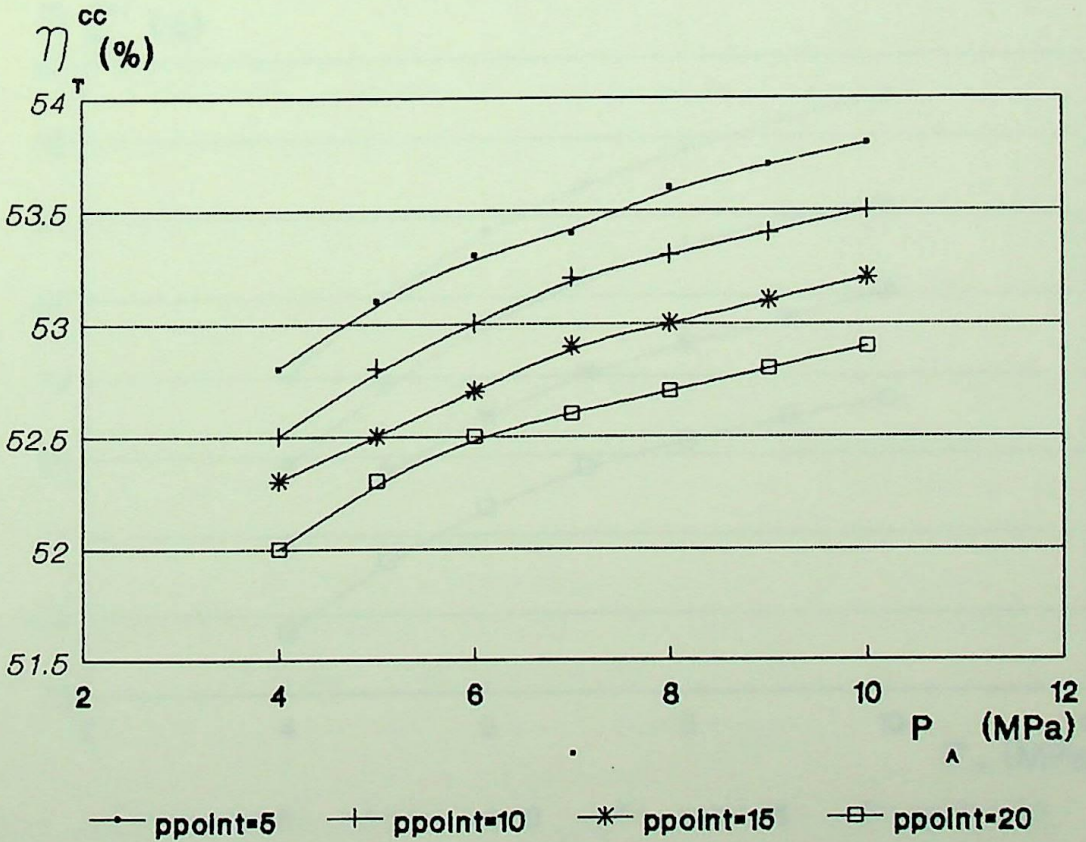


Figura 4.22 - Eficiência térmica do CC: CRT com dois níveis de pressão, C.S.B., dois aquecedores,  $T_{al}=378$  K

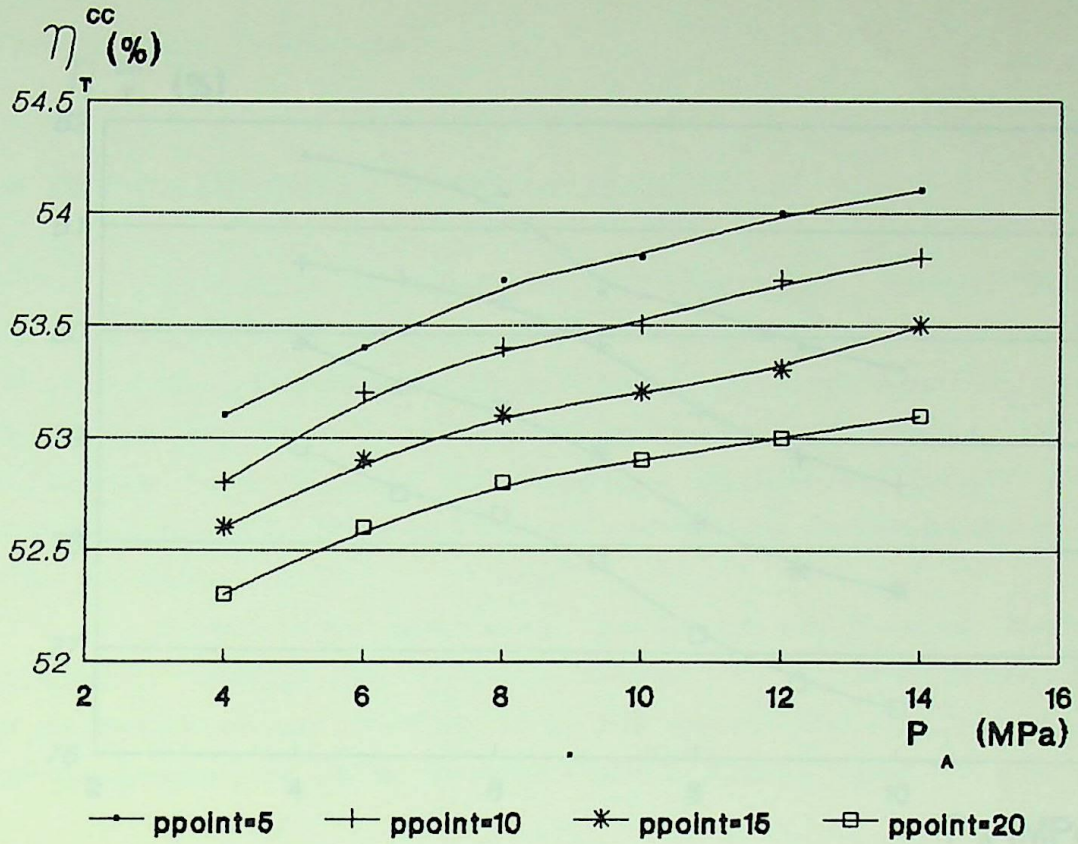


Figura 4.23 - Eficiência térmica do CC: CRT com dois níveis de pressão, com reaq., dois aquecedores,  $T_{al} = 378$  K

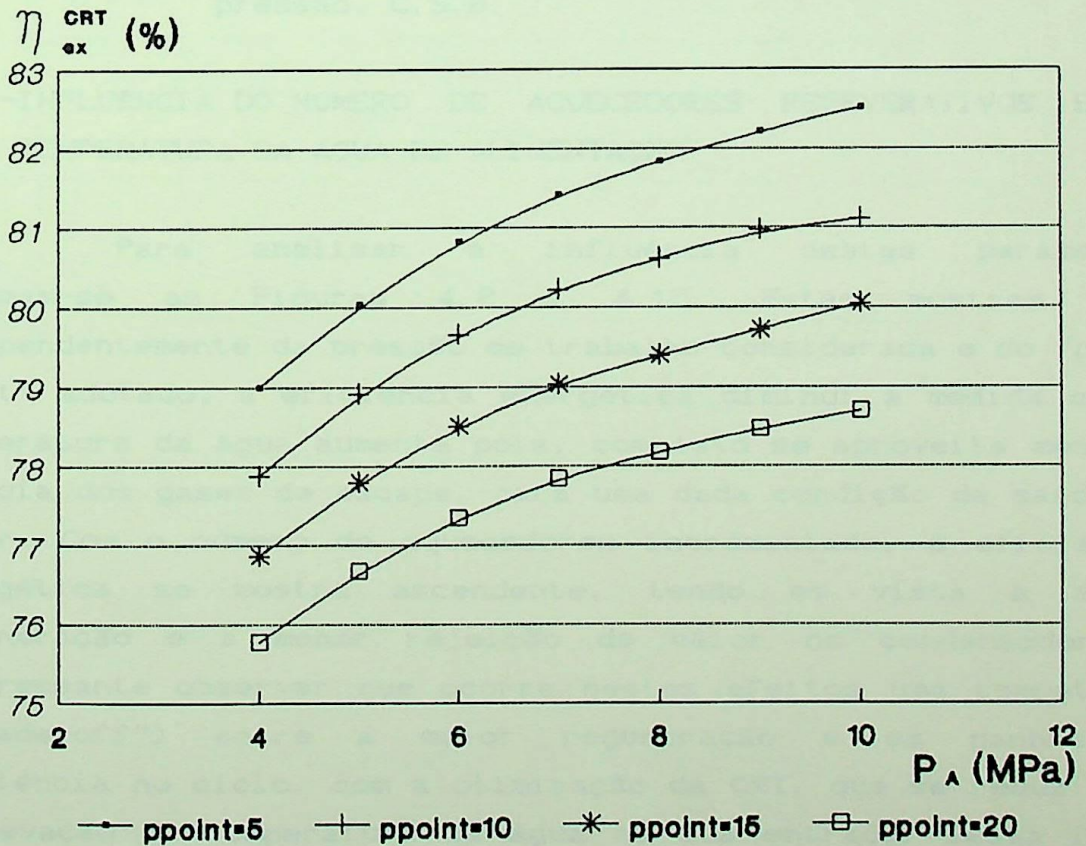


Figura 4.24 - Eficiência exergetica da CRT: dois níveis de pressão, C.S.B.

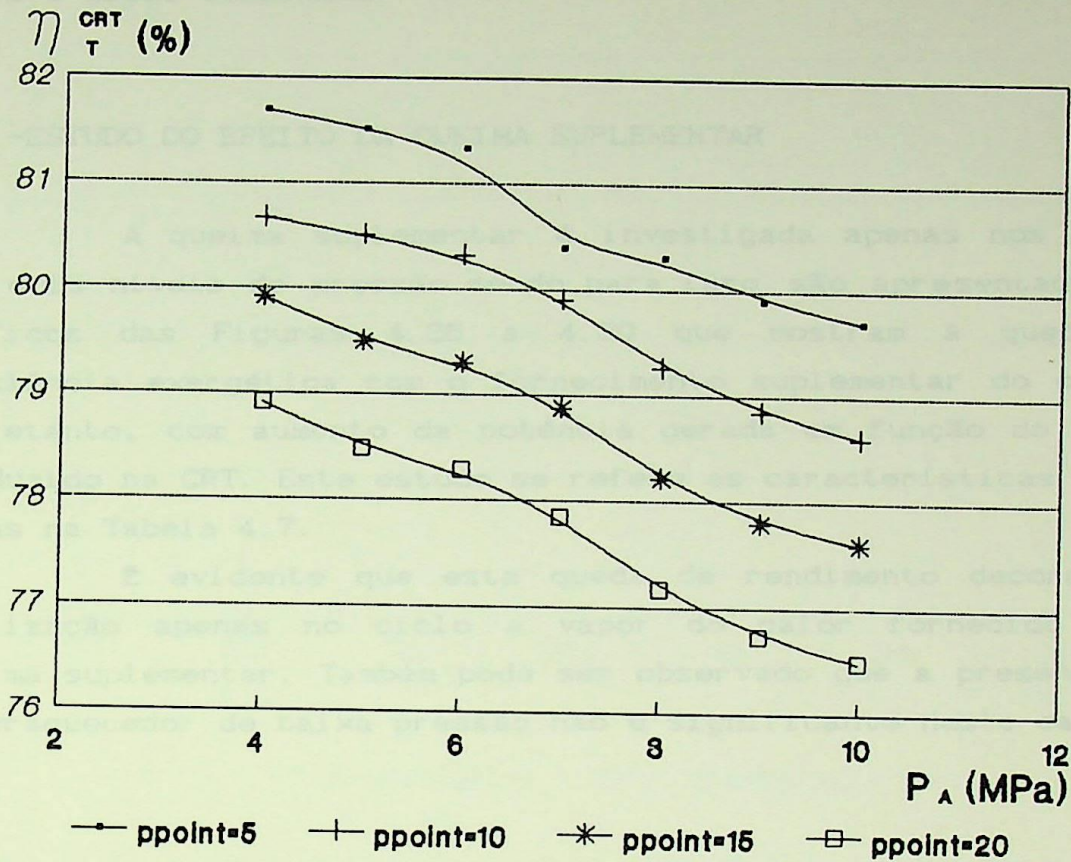


Figura 4.25 - Eficiência térmica da CRT: dois níveis de pressão, C.S.B.

#### 4.5 - INFLUÊNCIA DO NÚMERO DE AQUECEDORES REGENERATIVOS E DA TEMPERATURA DA ÁGUA DE ALIMENTAÇÃO

Para analisar a influência destes parâmetros retomam-se as Figuras 4.2 à 4.15. Estas mostram que, independentemente da pressão de trabalho considerada e do "pinch point" adotado, a eficiência exérgica diminui a medida que a temperatura da água aumenta pois, com isto se aproveita menos a energia dos gases de escape, para uma dada condição de saída do vapor. Com o número de aquecedores incrementado, a eficiência exérgica se mostra ascendente, tendo em vista a maior regeneração e a menor rejeição de calor no condensador. É interessante observar que ocorre nestes efeitos uma competição ("trade-off") entre a maior regeneração e os ganhos de eficiência no ciclo, com a otimização da CRT, que se reduz face a elevação da temperatura da água na sua entrada. Desta forma fica evidente que ao buscar reduzir as irreversibilidades no ciclo a vapor é fundamental ter-se em conta seu efeito global

sobre o ciclo combinado.

#### 4.6 -ESTUDO DO EFEITO DA QUEIMA SUPLEMENTAR

A queima suplementar é investigada apenas nos casos com dois níveis de pressão, sendo para isso são apresentados os gráficos das Figuras 4.26 a 4.30 que mostram a queda da eficiência exergetica com o fornecimento suplementar do calor, entretanto, com aumento da potência gerada em função do vapor produzido na CRT. Este estudo se refere às características listadas na Tabela 4.7.

É evidente que esta queda de rendimento decorre da utilização apenas no ciclo a vapor do calor fornecido pela queima suplementar. Também pode ser observado que a presença do superaquecedor de baixa pressão não é significativa neste caso.

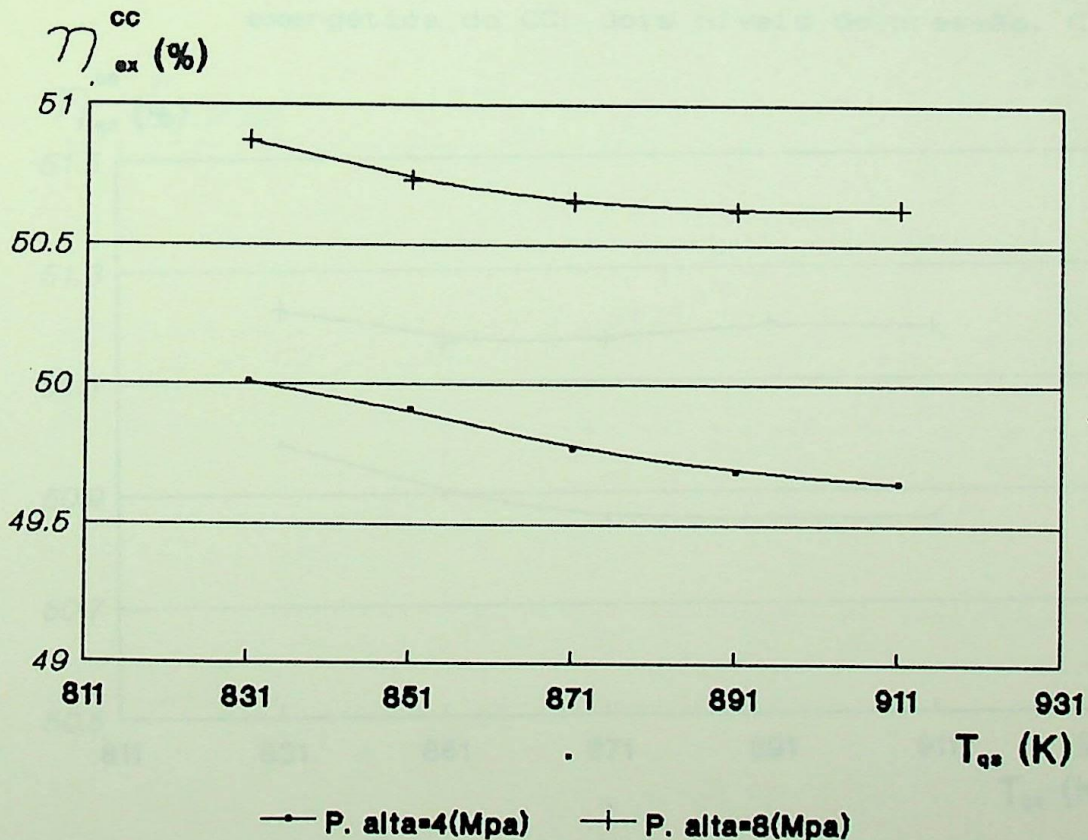


Figura 4.26 - Influência da queima suplementar na eficiência exergetica do CC: dois níveis de pressão, S.S.B.

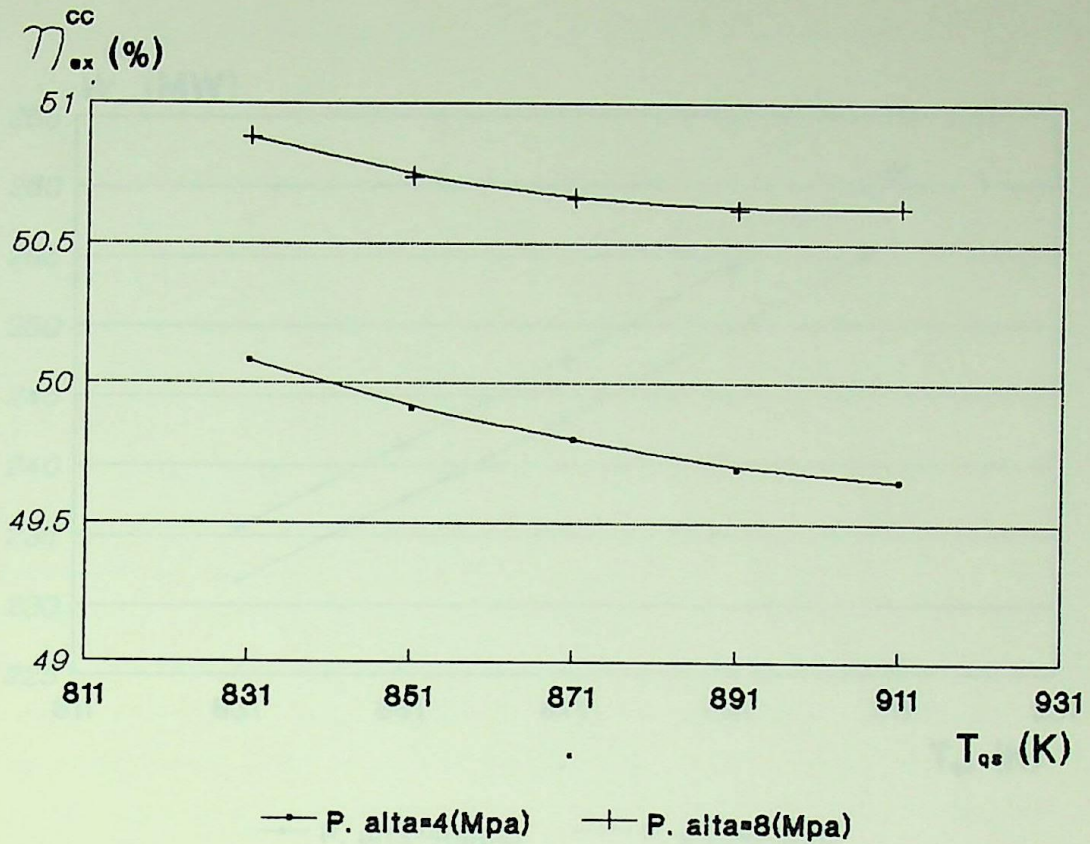


Figura 4.27 - Influência da queima suplementar na eficiência exérgica do CC: dois níveis de pressão, C.S.B.

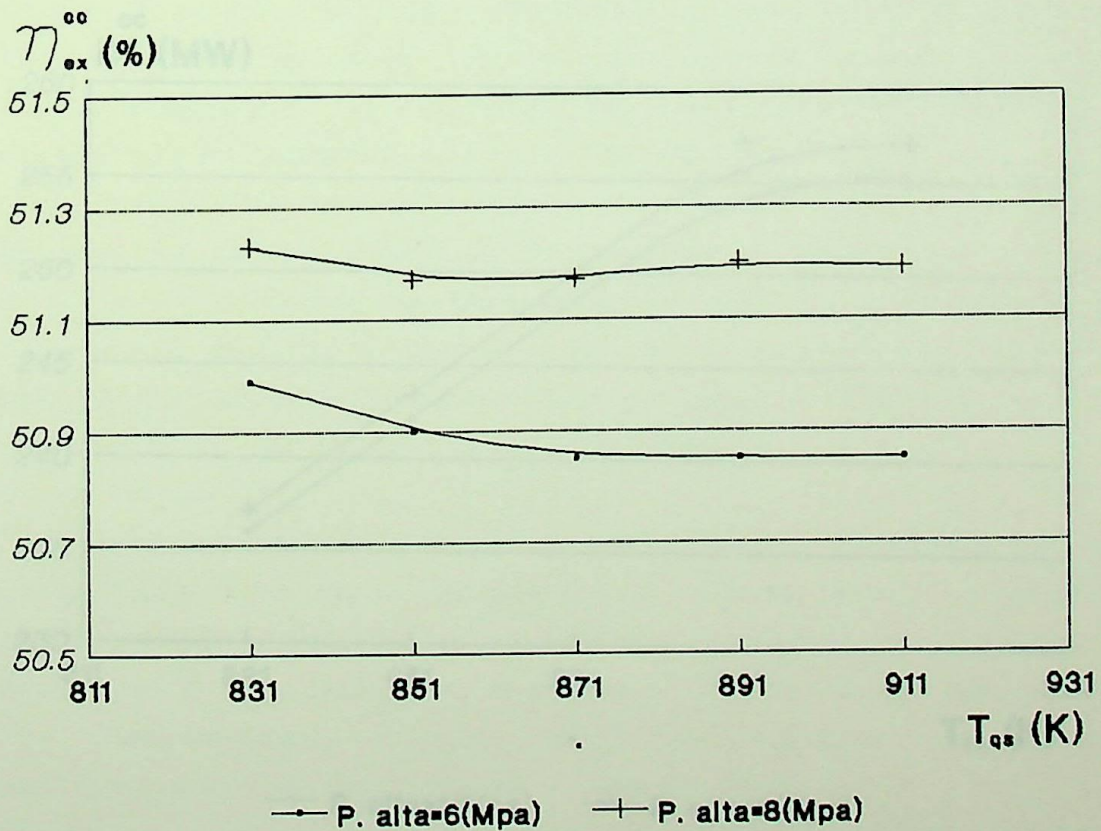


Figura 4.28 - Influência da queima suplementar na eficiência exérgica do CC: dois níveis de pressão, reaq.

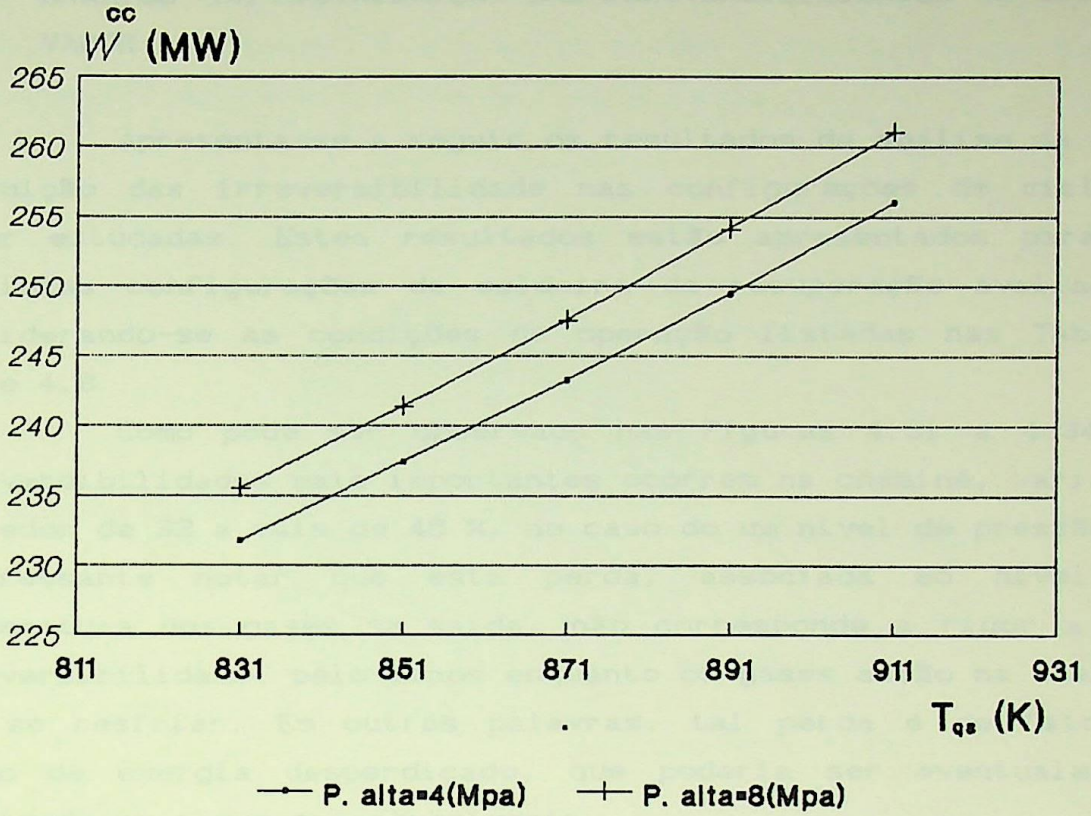


Figura 4.29 - Influência da queima suplementar na potência do CC: dois níveis de pressão, C.S.B.

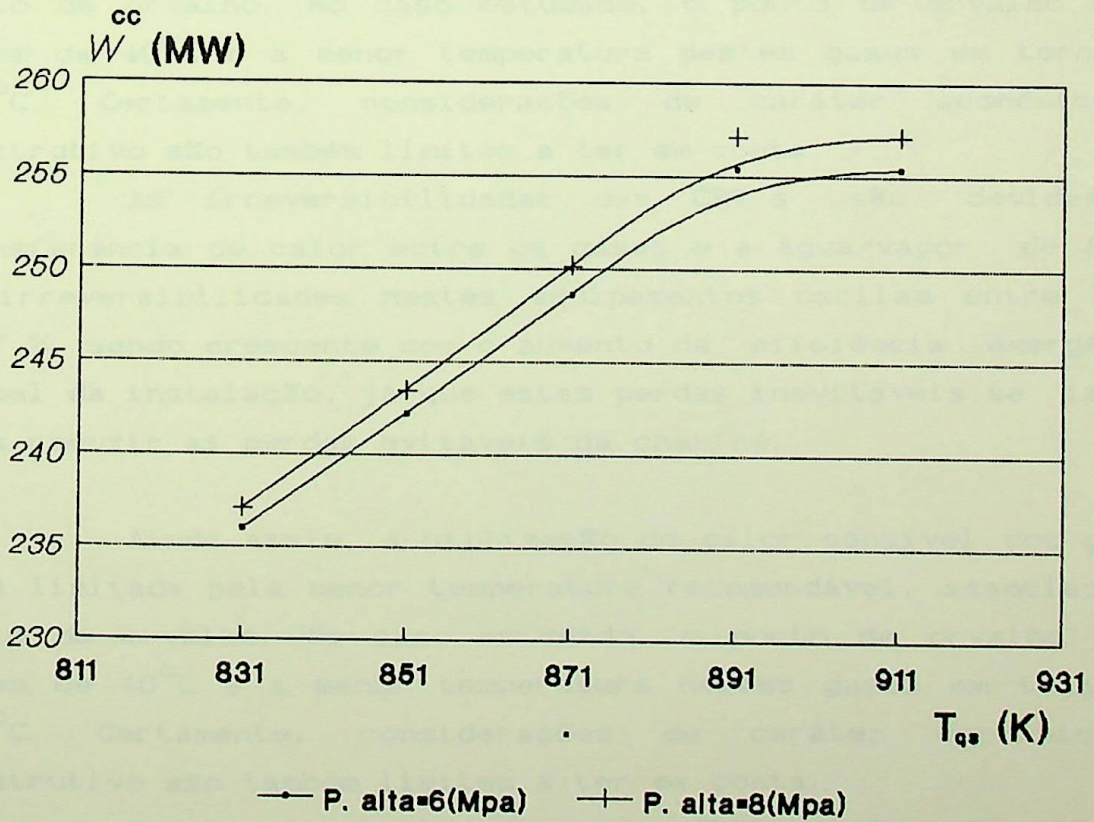


Figura 4.30 - Influência da queima suplementar na potência do CC: dois níveis de pressão, com reaquecedor

#### 4.7 - ANÁLISE DA DISTRIBUIÇÃO DAS IRREVERSIBILIDADES NO CICLO A VAPOR

Apresenta-se a seguir os resultados da análise da distribuição das irreversibilidades nas configurações de ciclo a vapor estudadas. Estes resultados estão apresentados para as distintas configurações de caldeira de recuperação avaliadas, considerando-se as condições de operação listadas nas Tabelas 4.7 e 4.8.

Como pode ser observado nas Figuras 4.31 a 4.34 as irreversibilidades mais importantes ocorrem na chaminé, variando ao redor de 32 a mais de 46 %, no caso do um nível de pressão. É interessante notar que esta perda, associada ao nível de temperatura dos gases na saída, não corresponde a rigor a uma irreversibilidade, pelo menos enquanto os gases estão na chaminé sem se resfriar. Em outras palavras, tal perda é de fato um fluxo de exergia desperdiçado, que poderia ser eventualmente utilizado em algum pré-aquecimento.

Ainda assim, a utilização do calor sensível dos gases está limitada pela menor temperatura recomendável, associada ao ponto de orvalho. No caso estudado, o ponto de orvalho é da ordem de 40°C e a menor temperatura destes gases em torno de 100°C. Certamente, considerações de caráter econômico e construtivo são também limites a ter em conta.

As irreversibilidades das CRT's são devidas a transferência de calor entre os gases e a água/vapor de água. As irreversibilidades nestes equipamentos oscilam entre 26 e 32.7 % sendo crescente com o aumento da eficiência exergética global da instalação, já que estas perdas inevitáveis se impõem para reduzir as perdas evitáveis da chaminé.

Ainda assim, a utilização do calor sensível dos gases está limitada pela menor temperatura recomendável, associada ao ponto de orvalho. No caso estudado, o ponto de orvalho é da ordem de 40°C e a menor temperatura destes gases em torno de 100°C. Certamente, considerações de caráter econômico e construtivo são também limites a ter em conta.

As irreversibilidades das CRT's são devidas a transferência de calor entre os gases e a água/vapor de água. As irreversibilidades nestes equipamentos oscilam entre 26 e

32.7 % sendo crescente com o aumento da eficiência exergética global da instalação, já que estas perdas inevitáveis se impõem para reduzir as perdas evitáveis da chaminé.

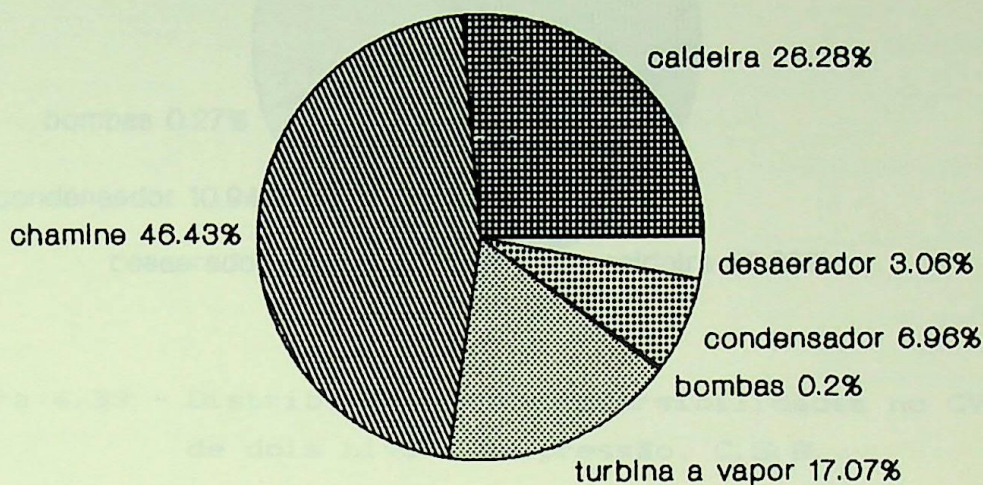


Figura 4.31 - Distribuição das irreversibilidades no CV com CRT de um nível de pressão

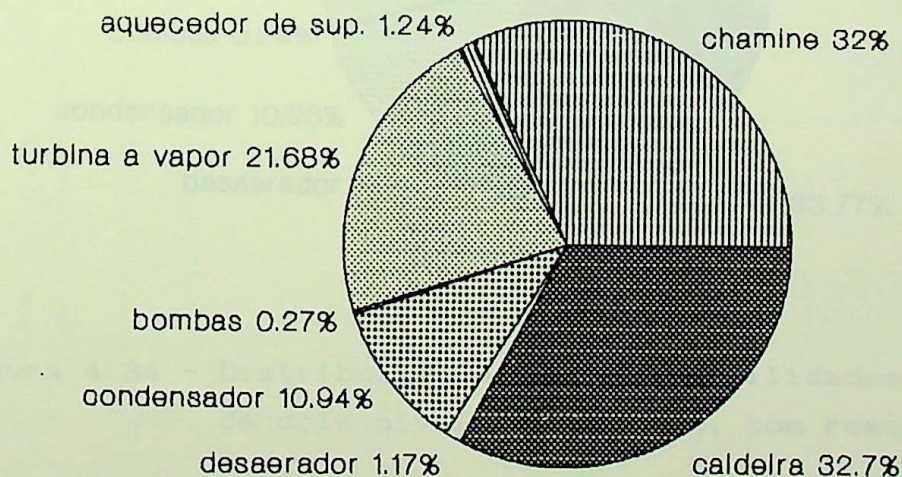


Figura 4.32 - Distribuição das irreversibilidades no CV com CRT de dois níveis de pressão, S.S.B.

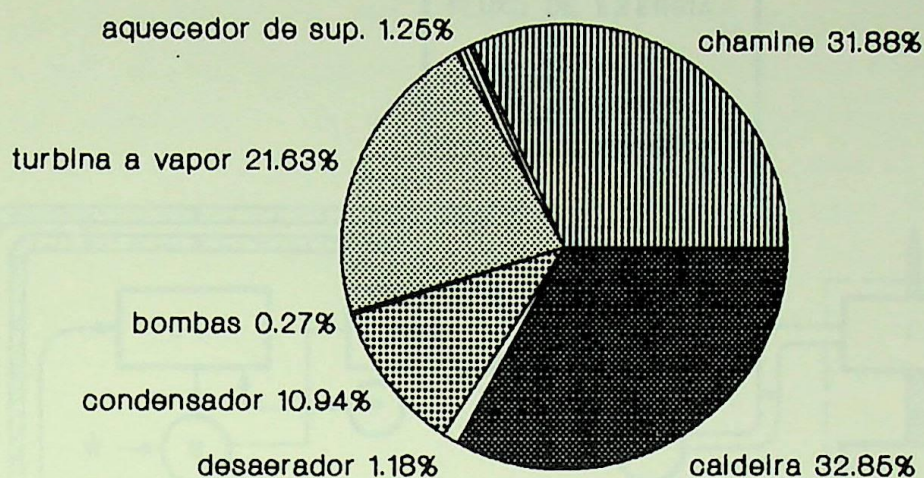


Figura 4.33 - Distribuição das irreversibilidades no CV com CRT de dois níveis de pressão, C.S.B.

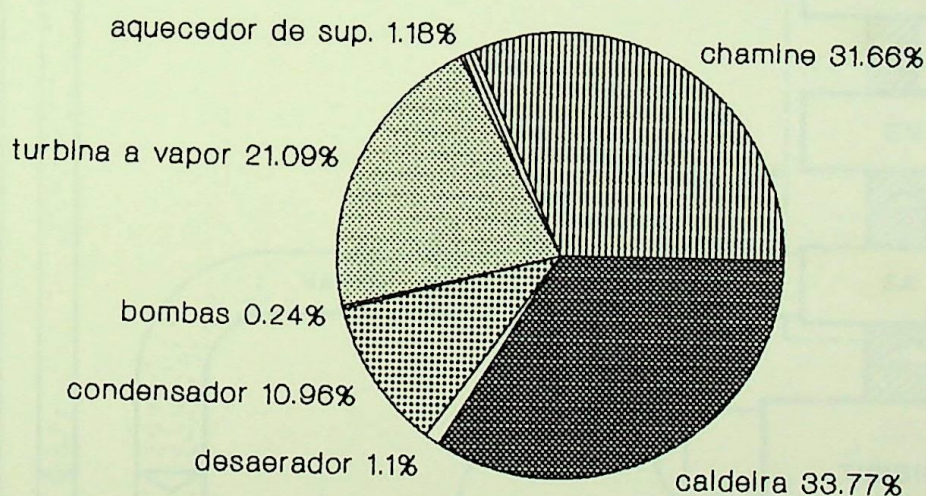


Figura 4.34 - Distribuição das irreversibilidades no CV com CRT de dois níveis de pressão, com reaquentador

#### 4.8 - CARACTERIZAÇÃO DOS FLUXOS DE EXERGIA EM CICLOS COMBINADOS

Neste item é apresentado um diagrama de Grassmann para o ciclo combinado que opera com uma CRT de dois níveis de pressão e superaquecedor de baixa.



Nesta configuração o aquecimento da água de alimentação é realizado através de dois aquecedores, um de superfície e outro de mistura. Os processos termodinâmicos desta configuração e as características técnicas correspondentes se encontram no apêndice 2. Do diagrama Grassmann representado na Figura 4.35 é possível identificar as magnitudes das irreversibilidades geradas em cada equipamento. As principais irreversibilidades já foram comentadas no item anterior.

Os recursos técnicos, bem como a quinta suposição e o uso de "bypass" na CPT, foram analisados através de estudos feitos a estes argumentos e aliado aos dados obtidos de uma de pilé natural por parte de BRACEL. Tais estudos possibilitam a real oportunidade para sua implementação, no âmbito regional, sobretudo nas comunidades de energia elétrica. Assim, tornam-se possíveis as análises de viabilidade termodinâmica para o que foi desenvolvido no presente estudo.

Por fim, o modelo proposto mantém-se válido para ser utilizado em análises termodinâmicas para qualquer processo com os seguintes parâmetros característicos dos equipamentos envolvidos a partir de sua eficiência característica de cada, de fato, obtendo-se um tempo e um esforço ao trabalhar com características de modelo em vez de características de equipamento de realidade por exemplo, mas que não compreendem os resultados de estudo. Para obter os resultados conseguidos com o modelo não há possibilidade de comparação com as características de cada um dos pilés analisados. A razão de se de restringir os modelos a uma condição de "Estreito", por exemplo, na literatura, talvez características em que esta variável é apresentada. Sendo isto, por exemplo, comenta que o ar extraído para resfriamento do gás de uma CG que trabalha com uma temperatura média de 1700 K e de 2,5% de fluxo de gases principal. O resultado de pressão média indica 2,5 K para os 10 e Siemens 201, 2 e 201, 2, que pode se considerar aceitável.

A análise pela Segunda Lei da Termodinâmica permitiu a investigação dos processos de aquecimento realista, identificando os pontos onde as irreversibilidades e que por isso requerem maiores investimentos no sentido de melhorá-los. Na análise da CPT e FFIMERS e Segunda Lei possibilita a identificação das causas de perda de energia ao fato de que apenas a Segunda Lei é capaz de avaliar a qualidade da energia produzida. A análise da CPT e FFIMERS

## 5 - CONCLUSÃO

Os ciclos combinados com seus altos desempenhos e diversas possibilidades de configuração se mostram como uma alternativa viável para a geração de energia elétrica. Seus recursos técnicos, como a queima suplementar e o uso de "by-pass" na CRT, lhes permitem diversos modos de operação. Frente a estes argumentos e aliado aos novos contatos de compra de gás natural por parte do Brasil, tais ciclos apresentam uma real oportunidade para sua implementação, no âmbito nacional, sobretudo nas concessionárias de energia elétrica. Assim, tornam-se oportunos os modelos de simulação termodinâmica como o que foi desenvolvido no presente estudo.

O modelo proposto mostrou-se apto para ser utilizado em análises preliminares pela razoável precisão com que reproduz as características dos equipamentos envolvidos a partir de uma reduzida quantidade de dados, de fácil obtenção. No que tange à TG, evitou-se trabalhar com características de domínio exclusivo dos fabricantes, os triângulos de velocidade por exemplo, sem que isto compromettesse os resultados do estudo. Para muitos dos resultados conseguidos com o modelo não foi possível a comparação com as características de catálogo das TG's analisadas. A massa de ar de resfriamento se encontra nessa condição. Entretanto, existe na literatura faixas características em que esta variável é apresentada. Bejan [48] por exemplo, comenta que o ar extraído para resfriamento das pás de uma TG que trabalha com uma temperatura máxima de 1700 K é de 3,5% do fluxo de gases principal. O resultado do presente estudo indica 2,8 % para as TG's Siemens V94.2 e V94.3, o que pode se considerar aceitável.

A análise pela Segunda Lei da Termodinâmica permitiu a investigação dos processos de maneira realista, identificando os pontos mais ineficientes e que por isso, requerem maiores investimentos no sentido de aperfeiçoamento. Na análise da CRT, a Primeira e Segunda Leis conduziram a resultados opostos. Isso se deve ao fato de que apenas a Segunda Lei é capaz de avaliar a qualidade da energia transferida. A partir da análise

exergética, foi possível estabelecer os modos mais eficientes de operação, em termos de aproveitamento dos recursos primários.

As possibilidades de desenvolver o modelo proposto são diversas. No que se refere ao ciclo como um todo sugere-se:

- a) A análise de diversas configurações de CRT's estudadas em cargas parciais;
- b) a implementação de outros métodos de resfriamento de pás para compará-los entre si do ponto de vista exergético;
- c) implementar nas CRT's o aquecimento da água de alimentação do desaerador com os gases da turbina a gás em um "loop" independente e comparar esta alternativa com aquela que usa vapor extraído da turbina;
- d) analisar a queima de outros combustíveis.

Particularmente quanto a análise pela Segunda Lei Sugere-se:

- a) O estudo através dos Coeficientes Estruturais, como proposto por Kotas [29];
- b) a análise termoeconômica dos ciclos.

Acredita-se que um estudo como o presente trabalho apresenta naturais limitações ao enfrentar um tema tão abrangente. Certamente maior disponibilidade de tempo permitiria buscar um tratamento paramétrico dos resultados, inclusive com uso de parâmetros adimensionalizados, bem como poderia ser efetuado um cotejo com maior número de casos da literatura. Não obstante, considera-se satisfatório o desenvolvimento de um programa flexível e razoavelmente simples de utilizar, que permite de modo expedito caracterizar os principais fluxos energéticos e exergéticos e fornece o desempenho global e dos principais equipamentos. Trata-se assim de uma ferramenta de potencial interesse na concepção básica destes ciclos, no estudo prévio de suas condições operacionais e ainda como auxiliar na capacitação de pessoal nesta área.

## APÊNDICE 1 - EQUAÇÕES TERMODINÂMICAS

A seguir são apresentadas as relações utilizadas para o cálculo dos calores específicos do ar (substâncias componentes), dos gases de combustão e do gás combustível (substâncias componentes) bem como as equações de entalpia, entropia e volume específico da água/vapor da água. Com ajuda das equações dos calores específicos são apresentados também os cálculos das entalpias das substâncias gasosas.

### A1.1 - CALORES ESPECIFICOS DOS GASES

As relações de calores específicos apresentadas em primeira instância são aquelas correspondentes aos seguintes gases,  $N_2$ ,  $O_2$ ,  $CO_2$  e  $H_2O$ . Estas relações se encontram em função da temperatura [K] e como mencionado foram desenvolvidas por Rivkin [55] numa faixa de utilização que varia de 233 até 1773 K com erro admissível de 0,5%. Assim a relação de calor específico para os mencionados gases foi equacionada da seguinte maneira:

$$C_p(T) = \sum_{n=-1}^7 a_n \left( \frac{T}{1000} \right)^n \quad (A1.1)$$

Onde os coeficientes dos calores específicos [kJ/kmol K] tomam valores listados na Tabela A1.1.

Logo, são listadas as relações utilizadas para o cálculo dos calores específicos dos hidrocarbonetos do gás natural, já que as relações para o  $CO_2$  e  $N_2$  foram explicitadas linhas acima. Estas também se encontram em função da temperatura [K] e são apresentadas por Jones [63] numa faixa de utilização de 300 até 1000 K. A relação para explicitar o calor específico de cada um dos hidrocarbonetos é dada por:

$$C_p(T) = R \sum_{n=0}^4 b_n T^n \quad (A1.2)$$

Onde os coeficientes,  $b_n$ , tomam os valores listados na Tabela A1.2.

$a_n$	$N_2$	$O_2$	$CO_2$	$H_2O$
$a_{-1}$	0	0	0	0,7314476
$a_0$	2,8298404	33,051759	17,640049	27,885805
$a_1$	12,689906	-41,834166	93,726944	8,4430197
$a_2$	-72,418092	148,02410	-130,37466	11,985297
$a_3$	185,36290	-205,02229	153,97055	-16,092233
$a_4$	-220,42323	145,36800	-139,99603	13,636273
$a_5$	137,35517	-52,290720	83,151862	-6,4729000
$a_6$	-43,809407	7,57707680	-27,578508	1,1891256
$a_7$	5,6619528	0	3,8298136	0

Tabela A1.1 - Coeficientes da equação A1.1

coef	$CH_4$	$C_2H_6$	$C_3H_8$	$C_4H_{10}$
$b_0$	$3,826 \times 10^0$	$8,293 \times 10^{-1}$	$-4,861 \times 10^{-1}$	$4,756 \times 10^{-1}$
$b_1$	$-3,979 \times 10^{-3}$	$2,075 \times 10^{-2}$	$3,663 \times 10^{-2}$	$4,465 \times 10^{-2}$
$b_2$	$2,456 \times 10^{-5}$	$-7,704 \times 10^{-6}$	$-1,890 \times 10^{-5}$	$-2,204 \times 10^{-5}$
$b_3$	$-2,273 \times 10^{-8}$	$8,756 \times 10^{-10}$	$3,814 \times 10^{-9}$	$4,207 \times 10^{-9}$
$b_4$	$6,963 \times 10^{-12}$	0	0	0

Tabela A1.2 - Coeficientes da equação A1.2

Na equação (A1.2) tem-se:

$C_p(T)$  - calor específico [kJ/kmol K];

R - constante universal dos gases [kJ/kmol K].

## A1.2 - ENTALPIAS DOS GASES

As entalpias das substâncias gasosas são explicitadas resolvendo a seguinte equação:

$$h = h_o + \int_{T_o}^T C_p(T) dT \quad (\text{A1.3})$$

No caso em que as substâncias gasosas são os seguintes gases,  $N_2$ ,  $O_2$ ,  $CO_2$  e  $H_2O$  tem-se:

$$h = h_o + 1000 \left[ a_{-1} \ln \left( \frac{T}{T_o} \right) + \sum_{n=0}^7 \frac{a_n}{n+1} \left[ \left( \frac{T}{1000} \right)^{n+1} - \left( \frac{T_o}{1000} \right)^{n+1} \right] \right] \quad (\text{A1.4})$$

onde os valores dos coeficientes,  $a_n$ , estão dados na Tabela A1.1 e os valores das entalpias de referência,  $h_o$ , estão dados na Tabela A1.3.

	$N_2$	$O_2$	$CO_2$	$H_2O$
$h_o$ (kJ/kmol K)	8664	8660	9368	9897

$$T_o = 298,15 \text{ K}$$

$$P_o = 0,1 \text{ MPa}$$

Tabela A1.3 - Entalpias de referência das substâncias gasosas,  $N_2$ ,  $O_2$ ,  $CO_2$ ,  $H_2O$

No caso em que as substâncias gasosas são os seguintes hidrocarbonetos tem-se:

$$h = h_o + R \sum_{n=0}^4 \frac{b_{n+1}}{n+1} \left[ T^{n+1} - T_o^{n+1} \right] \quad (\text{A1.5})$$

onde a Tabela A1.2 fornece os valores dos coeficientes  $b_n$  e a Tabela A1.4, listada a seguir, fornece os valores das entalpias de referência.

	CH <sub>4</sub>	C <sub>2</sub> H <sub>6</sub>	C <sub>3</sub> H <sub>8</sub>	C <sub>4</sub> H <sub>10</sub>
h <sub>o</sub> (kJ/kmol K)	10016	11874	14740	19276

$$T_o = 298,15 \text{ K}$$

$$P_o = 0,1 \text{ MPa}$$

Tabela A1.4 - Entalpias de referência dos hidrocarbonetos do gás natural

### A1.3 - PROPRIEDADES TERMODINAMICAS DA ÁGUA/VAPOR DA ÁGUA

Para a avaliação destas nas condições saturada e superaquecida utilizou-se equações elaboradas por Liley e Irvine [59] enquanto que, na condição de líquido resfriado, utilizou-se uma relação de calor específico dada por Boehm [64].

#### i) unidades

Temperatura : K;  
 Pressão : MPa;  
 Entalpia : kJ/kg;  
 Entropia : kJ/kg K;  
 Calor específico : kJ/kg K;  
 Volume específico: m<sup>3</sup>/kg

#### ii) constante

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

A apresentação das equações supracitadas é iniciada com aquelas que representam a condição saturada.

#### A1.3.1 - Temperaturas de Saturação

$$T_{sat} = A + \frac{B}{\ln [P_{sat}] + C} \quad (A1.6)$$

Se  $P_{sat}$  fica no seguinte intervalo:

$$0,000611 \leq P_{sat} \leq 12,33 \text{ MPa}$$

e cumpre a seguinte condição

$$273,16 \leq T_{sat} \leq 600 \text{ K}$$

tem-se:

$$A = 0,426776 \cdot 10^2$$

$$B = -0,38927 \cdot 10^4$$

$$C = -0,948654 \cdot 10$$

Enquanto se acontece:

$$12,33 \leq P_{sat} \leq 22,1 \text{ MPa}$$

$$600 \leq T_{sat} \leq 647,3 \text{ K}$$

tem-se:

$$A = -0,387592 \cdot 10^3$$

$$B = -0,125875 \cdot 10^5$$

$$C = -0,152578 \cdot 10^2$$

### A1.3.2 - Entalpias de Saturação

As entalpias de saturação podem ser avaliadas com a ajuda da equação listada a seguir,

$$h = h_o \left[ A + B T_c^{1/3} + C T_c^{5/6} + D T_c^{7/8} + \sum_{n=1}^7 E_n T_c^n \right] \quad (\text{A1.7})$$

onde:

$$T_c = \frac{T_{cr} - T_{sat}}{T_{cr}}$$

Os valores dos coeficientes dependem da condição do líquido/vapor sobre a linha de saturação.

## A1.3.2.1 - Entalpia do Líquido Saturado

Quando a condição é de líquido saturado, os coeficientes tomam os valores listados a seguir.

Se

$$273,16 \leq T_{\text{sat}} \leq 300 \text{ K}$$

tem-se:

$$A = 0.0$$

$$B = 0.0$$

$$C = 0.0$$

$$D = 0.0$$

$$E1 = 6.24698837 \cdot 10^2$$

$$E2 = -2.34385369 \cdot 10^3$$

$$E3 = -9.50812101 \cdot 10^3$$

$$E4 = 7.16287928 \cdot 10^4$$

$$E5 = -1.63535221 \cdot 10^5$$

$$E6 = 1.66531093 \cdot 10^5$$

$$E7 = -6.47854585 \cdot 10^4$$

$$h_o = 2.0993 \cdot 10^3$$

Se

$$300 \leq T_{\text{sat}} \leq 600 \text{ K}$$

tem-se:

$$A = 8.839230108 \cdot 10^{-1}$$

$$B = 0.0$$

$$C = 0.0$$

$$D = 0.0$$

$$E1 = -2.67172935$$

$$E2 = 6.22640035$$

$$E3 = -1.31789573 \cdot 10$$

$$E4 = -1.91322436$$

$$E5 = 6.87937653 \cdot 10$$

$$E6 = -1.24819906 \cdot 10^2$$

$$E7 = 7.21435404 \cdot 10$$

$$h_o = 2.0993 \cdot 10^3$$

Se

$$600 \leq T_{\text{sat}} \leq 6473 \text{ K}$$

tem-se:

$$\begin{aligned}
 A &= 1.0 \\
 B &= -4.41057805 \cdot 10^{-1} \\
 C &= -5.52255517 \\
 D &= 6.43994847 \\
 E1 &= -1.64578795 \\
 E2 &= -1.30574143 \\
 E3 &= 0.0 \\
 E4 &= 0.0 \\
 E5 &= 0.0 \\
 E6 &= 0.0 \\
 E7 &= 0.0 \\
 h_o &= 2.0993 \cdot 10^3
 \end{aligned}$$

#### A1.3.2.2 - Entalpia do Vapor Saturado

Quando a condição é de vapor saturado, os coeficientes tomam os valores listados a seguir.

Se

$$273,16 \leq T_{\text{sat}} \leq 647,3 \text{ K}$$

tem-se:

$$\begin{aligned}
 A &= 1.0 \\
 B &= 4.57874342 \cdot 10^{-1} \\
 C &= 5.08441288 \\
 D &= -1.48513244 \\
 E1 &= -4.81351884 \\
 E2 &= 2.69411792 \\
 E3 &= -1.39064542 \\
 E4 &= 7.04961689 \cdot 10^1 \\
 E5 &= -5.46840036 \\
 E6 &= 0.0 \\
 E7 &= 0.0 \\
 h_o &= 2.0993 \cdot 10^3
 \end{aligned}$$

#### A1.3.3 - Entropias de Saturação

As entropias sobre a linha de saturação podem ser avaliadas com ajuda da equação listada a seguir.

$$S = S_o \left[ A + B T_c^{1/3} + C T_c^{5/6} + D T_c^{7/8} + \sum_{n=1}^7 E_n T_c^n \right] \quad (A1.8)$$

onde:

$$T_c = \frac{T_{cr} - T_{sat}}{T_{cr}}$$

Os valores dos coeficientes dependem da condição do líquido/vapor sobre a linha de saturação.

#### A1.3.3.1 - Entropia do Líquido Saturado

Quando a condição é de líquido saturado os coeficientes tomam os valores listados a seguir:

Se

$$273 \leq T_{sat} \leq 300 \text{ K}$$

tem-se:

$$\begin{aligned} A &= 0.0 \\ B &= 0.0 \\ C &= 0.0 \\ D &= 0.0 \\ E1 &= -1.83692956 \cdot 10^3 \\ E2 &= 1.47066352 \cdot 10^4 \\ E3 &= -4.31466046 \cdot 10^4 \\ E4 &= 4.86066733 \cdot 10^4 \\ E5 &= 7.9975096 \cdot 10^4 \\ E6 &= -5.83339887 \cdot 10^4 \\ E7 &= 3.31400718 \cdot 10^4 \\ S_o &= 4.4289 \end{aligned}$$

Se

$$300 \leq T_{sat} \leq 600 \text{ K}$$

tem-se:

$$\begin{aligned} A &= 9.12762917 \cdot 10 \\ B &= 0.0 \end{aligned}$$

$$\begin{aligned}
 C &= 0.0 \\
 D &= 0.0 \\
 E1 &= -1.75702956 \cdot 10^3 \\
 E2 &= 1.6875095 \\
 E3 &= 5.82215341 \\
 E4 &= -6.33354786 \cdot 10 \\
 E5 &= 1.88076546 \cdot 10^2 \\
 E6 &= -2.52344531 \cdot 10^2 \\
 E7 &= 1.28058531 \cdot 10^2 \\
 S_o &= 4.4289
 \end{aligned}$$

Se

$$600 \leq T_{\text{sat}} \leq 647.3 \text{ K}$$

tem-se:

$$\begin{aligned}
 A &= 1.0 \\
 B &= -3.2481765 \cdot 10^{-1} \\
 C &= -2.990556709 \\
 D &= 3.23419 \\
 E1 &= -6.78067859 \cdot 10^{-1} \\
 E2 &= -1.91910364 \\
 E3 &= 0.0 \\
 E4 &= 0.0 \\
 E5 &= 0.0 \\
 E6 &= 0.0 \\
 E7 &= 0.0 \\
 S_o &= 4.4289
 \end{aligned}$$

#### A1.3.3.2 - Entropia do Vapor Saturado

Quando a condição é de vapor saturado os coeficientes tomam os valores listados a seguir.

Se

$$273,16 \leq T_{\text{sat}} \leq 647,3 \text{ K}$$

tem-se:

$$\begin{aligned}
 A &= 1 \\
 B &= 3.77391 \cdot 10^{-1}
 \end{aligned}$$

$$C = -2.78368$$

$$D = 6.93135$$

$$E1 = -4.34839$$

$$E2 = 1.34672$$

$$E3 = 1.75261$$

$$E4 = -6.22295$$

$$E5 = 9.99004$$

$$E6 = 0.0$$

$$E7 = 0.0$$

$$S_o = 4.4289$$

#### A1.3.4 - Volume Específico do Líquido Saturado

O volume específico do líquido saturado pode ser avaliado com ajuda da equação listada a seguir.

$$v = v_o \left[ A + B T_c^{1/3} + C T_c^{5/6} + D T_c^{7/8} + \sum_{n=1}^7 E_n T_c^n \right] \quad (A1.9)$$

onde:

$$T_c = \frac{T_{cr} - T_{sat}}{T_{cr}}$$

Os coeficientes tomam os valores listados a seguir,

Se

$$273,16 \leq T_{sat} \leq 647,3 \text{ K}$$

tem-se:

$$A = 1.0$$

$$B = -1.9153882$$

$$C = 1.2015186 \cdot 10^1$$

$$D = -7.8464025$$

$$E1 = -3.888614$$

$$E2 = 2.0582238$$

$$E3 = -2.0829991$$

$$E4 = 8.2180004 \cdot 10^{-1}$$

$$E5 = 4.7549742 \cdot 10^{-1}$$

$$E6 = 0.0$$

$$E7 = 0.0$$

$$v_0 = 3.155 \cdot 10^{-3}$$

### A1.3.5 - Entalpia do Vapor Superaquecido

A equação listada a seguir permite avaliar a entalpia do vapor na condição superaquecida:

$$h = \sum_{n=0}^2 A_n T^n - A_3 \exp\left[\frac{T_{\text{sat}} - T}{M}\right] \quad (\text{A1.10})$$

onde:

$$A_0 = B_{11} + B_{12} P + B_{13} P^2$$

$$A_1 = B_{21} + B_{22} P + B_{23} P^2$$

$$A_2 = B_{31} + B_{32} P + B_{33} P^2$$

$$A_3 = B_{41} + B_{42} T_{\text{sat}} + B_{43} T_{\text{sat}}^2 + B_{44} T_{\text{sat}}^3 + B_{45} T_{\text{sat}}^4$$

$$B_{11} = 2.04121 \cdot 10^3$$

$$B_{12} = -4.040021 \cdot 10^1$$

$$B_{13} = -4.8095 \cdot 10^{-1}$$

$$B_{21} = 1.610693$$

$$B_{22} = 5.472051 \cdot 10^{-2}$$

$$B_{23} = 7.517537 \cdot 10^{-4}$$

$$B_{31} = 3.383117 \cdot 10^{-4}$$

$$B_{32} = -1.975736 \cdot 10^{-5}$$

$$B_{33} = -2.87409 \cdot 10^{-7}$$

$$B_{41} = 1.70782 \cdot 10^3$$

$$B_{42} = -1.6994119 \cdot 10$$

$$B_{43} = 6.2746295 \cdot 10^{-2}$$

$$B_{44} = -1.0284259 \cdot 10^{-4}$$

$$B_{45} = 6.4561298 \cdot 10^{-8}$$

$$M = 4.5 \cdot 10$$

## A1.3.6 - Entropia do Vapor Superaquecido

A equação listada a seguir permite avaliar a entropia do vapor na condição superaquecida:

$$S = \sum_{n=0}^4 A_n T^n + B_1 \ln [10 P + B_1] - \sum_{n=0}^4 C_n T_{sat}^n e^{\left[ \frac{T_{sat} - T}{M} \right]} \quad (A1.11)$$

$A_0 = 4.6162961$	$C_0 = 1.777804$
$A_1 = 1.039008 \cdot 10^{-2}$	$C_1 = -1.802468 \cdot 10^{-2}$
$A_2 = -9.873085 \cdot 10^{-6}$	$C_2 = 6.855459 \cdot 10^{-5}$
$A_3 = 5.43411 \cdot 10^{-9}$	$C_3 = -1.184424 \cdot 10^{-7}$
$A_4 = -1.170465 \cdot 10^{-12}$	$C_4 = 8.142201 \cdot 10^{-11}$
$B_1 = -4.650306 \cdot 10^{-1}$	$M = 8.5$
$B_2 = 1 \cdot 10^{-3}$	

## A1.3.7 - Calor Específico da Água Líquida

A equação a seguir permite avaliar a exergia de fluxo e a entalpia do líquido comprimido.

$$C_a = 2,823 + 11,83 \cdot 10^{-3} T - 35,05 \cdot 10^{-6} T^2 + 36,02 \cdot 10^{-9} T^3 \quad (A1.12)$$

válida na faixa de temperatura de 273 a 623 K.

## APÊNDICE 2 - RESULTADOS DO PROGRAMA "GASEVAP"

A seguir, são apresentados os dados de entrada e os resultados de uma análise em ciclos combinados com ajuda do programa "GASEVAP", assim como os processos termodinâmicos correspondentes do ciclo a vapor.

```

*****
#                                     -DATOS_ENT-                                     #
#                                                                              #
#          LEITURA DOS PARAMETROS DE ENTRADA ASSOCIADOS AO                    #
#          PROGRAMA          GASEVAP                                          #
*****10-02-93*****

```

A-> CRITERIOS DE OTIMIZACAO :

1-> MAXIMIZAR A EFICIENCIA TERMICA DO CICLO  
2-> MAXIMIZAR A EFICIENCIA EXERGETICA DO CICLO  
3-> MAXIMIZAR A POTENCIA GERADA

A1. CRITERIO.....(-)= 2

B-> PARAMETROS OBJETOS DA ANALISE:

0-> NENHUM  
1-> TEMPERATURA DE REFERENCIA  
2-> PRESSAO DE ALTA DA CALDEIRA  
3-> TEMPERATURA DA AGUA DE ALIMENTACAO  
4-> PINCH POINT  
5-> DIFERENCA TERMINAL DE TEMPERATURA DA ALTA PRESSAO  
6-> DIFERENCA TERMINAL DE TEMPERATURA DO CONDENSADOR  
7-> INCREMENTO DE TEMPERATURA DA AGUA DE RESFRIAMENTO  
8-> DIFERENCA TERMINAL DE TEMPERATURA DO AQUE. DE SUPERF.  
9-> PRESSAO DE REAQUECIMENTO  
10-> QUEIMA SUPLEMENTAR  
11-> DIFERENCA TERMINAL DE TEMPERATURA DA BAIXA PRESSAO

B1. PARAMETRO.....(-)= 7  
B2. NUMERO DE SITUACOES.....(-)= 1

C-> ESTADO DE REFERENCIA:

C1. ALTITUDE DO LOCAL.....(m)= 0.00  
C2. TEMPERATURA DE BULBO UMIDO.....(K)= 294.15  
C3. TEMPERATURA DE BULBO SECO.....(K)= 298.15  
C4. FRACAO MOLAR DO CO2 NO AR SECO.....(-)= 3.0E-4  
C5. FRACAO MOLAR DO O2 NO AR SECO.....(-)= 0.2099  
C6. FRACAO MOLAR DO N2 NO AR SECO.....(-)= 0.7898

D->COMBUSTIVEL->GAS NATURAL:

COMPOSICAO (ANALISE VOLUMETRICA ADIMENSIONAL) :

D1. PERCENTAGEM DO METANO.....(-)= 0.911  
D2. PERCENTAGEM DO ETANO.....(-)= 0.047  
D3. PERCENTAGEM DO BUTANO.....(-)= 0.017  
D4. PERCENTAGEM DO PROPANO.....(-)= 0.014  
D5. PERCENTAGEM DO CO2.....(-)= 0.005  
D6. PERCENTAGEM DO N2.....(-)= 0.006

E-> TURBINA A GAS:

E1.	NUMERO DE ESTAGIO DO COMPRESSOR.....	(-)=	17
E2.	NUMERO DE ESTAGIO DA TURBINA.....	(-)=	4
E3.	RELACAO DE PRESSAO DO COMPRESSOR.....	(-)=	10,90
E4.	TEMPERATURA MAXIMA NA ENTRADA DA TURBINA.....	(K)=	1323,15
E5.	EFICIENCIA POLITROPICA DO COMPRESSOR.....	(-)=	0,90
E6.	EFICIENCIA POLITROPICA DA TURBINA.....	(-)=	0,92
E7.	POTENCIA GERADA PELA TURBINA A GAS.....	(Mw)=	150,00
E8.	GRAU DE REACAO DAS PAS DA TURBINA.....	(-)=	0,50
E9.	PERDA DE PRESSAO NA ADMISSAO DO COMPRESSOR.....	(MPa)=	0,00
E10.	PERDA DE PRESSAO NA CAMARA DE COMBUSTAO.....	(MPa)=	0,00

-> OBS: CASO EXISTA RESFRIAMENTO ESTE SERA FEITO  
MEDIANTE A MODALIDADE "FILM COOLING".

E9.	TEMPERATURA MAXIMA DO METAL NO ESTATOR..1(TURB)...	(K)=	1200,00
E10.	TEMPERATURA MAXIMA DO METAL NO ROTOR...1(TURB)...	(K)=	1200,00
E11.	TEMPERATURA MAXIMA DO METAL NO ESTATOR..2(TURB)...	(K)=	1200,00
E12.	TEMPERATURA MAXIMA DO METAL NO ROTOR...2(TURB)...	(K)=	1200,00
E13.	TEMPERATURA MAXIMA DO METAL NO ESTATOR..3(TURB)...	(K)=	1200,00
E14.	TEMPERATURA MAXIMA DO METAL NO ROTOR...3(TURB)...	(K)=	1200,00
E15.	TEMPERATURA MAXIMA DO METAL NO ESTATOR..4(TURB)...	(K)=	1200,00
E16.	TEMPERATURA MAXIMA DO METAL NO ROTOR...4(TURB)...	(K)=	1200,00
E17.	FATOR DE FORMA TERMICO DO ESTATOR..1..(TURB).....	(-)=	0,1000
E18.	FATOR DE FORMA TERMICO DO ROTOR...1..(TURB).....	(-)=	0,0562
E19.	FATOR DE FORMA TERMICO DO ESTATOR..2..(TURB).....	(-)=	0,0360
E20.	FATOR DE FORMA TERMICO DO ROTOR...2..(TURB).....	(-)=	0,0250
E21.	FATOR DE FORMA TERMICO DO ESTATOR..3..(TURB).....	(-)=	0,1000
E22.	FATOR DE FORMA TERMICO DO ROTOR...3..(TURB).....	(-)=	0,0562
E23.	FATOR DE FORMA TERMICO DO ESTATOR..4..(TURB).....	(-)=	0,0360
E24.	FATOR DE FORMA TERMICO DO ROTOR...4..(TURB).....	(-)=	0,0250
E25.	COEFICIENTE "A" DO ESTATOR..1.....(TURB).....	(-)=	0,0500
E26.	COEFICIENTE "A" DO ROTOR...1.....(TURB).....	(-)=	0,0400
E27.	COEFICIENTE "A" DO ESTATOR..2.....(TURB).....	(-)=	0,0500
E28.	COEFICIENTE "A" DO ROTOR...2.....(TURB).....	(-)=	0,0400
E29.	COEFICIENTE "A" DO ESTATOR..3.....(TURB).....	(-)=	0,0500
E30.	COEFICIENTE "A" DO ROTOR...3.....(TURB).....	(-)=	0,0400
E31.	COEFICIENTE "A" DO ESTATOR..4.....(TURB).....	(-)=	0,0500
E32.	COEFICIENTE "A" DO ROTOR...4.....(TURB).....	(-)=	0,0400
E33.	COEFICIENTE "B" DO ESTATOR..1.....(TURB).....	(-)=	0,9000
E34.	COEFICIENTE "B" DO ROTOR...1.....(TURB).....	(-)=	0,9000
E35.	COEFICIENTE "B" DO ESTATOR..2.....(TURB).....	(-)=	0,9000
E36.	COEFICIENTE "B" DO ROTOR...2.....(TURB).....	(-)=	0,9000
E37.	COEFICIENTE "B" DO ESTATOR..3.....(TURB).....	(-)=	0,9000
E38.	COEFICIENTE "B" DO ROTOR...3.....(TURB).....	(-)=	0,9000
E39.	COEFICIENTE "B" DO ESTATOR..4.....(TURB).....	(-)=	0,9000
E40.	COEFICIENTE "B" DO ROTOR...4.....(TURB).....	(-)=	0,9000

F-> QUEIMA SUPLEMENTAR:

ALTERNATIVAS DE IMPLEMENTACAO:

1-> SEM QUEIMA SUPLEMENTAR

2-> COM QUEIMA SUPLEMENTAR

PARAMENTROS:

F1. EXISTE QUEIMA SUPLEMENTAR.....(-)= 1

## G-&gt; CALDEIRA DE RECUPERACAO:

## ALTERNATIVAS DE CONFIGURACAO :

- 1-> UM NIVEL DE PRESSAO, SAINDO VAPOR SUPERAQUECIDO.  
 2-> DOIS NIVEIS DE PRESSAO, SAINDO VAPOR SUPERAQUECIDO NA SAIDA DE ALTA E VAPOR SATURADO NA BAIXA .  
 3-> DOIS NIVEIS DE PRESSAO COM VAPOR SUPERAQUECIDO NAS DUAS SAIDAS .  
 4-> DOIS NIVEIS DE PRESSAO, COM VAPOR SUPERAQUECIDO NAS DUAS SAIDAS E REAQUECIMENTO INTERMEDIARIO .

## PARAMETROS:

G1. CONFIGURACAO DA CALDEIRA.....	(-)=	3
G2. TEMPERATURA DA AGUA DE ALIMENTACAO.....	(K)=	378.15
G3. PRESSAO DO SISTEMA DE ALTA.....	(Mpa)=	10.00
G4. DIFERENCA TERMINAL DE TEMPERATURA.A.P.....	(K)=	50.00
G5. DIFERENCA TERMINAL DE TEMPERATURA.B.P.....	(K)=	30.00
G6. PINTCH POINT DO SISTEMA DE ALTA PRESSAO.....	(K)=	5.00
G7. PINTCH POINT DO SISTEMA DE BAIXA PRESSAO.....	(K)=	5.00
G8. PRESSAO DE REAQUECIMENTO COMO UMA PERCENTAGEM DA - PRESSAO DE BAIXA.....	(-)=	0.00
G9. PERDA DE PRESSAO DOS GASES NA CRT.....	(MPa)=	0.00

## H-&gt; TURBINA A VAPOR E TREM DE AQUECIMENTO DE AGUA DE ALIMENTACAO:

## DETERMINACAO DO NUMERO DE EXTRACOES:

- 0-> SEM NENHUMA EXTRACAO  
 1-> UMA EXTRACAO  
 2-> DUAS EXTRACOES

H1. NUMERO DE EXTRACOES.....	(-)=	2
H2. EFICIENCIA ISENTROPICA DA PRIMEIRA EXPANSAO.....	(-)=	0.87
H3. EFICIENCIA ISENTROPICA DA SEGUNDA EXPANSAO.....	(-)=	0.87
H4. EFICIENCIA ISENTROPICA DA TERCEIRA EXPANSAO.....	(-)=	0.87
H5. EFICIENCIA ISENTROPICA DA QUARTA EXPANSAO.....	(-)=	0.87
H6. EFICIENCIA ISENTROPICA DA QUINTA EXPANSAO.....	(-)=	0.87
H7. EFICIENCIA ISENTROPICA DA BOMBA.....	(-)=	0.87
H8. DIFERENCA TERMINAL DE TEMPERATURA DO AQUECE. N2.(K)=		5.00
H9. DIFERENCA DE TEMPERATURA ENTRE A SAIDA DA EXTRAC. E - A ENTRADA DA AGUA DE ALIMENTACAO NO AQUECED. N.2(K)=		5.00

## I-&gt;CONDENSADOR:

I1. DIFERENCA TERMINAL DE TEMPERATURA.....	(K)=	5.00
I3. INCREMENTO DE TEMPERATURA DA AGUA DE RESFRIAMEN.(K)=		10.00

## J-&gt;OPCAO DE SAIDA :

- 1-> IMPRIME TODOS OS PONTOS GERADOS  
 2.....N-> IMPRIME OS PONTOS OTIMOS

J1. IMPRESSAO.....	(-)=	2
--------------------	------	---

## Resultados:

```

*****
*                                     ESTADO DE REFERENCIA                                     *
*****
*
* 1. ALTITUDE LOCAL.....(m)=          0.000 *
* 2. PRESSAO ATMOSFERICA.....(Mpa)=    .1013250 *
* 3. TEMPERATURA DE BULBO UMIDO.....(K)=  294.150 *
* 4. TEMPERATURA DE BULBO SECO.....(K)=   298.150 *
* 5. UMIDADE RELATIVA.....(-)=         .7029880 *
* 6. FRACAO MOLAR DO CO2 NO AR UMIDO...(-)= .0002959 *
* 7. FRACAO MOLAR DO O2 NO AR UMIDO...(-)= .2070020 *
* 8. FRACAO MOLAR DO N2 NO AR UMIDO...(-)= .7788957 *
* 9. FRACAO MOLAR DA H2O NO AR UMIDO...(-)= .0138064 *
*
*****
*                                     CARACTERISTICAS DO COMPRESSOR                                     *
*****
*
* 1. NUMERO DE ESTAGIOS.....(-)=        17 *
* 2. RELACAO DE PRESSAO TOTAL.....(-)=   10.900 *
* 3. EFICIENCIA POLITROPICA.....(-)=     .920 *
* 4. MASSA DE AR NA ADMISSAO.....(kg/s)=  495.341 *
* 5. PERDA DE PRESSAO NA ADMISSAO.....(-)=  0.000 *
* 6. MASSA DE AR NA DESCARGA.....(kg/s)=  481.435 *
* 7. TEMPERATURA DE DESCARGA.....(K)=     609.323 *
* 8. PRESSAO DE DESCARGA.....(Mpa)=       1.138 *
* 9. POTENCIA REVERSIVEL.....(MW)=       154.286 *
* 10. POTENCIA REAL.....(MW)=            159.159 *
* 11. EFICIENCIA EXERGETICA.....(-)=      .969 *
* 12. EXERGIA DESTRUIDA.....(MW)=        4.872 *
* 13. MASSA MOLECULAR DO AR.....(Kg/Kmol)= 28.696 *
*
*****
* CARACTERISTICAS DO COMBUSTIVEL E DA CAMARA DE COMBUST. *
*****
*
* GAS NATURAL -> COMPOSICAO E PROPRIEDADES :
*
* 1. PERCENTAGEM DO METANO.....(-)=      .911 *
* 2. PERCENTAGEM DO ETANO.....(-)=       .047 *
* 3. PERCENTAGEM DO BUTANO.....(-)=      .017 *
* 4. PERCENTAGEM DO PROPANO.....(-)=     .014 *
* 5. PERCENTAGEM DO CO2.....(-)=        .005 *
* 6. PERCENTAGEM DO N2.....(-)=         .006 *
* 7. PCI DE REFERENCIA.....(MJ/KG)=      48.391 *
* 8. EXERGIA.....(MJ/KG)=                50.766 *
* 9. PRESSAO.....(Mpa)=                  1.104 *
* 10. TEMPERATURA.....(K)=                300.150 *
* 11. MASSA MOLECULAR.....(Kg/Kmol)=     17.977 *
*
* CAMARA DE COMBUSTAO :
*
* 1. RELACAO COMBUST. AR.....(Kg com/kg ar)= .018 *
* 2. MASSA DE COMBUSTIVEL.....(kg/s)=     8.866 *
* 3. PERDA DE PRESSAO.....(-)=           0.000 *
* 4. EXERGIA DESTRUIDA.....(MW)=        150.324 *
* 5. EFICIENCIA EXERGETICA.....(-)=     .666 *
*
*****

```

\*\*\*\*\*  
 \* CARACTERISTICAS DA TURBINA \*

\*\*\*\*\*

\*

\* OBS-> TIPO DE RESFRIAMENTO:"FILM COOLING" \*

\*

\* 1. NUMERO DE ESTAGIOS.....(-)= 4 \*

\* 2. NUMERO DE ESTADORES RESFRIADOS.....(-)= 1 \*

\* 3. NUMERO DE ROTORES RESFRIADOS.....(-)= 1 \*

\* 4. EFICIENCIA POLITROPICA.....(-)= .910 \*

\* 5. MASSA DE GASES NA ADMISSAO.....(kg/s)= 490.301 \*

\* 6. PRESSAO NA ADMISSAO.....(Mpa)= 1.138 \*

\* 7. TEMPERATURA NA ADMISSAO.....(K)= 1323.150 \*

\* 8. MASSA DE GASES NA DESCARGA.....(kg/s)= 504.207 \*

\* 9. PRESSAO DE DESCARGA.....(Mpa)= .1015 \*

\* 10. TEMPERATURA DE DESCARGA.....(K)= 811.175 \*

\* 11. POTENCIA REVERSIVEL.....(MW)= 329.978 \*

\* 12. POTENCIA REAL.....(MW)= 309.159 \*

\* 13. EFICIENCIA EXERGETICA.....(-)= .937 \*

\* 14. EXERGIA DESTRUIDA.....(MW)= 20.819 \*

\* 15. MASSA DE AR DE RESFRIAMENTO.....(kg/s)= 13.906 \*

\* 16. MASSA MOL. DO GAS NA ENT.....(Kg/Kmol)= 28.251 \*

\* 17. MASSA MOL. DO GAS NA SAI.....(Kg/Kmol)= 28.388 \*

\*

\*\*\*\*\*

\* CARACTERISTICAS GLOBAIS DA TURBINA A GAS \*

\*\*\*\*\*

\*

\* 1. EXERGIA DESTRUIDA.....(MW)= 176.015 \*

\* 2. EFICIENCIA TERMICA.....(-)= .350 \*

\* 3. EFICIENCIA EXERGETICA.....(-)= .333 \*

\* 4. F. ENERGIA NO COMB.....(MW)= 429.020 \*

\* 5. F. EXERGIA NO COMB.....(MW)= 450.073 \*

\* 6. POTENCIA LIQUIDA.....(MW)= 150.000 \*

\* 7. F. ENERGIA NOS GASES DE ESC.....(MW)= 281.177 \*

\* 8. F. EXERGIA NOS GASES DE ESC.....(MW)= 123.909 \*

\*

\*\*\*\*\*

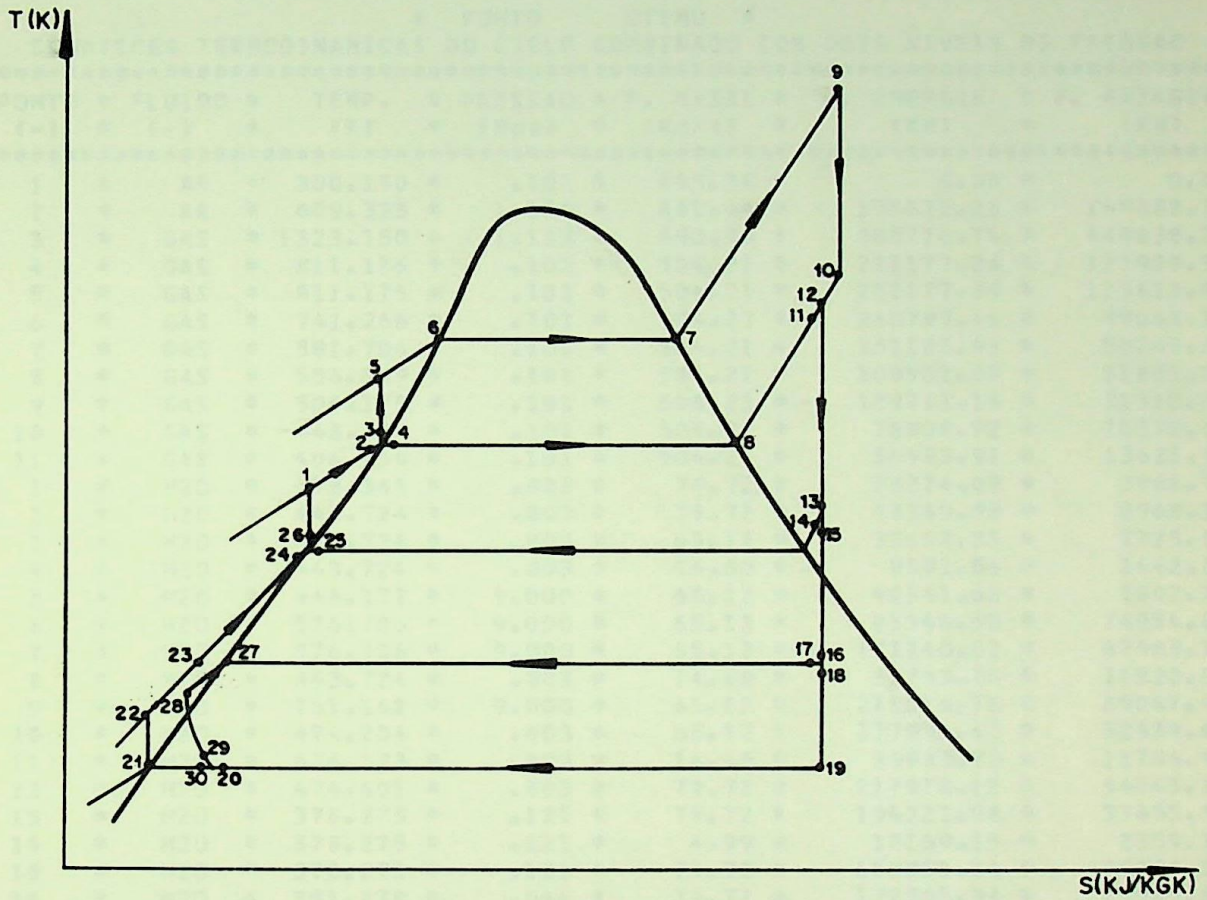


Figura A.2.1 - Processos Termodinâmicos do ciclo a vapor com dois níveis de pressão (C.S.B.)

```

*****
*                                     # PONTO      OTIMO #                                     *
*   CONDIC0ES TERMODINAMICAS DO CICLO COMBINADO COM DOIS NIVEIS DE PRESSAO   *
*****
* PONTO * FLUIDO * TEMP. * PRESSAO * F. MASSA * F. ENERGIA * F. EXERGIA *
* (-) * (-) * (K) * (Mpa) * (Kq/s) * (KW) * (KW) *
*****
* 1 * AR * 300.150 * .101 * 495.34 * 0.00 * 0.00 *
* 2 * AR * 609.323 * 1.138 * 481.44 * 154622.25 * 149888.79 *
* 3 * GAS * 1323.150 * 1.138 * 490.30 * 585716.74 * 449638.33 *
* 4 * GAS * 811.175 * .102 * 504.21 * 281177.24 * 123909.50 *
* 5 * GAS * 811.175 * .101 * 504.21 * 281177.24 * 123823.91 *
* 6 * GAS * 741.266 * .101 * 504.21 * 240799.46 * 99068.12 *
* 7 * GAS * 581.706 * .101 * 504.21 * 151105.93 * 50240.82 *
* 8 * GAS * 506.369 * .101 * 504.21 * 109901.08 * 31801.09 *
* 9 * GAS * 504.175 * .101 * 504.21 * 108711.14 * 31318.02 *
* 10 * GAS * 448.724 * .101 * 504.21 * 78808.92 * 20272.69 *
* 11 * GAS * 406.954 * .101 * 504.21 * 56483.91 * 13621.31 *
* 1 * H2O * 378.345 * .803 * 79.72 * 26224.08 * 2961.73 *
* 2 * H2O * 443.724 * .803 * 79.72 * 48549.08 * 8968.30 *
* 3 * H2O * 443.724 * .803 * 65.12 * 39657.55 * 7325.80 *
* 4 * H2O * 443.724 * .803 * 14.60 * 8891.54 * 1642.50 *
* 5 * H2O * 446.172 * 9.000 * 65.12 * 40341.66 * 7892.20 *
* 6 * H2O * 576.706 * 9.000 * 65.12 * 81546.50 * 24954.07 *
* 7 * H2O * 576.706 * 9.000 * 65.12 * 171240.03 * 67963.31 *
* 8 * H2O * 443.724 * .803 * 14.60 * 38793.76 * 11320.50 *
* 9 * H2O * 761.168 * 9.000 * 65.12 * 211616.76 * 89067.40 *
* 10 * H2O * 474.204 * .803 * 65.12 * 177994.41 * 52439.61 *
* 11 * H2O * 476.378 * .803 * 14.60 * 39983.70 * 11786.95 *
* 12 * H2O * 474.601 * .803 * 79.72 * 217978.12 * 54843.22 *
* 13 * H2O * 378.275 * .121 * 79.72 * 194222.98 * 37655.56 *
* 14 * H2O * 378.275 * .121 * 4.99 * 12169.15 * 2359.33 *
* 15 * H2O * 378.275 * .121 * 74.72 * 182053.84 * 35296.23 *
* 16 * H2O * 351.278 * .044 * 74.72 * 172005.94 * 23965.86 *
* 17 * H2O * 351.278 * .044 * 4.47 * 10287.60 * 1433.39 *
* 18 * H2O * 351.278 * .044 * 70.25 * 161718.35 * 22532.48 *
* 19 * H2O * 315.113 * .008 * 70.25 * 148078.79 * 6951.99 *
* 20 * H2O * 315.113 * .008 * 70.25 * 5932.79 * 64.52 *
* 21 * H2O * 315.113 * .008 * 74.72 * 4729.30 * 111.22 *
* 22 * H2O * 315.181 * .121 * 74.72 * 4739.07 * 119.65 *
* 23 * H2O * 346.650 * .121 * 74.72 * 14649.26 * 1034.11 *
* 24 * H2O * 378.150 * .121 * 74.72 * 24519.65 * 2724.44 *
* 25 * H2O * 378.150 * .121 * 4.99 * 1638.98 * 182.11 *
* 26 * H2O * 378.150 * .121 * 79.72 * 26158.63 * 2906.55 *
* 27 * H2O * 351.278 * .044 * 4.47 * 962.63 * 73.61 *
* 28 * H2O * 320.150 * .044 * 4.47 * 377.41 * 12.05 *
* 29 * H2O * 315.113 * .008 * 4.47 * 377.41 * 4.10 *
* 30 * H2O * 315.113 * .008 * 74.72 * 6310.20 * 68.63 *
* 31 * H2O * 300.150 * .101 * 3434.85 * 0.00 * 0.00 *
* 32 * H2O * 310.150 * .101 * 3434.85 * 143726.90 * 2342.37 *
*****
* TITULO NA SAIDA DA TURBINA A VAPOR -> .851 *
* FRACAO DE VAPOR NO SISTEMA DE ALTA DA CALDEIRA -> .817 *
*****

```

Os números da Tabela anterior representam o processo mostrado na Figura A.2.1 e têm os seguintes significados:

Ponto	Fluido	Descrição
1	ar	admissão do compressor
2	ar	descarga do compressor
3	gás	admissão da turbina
4	gás	descarga da turbina
5	gás	entrada no superaq. de alta pressão
6	gás	entrada no evaporador de alta pressão
7	gás	entrada no econom. de alta pressão
8	gás	entrada no superaq. de baixa pressão
9	gás	entrada no evaporador de baixa pressão
10	gás	entrada no econom. de baixa pressão
11	gás	entrada na chaminé
1	H <sub>2</sub> O	entrada no econom. de baixa pressão
2	H <sub>2</sub> O	saída do econom. de baixa pressão
3	H <sub>2</sub> O	entrada na bomba de circulação 1
4	H <sub>2</sub> O	entrada no evaporador de baixa pressão
5	H <sub>2</sub> O	entrada no econom. de alta pressão
6	H <sub>2</sub> O	saída do econom. de alta pressão
7	H <sub>2</sub> O	entrada no superaq. de alta pressão
8	H <sub>2</sub> O	saída do evaporador de baixa pressão
9	H <sub>2</sub> O	entrada na turbina de alta pressão
10	H <sub>2</sub> O	saída da turbina de alta pressão
11	H <sub>2</sub> O	saída do superaq. de baixa pressão
12	H <sub>2</sub> O	entrada na turbina de baixa pressão
13	H <sub>2</sub> O	vapor antes da 1a. extração
14	H <sub>2</sub> O	entrada do vapor no desaerador
15	H <sub>2</sub> O	vapor após a 1a. extração
16	H <sub>2</sub> O	vapor antes da 2a. extração
17	H <sub>2</sub> O	vapor na entrada do aquec. de superf.
18	H <sub>2</sub> O	vapor após a 2a. extração
19	H <sub>2</sub> O	entrada no condensador
20	H <sub>2</sub> O	no con. antes mistura com liq. aq. su.
21	H <sub>2</sub> O	saída do condensador
22	H <sub>2</sub> O	entrada do líquido no aquec. de sup.
23	H <sub>2</sub> O	saída do líquido do aquec. de sup.
24	H <sub>2</sub> O	líquido saturado no desaerador
25	H <sub>2</sub> O	líquido saturado no desaerador
26	H <sub>2</sub> O	entrada na bomba de alimentação 2
27	H <sub>2</sub> O	líquido saturado no aquecedor de sup.
28	H <sub>2</sub> O	líquido comprimido no aquec. de sup.

...continuação

Ponto	Fluido	Descrição
29	H <sub>2</sub> O	líquido comprimido após o purgador
30	H <sub>2</sub> O	líq. comp. que entra no con. após pur.
31	H <sub>2</sub> O	água de resf. na entrada do cond.
32	H <sub>2</sub> O	água de resf. na saída do cond.

```

*****
*                                     # PONTO OTIMO #                                     *
*   DESEMPENHO DOS EQUIPAMENTOS DO CICLO COMBINADO "GAS/VAPO"   *
*****
*   EQUIPAMENTO           * F. DE EXERGIA DESTRUIDO * EF. EXERGETICA *
*****
*   (-)                   * (KW)                   * (-)                   * (-)                   *
*****
* COMPRESSOR              * 4872.34 * .022433 * .9694 *
* C. DE COMBUSTAO        * 150323.50 * .692125 * .6660 *
* TURBINA A GAS          * 20819.49 * .095858 * .9369 *
* QUEIMA SUPLEMENTAR    * 0.00 * 0.000000 * 0.0000 *
* CHAMINE                * 13621.31 * .062716 * 0.0000 *
* ECONOMIZADOR DE B.P.   * 644.80 * .002969 * .9031 *
* EVAPORADOR DE B.P.    * 1367.34 * .006296 * .8762 *
* BOMBA DE CIRCUL.      * 117.71 * .000542 * .8279 *
* SUPERAQUE. DE B.P.    * 16.62 * .000077 * .9656 *
* ECONOMIZADOR DE A.P.  * 1377.86 * .006344 * .9253 *
* EVAPORADOR DE A.P.   * 5818.06 * .026788 * .8808 *
* SUPERAQUE. DE A.P.   * 3651.69 * .016813 * .8525 *
* TURBINA A VAPOR       * 9044.71 * .041644 * .8996 *
* CONDENSADOR           * 4502.51 * .020731 * .3422 *
* BOMBA DE ALIMENT.     * 10.26 * .000047 * .8432 *
* DESARFADOR           * 486.89 * .002242 * .7764 *
* BOMBA DE CONDENSADO   * 1.32 * .000006 * .8638 *
* AQUECEDOR DE SUP.     * 506.88 * .002324 * .6434 *
* PURGADOR              * 7.95 * .000037 * .3405 *
*****
* EFICIENCIA TERMICA DO CICLO COMBINADO (-) -> .53682 *
*****
* EFICI. EXERGETICA DO CICLO COMBINADO (-) -> .51171 *
*****
* POTENCIA GERADA NO CICLO COMBINADO (Mw) -> 230.3056 *
*****

```

```

*****
*                               # PONTO OTIMO #                               *
*   DESEMPENHO   DOS   EQUIPAMENTOS   DO   CICLO   "BOTTOMING"   *
*   EQUIPAMENTO   *   F. DE EXERGIA DESTRUÍDO *   EF. EXERGETICA   *
*   (-)          *   (KW)          *   (-)          *   (-)          *
*****
* QUEIMA SUPLEMENTAR *           0.00 * 0.000000 * 0.0000 *
* CHAMINE            *    13621.31 *  .330808 * 0.0000 *
* ECONOMIZADOR DE B.P. *     644.80 *  .015660 *  .9031 *
* EVAPORADOR DE B.P. *    1367.34 *  .033207 *  .8762 *
* BOMBA DE CIRCUL.   *     117.71 *  .002859 *  .8279 *
* SUPERAQUE. DE B.P. *      16.62 *  .000404 *  .9656 *
* ECONOMIZADOR DE A.P. *   1377.86 *  .033463 *  .9253 *
* EVAPORADOR DE A.P. *   5818.06 *  .141298 *  .8808 *
* SUPERAQUE. DE A.P. *   3651.69 *  .088685 *  .8525 *
* TURBINA A VAPOR   *   9044.71 *  .219660 *  .8996 *
* CONDENSADOR      *   4502.51 *  .109348 *  .3422 *
* BOMBA DE ALIMENT. *      10.26 *  .000249 *  .8432 *
* DESAREADOR      *     486.89 *  .011825 *  .7764 *
* BOMBA DE CONDENSADO *      1.33 *  .000032 *  .8638 *
* AQUECEDOR DE SUP. *     506.88 *  .012310 *  .6434 *
* PURGADOR        *      7.95 *  .000193 *  .3405 *
*****
*   POTENCIA GERADA NO CICLO A VAPOR (Mw) -> 80.3056 *
*****
*   EFICIENCIA EXERGETICA DO CICLO A VAPOR (-) -> .67837 *
*****
*   EFICIENCIA TERMICA DO CICLO A VAPOR (-) -> .28560 *
*****
*   EFICIENCIA EXERGETICA DA CALDEIRA (-) -> .82215 *
*****
*   EFICIENCIA TERMICA DA CALDEIRA (-) -> .79911 *
*****

```

\*\*\*\*\*  
 \* CARACTERISTICAS DA CALDEIRA DE RECUPERACAO \*

\*\*\*\*\*  
 \* 1. PRESSAO DE ALTA.....(Mpa)= 9.000 \*  
 \* 2. PRESSAO DE BAIXA.....(Mpa)= .803 \*  
 \* 3. MASSA DE VAPOR DE A.P.....(Kg/s)= 65.119 \*  
 \* 4. MASSA DE VAPOR DE B.P.....(Kg/s)= 14.600 \*  
 \* 5. MASSA DE GASES.....(Kg/s)= 504.207 \*  
 \* 6. DIF. TERMINAL DE TEMP.....(K)= 50.000 \*  
 \* 7. PINCH POINT NA B.P.....(K)= 5.000 \*  
 \* 8. PINCH POINT NA A.P.....(K)= 5.000 \*  
 \* 9. TEMPE. DA AGUA DE ALIMENT.....(K)= 378.345 \*  
 \* 10. TEMPERATURA DE SAI. DOS GASES.....(K)= 406.954 \*  
 \* 11. TEMPERATURA DE ENT. DOS GASES.....(K)= 811.175 \*  
 \* 12. TEMP. MAXIMA DO VAPOR NA A.P.....(K)= 761.168 \*  
 \* 13. TEMP. MAXIMA DO VAPOR NA B.P.....(K)= 476.378 \*

\*\*\*\*\*  
 \* CARACTERISTICAS DA TURBINA A VAPOR \*

\*\*\*\*\*  
 \* 1. PRESSAO DE ENTRADA.....(Mpa)= 9.000 \*  
 \* 2. TEMPERATURA DE ENTRADA.....(K)= 761.168 \*  
 \* 3. MASSA DE VAPOR NA ENTRADA.....(Kg/s)= 65.119 \*  
 \* 4. PRESSAO DE INDUCAO.....(Mpa)= .803 \*  
 \* 5. TEMPERATURA DE INDUCAO.....(K)= 476.378 \*  
 \* 6. MASSA DO VAPOR DE INDUCAO.....(Kg/s)= 14.600 \*  
 \* 7. PRESSAO DE DESCARGA.....(Mpa)= .008 \*  
 \* 8. PRESSAO DA EXTRACAO #1.....(Mpa)= .121 \*  
 \* 9. TEMPERATURA DA EXTRACAO #1.....(K)= 378.275 \*  
 \* 10. MASSA DE VAPOR NA EXT. #1.....(Kg/s)= 4.995 \*  
 \* 11. PRESSAO DA EXTRACAO #2.....(Mpa)= .044 \*  
 \* 12. TEMPERATURA DA EXTRACAO #2.....(K)= 351.278 \*  
 \* 13. MASSA DE VAPOR NA EXTRA. #2.....(Kg/s)= 4.469 \*  
 \* 14. POTENCIA GERADA.....(Mw)= 81.065 \*

\*\*\*\*\*  
 \* CARACTERISTICAS DO DESAERADOR \*

\*\*\*\*\*  
 \* 1. PRESSAO.....(Mpa)= .121 \*  
 \* 2. TEMP. DO VAPOR DE EXTR.....(K)= 378.275 \*  
 \* 3. TEMP. DE ENT. DA AGUA DE ALIM.....(K)= 346.650 \*  
 \* 4. TEMP. DE SAI. DA AGUA DE ALIM.....(K)= 378.150 \*

\*\*\*\*\*  
 \* CARACTERISTICAS DO AQUECEDOR DE SUPERFICIE \*

\*\*\*\*\*  
 \* 1. PRESSAO DO VAPOR DE EXTR.....(Mpa)= .044 \*  
 \* 2. TEMP. DO VAPOR DE EXTR.....(K)= 351.278 \*  
 \* 3. TEMP. DE ENT. DA AGUA DE ALIM.....(K)= 315.181 \*  
 \* 4. TEMP. DE SAI. DA AGUA DE ALIM.....(K)= 346.650 \*  
 \* 5. TEMP. FINAL DO VAPOR DE EXT.....(K)= 320.150 \*  
 \* 6. PRESSAO DA AGUA DE ALIM.....(Mpa)= .121 \*  
 \* 7. DIF. TERMINAL DE TEMP.....(K)= 4.628 \*

\*\*\*\*\*

REFERENCIAS BIBLIOGRAFICAS

(1) STODOLA, A. Steam and Gas Turbines with a Supplement on the Properties of the Various Fluids Used, vol. 1 & 2, McGraw-Hill Book Company, New York, 1927.

(2) STODOLA, A. Steam and Gas Turbines, An Introduction to the Design, Operation and Theory, Prentice-Hall, Englewood Cliffs, New Jersey, 1957.

```

*****
*      CARACTERISTICAS      DO      CONDENSADOR      *
*****
*  1. PRESSAO DE CONDENSACAO.....(Mpa)=      .008  *
*  2. TEMPERATURA DE CONDENSACAO.....(K)= 315.113  *
*  3. TEMP. DE ENT. DA AGUA DE RESF.....(K)= 300.150  *
*  4. TEMP. DE SAI. DA AGUA DE RESF.....(K)= 310.150  *
*  5. AQUECIMENTO DA AGUA DE RESF.....(K)= 10.000  *
*  6. MASSA DA AGUA DE RESF.....(Kg/s)=3434.855  *
*  7. MASSA DE VAPOR NA ENT. DO COND.(Kg/s)= 70.255  *
*  8. MASSA DE VAPOR NA SAI. DO COND.(Kg/s)= 74.724  *
*****

```

(3) STODOLA, A. Steam and Gas Turbines, An Introduction to the Design, Operation and Theory, Prentice-Hall, Englewood Cliffs, New Jersey, 1957.

(4) MELNIK, K. WATER & WASTE, S. WOOD, S. SHANKS, D. Conversion of Lempolau Gas Turbine Power Plant into a Low-CO<sub>2</sub> Combined Cycle Gas Turbine Plant, Proceeding of ASME - POWER 1980 Conference, 1980-1981, vol. 1, 181-183, New York, 1981.

(5) LEMPOLAU, P. & PATEL, S. Combined Cycle Plants with Power of Gas Turbines, ASME - Journal of Engineering for Gas Turbines and Power, vol. 113, 407-409, 1991.

(6) WOOD, S. WATER, W. The Water and Waste Conversion of Gas Turbine Cycle Power Plant into a Low-CO<sub>2</sub> Combined Cycle Gas Turbine Plant, ASME - POWER 1980 Conference, 1980-1981, vol. 1, 181-183, New York, 1981.

## REFERÊNCIAS BIBLIOGRÁFICAS

- [1] STODOLA, A., Steam and Gas Turbines with a Supplement on the Prospects of the Thermal Prime Mover, vol. I e II, McGraw - Hill Book Company, New York, 1927.
- [2] GYARMATHY, G., Combined Cycles: An Assessment of Techniques, Theories and Trends, Proceeding of ASME - COGEN TURBO Conference, ASME - IGTI, New York, 1989.
- [3] WUNSCH, A., Combined Gas/Steam Turbine Power Plants. The Present State of Progress and Future Developments, Brown Boveri Rev. 65, (10), 646-655, 1978.
- [4] AERNI, A. & KEHLHOFER, R., Repowering of a Reheat Steam Turbine with a 70 MW Gas Turbine, Proceeding of ASME - COGEN-TURBO Conference, ASME - IGTI, vol. 1, 109-119, New York, 1987.
- [5] JUNGERS, G., KEHLHOFER, R., PLANCHEREL, A., AES Placerita - Economical Power Generation with Minimum Environmental Impact, Proceeding of ASME - COGEN TURBO Conference, ASME-IGTI, vol. 1, 17-24, New York, 1987.
- [6] POELTNER, R., BECKER, B., ARNOLD, A., SHUERRLE, D., Conversion of Leopoldau Gas Turbine Power Station in Vienna to a Low-NO<sub>x</sub> Combined - Cycle Heating Power Plant, Proceeding of ASME - COGEN TURBO Conference, ASME-IGTI, vol. 1, 121-128, New York, 1987.
- [7] LUGAND, P. & PARIETTI C., Combined Cycle Plants with Frame 9F Gas Turbines, ASME - Journal of Engineering for Gas Turbines and Power, vol. 113, 475-481, 1991.
- [8] JOYCE, J. & MAYER, M., The Modular Design and Automated Operation of Gas Combined Cycle Power Plants, Proc. of ASME - COGEN TURBO Conf., ASME-IGTI, vol.1, 25-35, N. York, 1987.

- [9] BORGLIN, S., The Best Choice of Power for an Electricity Supply System Now Beginning to Grow Again, Proceeding of ASME - COGEN TURBO Conference, ASME -IGTI, vol.4, 1-10, New York, 1989.
- [10] SEIPPEL, C. & BEREUTER, R., The Theory of Combined Steam and Gas Turbine Installations, Brown Boveri Rev. 47, (47), 783-799, 1960.
- [11] SEIPPEL, C., Considerations sur les Centrales à vapor de production d'énergie, Brown Boveri Revue, 342-356, 1950.
- [12] FOSTER-PEGG, R. W., Steam Bottoming Plants for Combined Cycles, ASME- Journal of Engineering for Power, vol. 100, 203-211, 1978.
- [13] EL-MASRI, M.A. & CHIN W. W., Exergy Analysis of Combined Cycles Part 2 - Analysis of Two-Pressure Steam Bottoming Cycle, ASME - Journal of Engineering for Gas Turbines and Power, vol. 109, 237-243, 1987.
- [14] RUFLI, P., A Systematic Analysis of the Combined Gas/Steam Cycle, Proceeding of ASME - COGEN TURBO Conference, ASME-IGTI, vol. 1, 135-146, New York, 1987.
- [15] BOLLAND, O., A Comparative Evaluation of Advanced Combined Cycle Alternatives, ASME - Journal of Engineering for Gas Turbines and Power, vol. 113, 190-197, 1991.
- [16] HUANG, F., A Metodology for Overall Performance Evaluation of Combined Gas-Steam Power Plants Based on Energy as Well as Exergy Considerations, Proceeding of ASME - COGEN TURBO Conference, ASME - IGTI, vol. 4, 447-454, New York, 1989.
- [17] BONZANI, G., MENNUCCI, M., SCALA, M., SORMANI, G., Technical and Economical Optimization of a 450 MW Combined Cycle Plant, Proceeding of ASME - COGEN TURBO Conference, ASME-IGTI, vol. 6, 131-143, New York, 1991.

- [18] STECCO, S. BIDINI, G., GRIMALDI, C., Thermodynamic Insight in Designing or Selecting Recovery Boilers for Gas-Steam Combined Power Plants, Proceeding of ASME - COGEN TURBO Conf., ASME-IGTI, vol. 6, 411-417, N. York, 1991.
- [19] CERRI, G., Parametric Analysis of Combined Gas-Steam Cycles, ASME - Journal of Engineering for Gas Turbines and Power, vol. 109, 46-54, 1987.
- [20] MONTENEGRO, G., BELTOCHI, R., CANTORE, G., Conversion of Steam and Gas Power Plants to Combined Cycles, Proceeding of ASME - COGEN TURBO Conference, ASME-IGTI, vol. 1, 269-276, New York, 1987.
- [21] DECHAMPS, P. & MATHIEU, P., Repowering Options of the Electricity Generation Mix in Belgium, Proceeding of ASME-COGEN TURBO Conf., ASME-IGTI, vol 6, 43-50, N. York, 1991.
- [22] GYARMATHY, G. & ORTMANN, P., The off Design of Single - and Dual Pressure Steam Cycles in CC Plants, Proceeding of ASME - COGEN TURBO Conference, ASME-IGTI, vol. 6, 271-279, New York, 1991.
- [23] KEHLHOFER, R., Part Load Analysis of Combined Gas/Steam Power Plants, Bronw Boveri Review, 672-679, 1978.
- [24] KESTIN, K., Availability: The Concept and Associated Terminology, Energy, vol. 5, 679-692, 1980.
- [25] BOSNJAKOVIC, F., Technical Thermodynamics, Halt, Rinehart & Winston, New York, 1965
- [26] Evans, R., Thermoeconomic Isolation and Essergy Analysis, Energy, vol. 5, 805-821, 1980.
- [27] REISTAD, G. K., Availability: Concepts and Applications. PHD Thesis, University of Wisconsin, 1970.
- [28] BEJAN, A., Second Law Analysis in Heat Transfer and Thermal Design Advances in Heat Transfer 15, 1-58, 1982.

- [29] KOTAS, T. J., The Exergy Method of Thermal Plant Analysis, Butterworths, London, 1985.
- [30] GAGGIOLI, R. A. & WEPFER, W., Exergy Economics, Energy, vol. 5, 823-838, 1980.
- [31] SZARGUT, J., International Progress in Second Law Analysis, Energy, vol. 5, 709-718, 1980.
- [32] SOUZA, Z., Consequências Energéticas do II Princípio da Termodinâmica, EFEI - publicação interna, 1969.
- [33] SOUZA, Z., Energia, Exergia, Anergia, EFEI - publicação interna, 1967.
- [34] CIMBLERIS, B.; História dos conceitos de disponibilidade da termodinâmica. Ciência e Cultura, vol. 33, 6, 1981.
- [35] SZARGUT, J, MORRIS, D., STEWARD, F., Exergy Analysis of Thermal, Chemical, and Metallurgical Processes, Springer-Verlag Berlin, 1988.
- [36] PETELA, R.; Exergy of Heat Radiation, Journal of Heat Transfer, vol. 86, 187-192, 1964.
- [37] GALLO, W. L. R., Análise Exergética de Motores a Gasolina e a Álcool, Tesis de Doutorado, UNICAMP, 1990
- [38] MORAN, M., Availability Analysis: A Guide to Efficient Energy Use, Prentice-Hall, Englewood Cliffs, New Jersey, 1982.
- [39] AHRENDTS, J., Reference States, Energy, vol.5, 667-677, 1980.
- [40] SUSSMAN, M., Steady-Flow Availability and the Standard Chemical Availability, Energy, vol. 5, 793-802, 1980.

- [41] PAOLINO, M. & BURGHART, M., Energy Conservation and Second Law Efficiency, ASME - Journal of Engineering for Power, vol. 104, 241-246, 1982.
- [42] BRZUTOWSKI, T., Second-Law Analysis of Energy Processes Part I: Exergy - An Introduction, Transaction of CSME, vol. 4, n 4, 209-217, 1977.
- [43] HORLOCK, J., The Rational Efficiency of Power Plants and Their Components, Proceeding of ASME - COGEN TURBO Conference, ASME-IGTI, vol. 6, 103-111, New York, 1991.
- [44] LIZARRAGA, J.M.S, Termodinamica de Fluidos y el Método de Analisis Exergética, Universidad del Pais Vasco, España, 1985.
- [45] GALLO, W. L. R. & MILANEZ, L. F., Eficiência Exergética: Conceitos e Aplicações, III ENCIT, Itapema, 1045-1050, 1990.
- [46] DONATELLI, J. L. & NOGUEIRA, L. A. H., Análise Exergética do Ciclo Térmico da CIA Siderúrgica de Tubarão/CST, III ENCIT, Itapema, 1057-1060, 1990.
- [47] HORLOCK J., Axial Flow Turbines, Butterworths, London, 1966
- [48] BEJAN, A., Advanced Engineering Thermodynamics, J. Wiley, New York, 1988.
- [49] HOWTHORNE, W. R., The Thermodynamics of Cooled Turbines - Part 1 - The Turbine Stage, Transactions of the ASME, 1765 - 1779, 1956.
- [50] BURKE, J, BUTEAU, B. L., ROHSENOW, W., Analysis of the Effect of Blade Cooling on Gas Turbine Performance, Transactions of the ASME, 1795-1806, 1956.
- [51] EL MASRI, M., GASCAN - An Interactive Code for Thermal Analysis of Gas Turbine Systems, ASME Journal of Engineering for Gas Turbines and Power, vol. 110, 201-209, 1988.

- [52] KAWAIKE, K., KOBAYASHI, N., IKEGUCHI, T., Effect of New Blade Cooling System with Minimized Gas Temperature Dilution on Gas Turbine Performance, ASME - Journal of Engineering for Gas Turbines and Power, vol. 106, 756-764, 1984.
- [53] WU, CH. S. & LOUIS, J. F., A Comparative Study of the influence of Different Means of Cooling on the Performance of a Combined (Gas and Steam Turbines) Cycles, ASME - Journal of Engineering for Gas Turbines and Power, vol. 106, 750-755, 1984.
- [54] STECCO, S. S. & FACCHINI, B.; A Computer Model for Cooled Expansion in Gas Turbine, Proceeding of ASME - COGEN TURBO Conference, ASME - IGTI, vol. 4, 201-207, New York, 1989.
- [55] RIVKIN, S. L., Propiedades Termodinamicas de Los Gases, Mir, Moscú, 1979.
- [56] COHEN, H., ROGERS, G. F., SARAVANAMUTTOO, H. I., Gas Turbine Theory, Longman, London, 1972.
- [57] ALLEN, R. & KOVACIK, J., Gas Turbine Cogeneration - Principles and Practice, ASME - Journal of Engineering for Gas Turbines and Power, vol 106, 725-730, 1984.
- [58] GANAPATHY, V., Evaluating Gas Turbine Heat-Recovery Boilers, Chemical Engineering, December, 1987.
- [59] LILEY, P. & IRVINE, T., Steam and Gas Tables with Computer Equations, Academic Press, New York, 1984.
- [60] HAYWOOD, R. W., Analysis of Engineering Cycles, Pergamon Press, Oxford, 1975.
- [61] BAEHR, H. D., Tratado Moderno de Termodinámica, José Montesó, Barcelona, 1965.

- [62] El-WAKIL, M. M., Powerplant Technology, Mc Graw-Hill, New York, 1984.
- [63] JONES, J. B. & HAWKINS, G. A., Engineering Thermodynamics, John Wiley & Sons, 1986.
- [64] BOEHM, R. F., Design Analysis of Thermal Systems, John Wiley & Sons, 1987.

