

UNIVERSIDADE FEDERAL DE SANTA CATARINA
CURSO DE PÓS-GRADUAÇÃO EM ENGENHARIA MECÂNICA

SIMULAÇÃO NUMÉRICA DE CENTRAIS TERMELÉTRICAS

DISSERTAÇÃO SUBMETIDA À UNIVERSIDADE FEDERAL DE SANTA CATARINA PARA A OBTENÇÃO
DO GRAU DE MESTRE EM ENGENHARIA MECÂNICA

PAULO PAIM BRÄSCHER FILHO

FLORIANÓPOLIS, ABRIL DE 1991


SIMULAÇÃO NUMÉRICA DE CENTRAIS TERMELÉTRICAS

PAULO PAIM BRÄSCHER FILHO

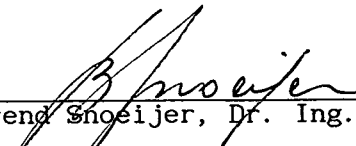
ESTA DISSERTAÇÃO FOI JULGADA ADEQUADA PARA OBTENÇÃO DO TÍTULO DE

MESTRE EM ENGENHARIA

ESPECIALIDADE ENGENHARIA MECÂNICA, ÁREA DE CONCENTRAÇÃO CIÊNCIAS TÉRMICAS,
APROVADA EM SUA FORMA FINAL PELO CURSO DE PÓS-GRADUAÇÃO EM ENGENHARIA
MECÂNICA.

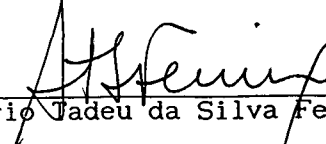


Prof. Rogério Tadeu da Silva Ferreira, Ph.D.
ORIENTADOR




Prof. Berend Snoeijer, Dr. Ing.
COORDENADOR


BANCA EXAMINADORA:




Prof. Rogério Tadeu da Silva Ferreira, Ph.D.
PRESIDENTE



Prof. Claudio Melo, Ph.D.



Prof. José Alberto dos Reis Parise, Ph.D.



Eng. Luiz Nogueira Palma, M.Sc.

A Deus, o criador do mundo físico
que tentamos descrever e modelar.

À minha esposa Júlia Elizabeth,
aos meus pais Paulo e Beatriz,
à minha irmã Cristina e
à minha sogra Marina.

SUMÁRIO

RESUMO	x
ABSTRACT	xi
LISTA DE FIGURAS	xii
LISTA DE TABELAS	xvii
SIMBOLOGIA	xix
CAPÍTULO 1 - INTRODUÇÃO	1
CAPÍTULO 2 - MODELAGEM	7
2.1 - Escolha do Ciclo a Ser Modelado	7
2.1.1 - Ciclo Rankine Regenerativo	11
2.1.2 - Ciclo Rankine com Reaquecimento	16
2.1.3 - Ciclo Resultante	17
2.2 - Modelação dos Equipamentos	20
2.2.1 - Turbina	20
2.2.2 - Unidade Condensadora	29
2.2.3 - Trocadores de Calor	34
2.2.4 - Bombas	40
2.2.5 - Acionamento das Bombas	43
2.2.6 - Sistema de Geração de Vapor	45
2.2.7 - Linhas de Vapor d'Água	48
2.2.8 - Labirintos e Selos	51

2.2.9 - Dessuperaquecedor de Baixa Pressão	57
2.2.10 - Condensador do Vapor de Selagem	59
2.2.11 - Ejetor de Ar	61
2.2.12 - Vapor de Resfriamento da Turbina IP	62
2.2.13 - Válvulas Reguladoras	63
CAPÍTULO 3 - SOLUÇÃO NUMÉRICA DO MODELO MATEMÁTICO	64
3.1 - Entrada de Dados	64
3.1.1 - Entrada de Dados Principal	64
3.1.2 - Entrada de Dados Secundária	66
3.1.3 - Resumo dos Dados de Entrada	66
3.2 - Resultados do Programa	67
3.2.1 - Resultados para a Configuração Básica do Ciclo	67
3.2.2 - Resultados para a Configuração com as Vazões Secundárias.	67
3.3 - Descrição da Rotina Computacional	67
3.3.1 - Fluxograma de Informações da Rotina Computacional	69
3.4 - Descrição das Subrotinas	80
3.4.1 - Subrotina SUBY10	81
3.4.2 - Subrotina SUBY11	81
3.4.3 - Subrotina SUBY20	81
3.4.4 - Subrotina SUBY21	81
3.4.5 - Subrotina SUBY22	82
3.4.6 - Subrotina SUBY23	82
3.4.7 - Subrotina SUBY24	82
3.4.8 - Subrotina SUBY25	82
3.4.9 - Subrotina SUBY26	82
3.4.10 - Subrotina SUBY27	83
3.4.11 - Subrotina SUBY28	83
3.4.12 - Subrotina SUBY31	83

3.4.13 - Subrotina PARTL1	83
3.4.14 - Subrotina PARTL2	84
3.4.15 - Subrotina PARTL3	84
3.4.16 - Subrotina PARTL4	84
3.4.17 - Subrotina PARTL5	84
3.4.18 - Subrotina XSTLOS	84
3.4.19 - Subrotina XTLOS1	84
3.4.20 - Subrotina XTLOS2	85
3.4.21 - Subrotina SSTEAM	85
CAPÍTULO 4 - VALIDAÇÃO DO MODELO NUMÉRICO	86
4.1 - Análise dos Resultados	86
4.2 - Avaliação da Hipótese de Diferença de Temperatura Terminal (TTD) e Diferença de Temperatura de Acesso do Dreno (DCA) Constantes..	91
4.3 - Análise de Sensibilidade das Eficiências das Bombas de Alimen- tação e de Condensado	94
4.4 - Análise de Sensibilidade das Propriedades do Vapor de Extração Sobre a Determinação das Vazões de Extração.....	97
4.5 - Análise de Sensibilidade das Propriedades da Água de Alimentação na Entrada do Primeiro Trocador de Calor	100
4.6 - Análise dos Desvios Encontrados para a Vazão de Extração 5	101
CAPÍTULO 5 - TESTES EFETUADOS	105
5.1 - Testes com a Variação do Número de Trocadores de uma Usina Original	106
5.2 - Testes com a Variação do Número de Trocadores Visando a Maximização da Potência.....	111
5.3 - Testes com a Variação do Número de Trocadores de Calor Visando a Minimização do Aproveitamento Energético (GHR)	122

5.4 - Testes com a Disponibilidade da Temperatura da Água de Condensação	134
 CAPÍTULO 6 - COMENTÁRIOS E CONCLUSÕES FINAIS	 137
6.1 - Comentários a Respeito da Solução Numérica	137
6.2 - Características do Código Computacional	138
6.3 - Limitações do Código Computacional	138
6.4 - Validação	139
6.5 - Testes Efetuados	140
6.6 - Sugestões para Trabalhos Futuros	141
 REFERÊNCIAS BIBLIOGRÁFICAS	 142
 APÊNDICE A - ENTRADA DE DADOS	 144
A.1 - Entrada de Dados Principal	144
A.1.1 - Dados Relativos às Características Básicas do Ciclo	144
A.1.2 - Dados Relativos às Características Secundárias do Ciclo	146
A.2 - Entrada de Dados Secundária	148
A.3 - Nomenclatura das Variáveis Apresentadas no Capítulo 3	150
 APÊNDICE B - CURVAS CARACTERÍSTICAS DO PRIMEIRO PACOTE DE LA- BIRINTOS DA TURBINA DE ALTA PRESSÃO (HP)	 160
 APÊNDICE C - LISTAGEM DOS DADOS DE ENTRADA	 162
 APÊNDICE D - LISTAGEM DOS RESULTADOS DO PROGRAMA (AHBP)	 165

APÊNDICE E - ANÁLISE DA HIPÓTESE DE DIFERENÇA DE TEMPERATURA TERMINAL (TTD) CONSTANTE PARA OS TROCADORES DE CALOR 1 E 2	179
APÊNDICE F - ANÁLISE DA HIPÓTESE DE DIFERENÇA DE TEMPERATURA TERMINAL (TTD) CONSTANTE PARA UM TROCADOR DE SU- PERFÍCIE INSTALADO APÓS UM TROCADOR DE CONTACTO	186
APÊNDICE G - AVALIAÇÃO DA INFLUÊNCIA DOS DESVIOS NAS PROPRIE- DADES DO VAPOR DE EXTRAÇÃO SOBRE A DETERMINAÇÃO DA VAZÃO DE EXTRAÇÃO	191
G.1 - Avaliação da Influência das Propriedades do Vapor de Extração Sobre o Cálculo da Vazão de Extração dos Trocadores de Calor 1 e 2	191
G.2 - Avaliação da Influência das Propriedades do Vapor de Extração Sobre o Cálculo da Vazão de Extração do Trocador de Calor 5	197
APÊNDICE H - ANÁLISE DO EFEITO DOS DESVIOS NA DETERMINAÇÃO DAS PROPRIEDADES DA ÁGUA DE ALIMENTAÇÃO NA ENTRADA DO PRIMEIRO TROCADOR DE CALOR	203
APÊNDICE I - ANÁLISE DO EFEITO DOS DESVIOS NA DETERMINAÇÃO DAS PROPRIEDADES DA ÁGUA DE ALIMENTAÇÃO NA SAÍDA DO QUINTO TROCADOR DE CALOR SOBRE O CÁLCULO DA VAZÃO EXTRAÍDA	207

RESUMO

São apresentadas, nesta dissertação, a descrição e a validação de um código computacional generalizado preparado para simular o comportamento de grandes centrais termelétricas em regime permanente, quando submetidas à condição de carga nominal ou parcial.

O programa foi validado utilizando-se dados disponíveis de uma usina em instalação com capacidade nominal de geração de 350 MW, tendo-se observado uma boa concordância entre os resultados numéricos e os resultados fornecidos pelo fabricante. É realizado, também, um conjunto de testes em que são alterados alguns parâmetros pertinentes ao ciclo tais como: alteração do número de trocadores de calor em uma usina original, alteração do número de trocadores visando a otimização de uma usina e, a investigação da temperatura da fonte fria sobre o desempenho de uma usina. Estes testes permitiram a verificação da consistência física do comportamento dos resultados numéricos.

O programa mostra-se de grande utilidade do ponto de vista da Engenharia como ferramenta auxiliar de projeto e na análise de plantas ou instalações, conforme pode ser comprovado nos testes de otimização realizados.

ABSTRACT

This dissertation presents the description and the validation of a generalized computer program developed to simulate the steady state working conditions of a large steam power plant, when submitted to design and off-design conditions.

The program has been validated using available data of a 350 MW thermoelectric plant and a good agreement has been reached. Tests have been performed and the physical consistence of the numerical results have been evaluated. The program enabled the several different analysis in the working cycle after modifications on existing or new plants. These modifications include the change in the number of feedwater heaters for a existing steam power plant, optimizations by the change in the number of feedwater heaters, and the inquiry about the effect of the environment temperature on the heat rejection.

The computational code proved to be a useful tool from the engineering standpoint according to the tests of optimization seeking the maximization of power, and the minimization of the gross heat rate.

LISTA DE FIGURAS

	PG.
Figura 2.1 - Diagrama Txs para o ciclo Carnot	7
Figura 2.2 - Ciclo Rankine com superaquecimento	9
Figura 2.3 - Reaquecimento com um número infinito de trocadores de calor.	12
Figura 2.4 - Reaquecimento através do vapor em expansão na turbina	12
Figura 2.5 - Ciclo regenerativo ideal	13
Figura 2.6 - Representação esquemática dos trocadores de calor	15
Figura 2.7 - Ciclo Rankine com reaquecimento	17
Figura 2.8 - Representação esquemática de uma usina termelétrica	19
Figura 2.9 - Diagrama hxs para um estágio de turbina	21
Figura 2.10 - Perda por exaustão	24
Figura 2.11 - Processo de expansão do vapor em uma turbina de três secções de pressão	26
Figura 2.12 - Curvas características de um condensador resfriado a água ..	31
Figura 2.13 - Representação esquemática da unidade condensadora com as vazões envolvidas neste equipamento	32
Figura 2.14 - Representação esquemática do trocador de contacto com as vazões envolvidas neste equipamento	36
Figura 2.15 - Representação esquemática do trocador de superfície com as vazões envolvidas neste equipamento	38
Figura 2.16 - Representação esquemática do trocador de superfície com resfriamento de dreno e vazões envolvidas neste equipamento	39
Figura 2.17 - Labirinto plano	52
Figura 2.18 - Selo d'água	53
Figura 2.19 - Ilustração do arranjo de labirintos para a turbina LP	54

Figura 2.20 - Representação esquemática do dessuperaquecedor de baixa pressão	58
Figura 2.21 - Representação esquemática do condensador do vapor de selagem e as respectivas vazões envolvidas	61
Figura 2.22 - Representação esquemática do ejetor de ar	62
Figura 3.1 - Fluxograma geral da rotina computacional	70
Figura 3.2 - Fluxogramas dos processos iterativos da rotina computacional.	79
Figura 4.1 - Comportamento da potência gerada com a condição de carga ...	87
Figura 4.2 - Comportamento do aproveitamento energético com a condição de carga	88
Figura 5.1 - Influência do número de trocadores de calor sobre a potência gerada	107
Figura 5.2 - Influência do número de trocadores de calor sobre o aproveitamento energético	107
Figura 5.3 - Influência do número de trocadores de calor sobre a potência gerada em carga nominal visando a maximização da potência	112
Figura 5.4 - Influência do número de trocadores de calor sobre o aproveitamento energético em carga nominal visando a maximização da potência	113
Figura 5.5 - Influência do número de trocadores de calor sobre a vazão total extraída da turbina HP em carga nominal visando a maximização da potência	114
Figura 5.6 - Influência do número de trocadores de calor sobre a vazão total extraída da turbina IP em carga nominal visando a maximização da potência	115

- Figura 5.7 - Influência do número de trocadores de calor sobre a vazão total extraída da turbina LP em carga nominal visando a maximização da potência 116
- Figura 5.8 - Influência do número de trocadores de calor sobre a vazão total extraída ao longo das turbinas em carga nominal visando a maximização da potência 117
- Figura 5.9 - Influência do número de trocadores de calor sobre a potência gerada em carga parcial de 50% visando maximização da potência 118
- Figura 5.10 - Influência do número de trocadores de calor sobre o aproveitamento energético em carga parcial de 50% visando a maximização da potência 119
- Figura 5.11 - Influência do número de trocadores de calor sobre o aproveitamento energético em carga nominal visando a minimização do GHR 123
- Figura 5.12 - Influência do número de trocadores de calor sobre a potência gerada em carga nominal visando a minimização do GHR 124
- Figura 5.13 - Influência do número de trocadores de calor sobre a quantidade de calor introduzida no sistema em carga nominal visando a minimização do GHR 125
- Figura 5.14 - Influência do número de trocadores de calor sobre a vazão extraída da turbina HP em carga nominal visando a minimização do GHR 126
- Figura 5.15 - Influência do número de trocadores de calor sobre a vazão extraída da turbina IP em carga nominal visando a minimização do GHR 127

Figura 5.16 - Influência do número de trocadores de calor sobre a vazão extraída da turbina LP em carga nominal visando a minimização do GHR	128
Figura 5.17 - Influência do número de trocadores de calor sobre a vazão extraída das turbinas em carga nominal visando a minimização do GHR	129
Figura 5.18 - Influência do número de trocadores de calor sobre o aproveitamento energético em carga parcial de 50% visando a minimização do GHR	130
Figura 5.19 - Influência do número de trocadores de calor sobre a potência gerada em carga parcial de 50% visando a minimização do GHR	131
Figura 5.20 - Influência da temperatura da água de resfriamento sobre o aproveitamento energético da instalação	135
Figura 5.21 - Comportamento da potência gerada com a temperatura da água de resfriamento	135
Figura B.1 - Comportamento típico do vazamento em um selo em função do seu diferencial de pressão	161
Figura B.2 - Comportamento típico da entalpia do escoamento na saída de um pacote de labirintos da turbina HP	161
Figura E.1 - Representação esquemática dos trocadores de calor utilizados na análise da hipótese de TTD constantes	180
Figura F.1 - Representação esquemática dos trocadores de calor utilizados na análise da hipótese de TTD constante para um trocador de calor de superfície instalado após um trocador de contacto	187

- Figura G.1 - Representação esquemática dos trocadores de calor utilizados na análise da influência das propriedades do vapor de extração sobre o cálculo da quantidade de vapor extraída ... 192
- Figura G.2 - Representação esquemática dos trocadores de calor utilizados na análise da influência das propriedades do vapor de extração sobre o cálculo da quantidade de vapor extraída em um trocador de calor de superfície instalado após um de contacto..... 197
- Figura H.1 - Representação esquemática do trocador de calor utilizado na análise do efeito dos desvios na entalpia de entrada da água de alimentação 204
- Figura I.1 - Representação esquemática do trocador de calor utilizado na análise da influência do desvio na entalpia de saída da água de alimentação no trocador de calor 5 208

LISTA DE TABELAS

	PG.
Tabela 4.1 - Desvios na forma de erros percentuais para a versão de execução original - sem vazões secundárias e pressão de condensação constante	89
Tabela 4.2 - Desvios na forma de erros percentuais para a versão de execução implementada - com vazões secundárias e pressão de condensação variável	90
Tabela 4.3 - Desvios na forma de erros percentuais para as vazões de extração na versão de execução implementada - com vazões secundárias e pressão de condensação variável e TTD e DCA assumidas como variáveis	94
Tabela 4.4 - Influência da eficiência da bomba de alimentação sobre o erro percentual da vazão de extração 5	95
Tabela 4.5 - Influência da eficiência da bomba de condensado sobre o erro percentual da vazão de extração 1	96
Tabela 4.6 - Desvios na forma de erros percentuais para as vazões de extração na versão de execução implementada, com TTD e DCA variáveis e eficiência da bomba de alimentação de 72%	97
Tabela 4.7 - Desvios entre o valor numérico e o valor fornecido pelo fabricante para a temperatura de saturação do vapor de extração na entrada dos trocadores de calor [°C]	98
Tabela 4.8 - Desvios entre os valores numéricos e os valores fornecidos pelo fabricante, na forma de erros percentuais para a entalpia na entrada do primeiro trocador de calor	100
Tabela 4.9 - Desvios na forma de erros percentuais para a entalpia da água de alimentação no trocador de calor 5	102

Tabela 5.1 - Vazão extraída para cada arranjo de trocadores de calor em carga nominal	108
Tabela C.1 - Dados elaborados para a execução do caso exemplo	163
Tabela D.1 - Listagem de saída do programa	166

SIMBOLOGIA

Aa	Área anular de passagem na exaustão da turbina de baixa pressão.
C	Constantes.
c_p	Calor específico da água.
DCA	Diferença de temperatura de acesso do dreno.
e	Energia mecânica específica para um escoamento.
Ee	Perdas no motor elétrico da bomba de alimentação.
g	Aceleração da gravidade.
h	Entalpia.
\dot{m}	Vazão mássica.
n_{ex}	Número de exaustões da turbina de baixa pressão.
p	Pressão.
PX	Condição de operação.
\dot{q}	Taxa de calor.
s	Entropia específica.
t	Temperatura.
T	Temperatura absoluta.
TTD	Diferença de temperatura terminal.
v	Volume específico.
V	Velocidade.
Va	Velocidade na secção de passagem na exaustão da turbina de baixa pressão.
w	Trabalho específico.
\dot{W}	Potência.
x	Título.
z	Nível geodésico.

SÍMBOLOS GREGOS

A	Diferença entre duas grandezas.
Σ	Somatório.
η	Eficiência.
η_s	Eficiência isentrópica para um estágio.
ρ	Peso específico.

SUB-ÍNDICES

ac	Acoplamento mecânico.
AT	Turbina auxiliar.
atm	Condição atmosférica.
B	Caldeira.
bp	Bomba de alimentação.
c	Água de alimentação.
C	Energia cinética.
cp	Bomba de condensado.
cr	Água de alimentação para o dessuperaquecedor.
cw	Água de condensação.
d	Condição nominal.
D	Dreno.
DR	Condensado proveniente do dreno de um trocador.
e	Vapor extraído das turbinas.
ej	Vapor utilizado no ejetor.
es	Vapor extraído dos labirintos.

- esd Vapor de excesso do dessuperaquecedor de baixa pressão para um trocador de calor.
- ETLP Exaustão da turbina de baixa pressão.
- exc Vapor de excesso do dessuperaquecedor de baixa pressão.
- GC Vapor proveniente de labirintos para o condensador.
- GS Vapor proveniente dos labirintos para os trocadores.
- GSC Condensador do vapor de selagem.
- H Fonte quente.
- i Propriedade na entrada.
- is Propriedade do vapor na entrada de um pacote de labirintos.
- IS1 Vapor industrial primário.
- IS2 Vapor industrial secundário.
- L Fonte fria.
- me Motor elétrico.
- o Propriedade na saída.
- os Propriedade do vapor na saída de um pacote de labirintos.
- p Condição de carga parcial.
- pá Pá móvel da turbina.
- R Reaquecedor.
- s Entropia constante.
- sat Condição de saturação.
- sinj Vapor de injeção no labirinto.
- sl Vapor de selagem direcionado para o dessuperaquecedor de baixa pressão.
- t Tubeira da turbina.
- td Propriedade de extração no trocador.
- TV Vapor utilizado pelas válvulas.
- v Vapor.

CAPÍTULO 1

INTRODUÇÃO

O crescimento da demanda mundial de energia nos últimos 80 anos, foi da ordem de 10 vezes. Isto não está associado somente ao crescimento vegetativo populacional, mas também à melhoria dos padrões de vida. Atender a este grande crescimento da demanda, requer investimentos vultosos na exploração de combustíveis e na geração de energia elétrica. Há, também, a necessidade de investimentos na infra-estrutura de distribuição da matriz energética.

Este crescimento acentuado da demanda associado às restrições econômicas e energéticas, levou os governos a nível mundial, a desenvolverem planos de conservação de energia. Estes planos se efetivaram a partir da crise do petróleo, período em que as restrições energéticas e econômicas passaram a se manifestar de maneira mais intensa. Os esforços na conservação de energia permitem uma contenção da expansão da demanda e uma melhor utilização dos energéticos. Deve-se observar que estes esforços são justificáveis na medida em que são viáveis economicamente.

No Brasil, a taxa de crescimento da demanda de energia elétrica também experimentou um grande crescimento. Na década de 70, a taxa de crescimento foi de 12,2% ao ano. Caiu para 4,3% ao ano no período 1980-82, devido à crise econômica de 1981, e retornou ao patamar de 10% ao ano no período 1982-85.

A geração de energia elétrica brasileira é de responsabilidade do governo. No entanto, as empresas estatais responsáveis pela geração de energia, tem encontrado dificuldades em atender o crescimento da demanda.

Dificuldades estas, oriundas de restrições de natureza econômica por parte do governo federal. Estas dificuldades já criaram situações perigosas para a confiabilidade do sistema de geração. Nos últimos anos, houve regiões ameaçadas por "black-outs". Foi necessária a implantação do horário de verão, a fim de se reduzirem os picos de demanda de energia.

No Brasil, a geração de energia elétrica origina-se basicamente de hidrelétricas. Entretanto, os grandes potenciais hídricos economicamente viáveis estão se esgotando, o que restringe a expansão de geração de energia a partir destes potenciais. Esta concentração excessiva de geração de energia a partir de hidrelétricas, é um aspecto negativo sob o ponto de vista da confiabilidade do sistema. Esta concentração gera uma dependência muito grande das condições climáticas, já tendo levado algumas regiões do país a situações desfavoráveis no atendimento da demanda, em longos períodos de estiagem.

Segundo Flores [1], é necessária uma parcela de geração de energia elétrica, de origem térmica, da ordem de 20%. Este valor é considerado satisfatório para o atendimento da confiabilidade do sistema de geração. Neste sentido, as usinas termelétricas assumem uma posição estratégica importante em períodos críticos de estiagem e na recuperação de reservatórios de hidrelétricas.

A redução na disponibilidade dos potenciais hídricos, o crescimento da demanda e a necessidade de atendimento da confiabilidade, apontam na direção do aumento da geração de energia elétrica de origem térmica. As opções para a geração de energia elétrica de origem térmica, são, principalmente, os combustíveis fósseis, representados pelo carvão e gás natural, e a energia nuclear.

Focalizando a atenção na Região Sul do País, a grande disponibilidade de reservas de carvão tem justificado a instalação de usinas termelétricas a partir da queima deste combustível. Existe, atualmente, unidades em operação no Rio Grande do Sul e em Santa Catarina. Encontram-se em implantação duas

unidades de 350 MW: Jacuí I e Jorge Lacerda IV.

A implantação de uma usina termelétrica envolve uma soma de recursos razoável. Em 1978, o custo de instalação de um kilowatt de geração, era da ordem de 600 a 1000 dólares [11]. Aplicando estes valores a uma usina de 350 MW, isto resulta em investimentos da ordem de 300 milhões de dólares. O custo operacional de uma usina termelétrica é igualmente caro. Supondo-se, por exemplo, uma usina termelétrica de 1000 MW que consome 2,03 milhões de toneladas de carvão por ano, a um custo de 0,02 US\$/kg, conforme referência [11], tem um custo operacional anual proveniente da queima deste carvão de 40,6 milhões de dólares.

Estendendo este exemplo para uma usina termelétrica de 350 MW sujeita às mesmas condições da usina de 1000 MW, ou seja, mesmo tipo de carvão, eficiência térmica e condições de operação, o custo operacional proveniente da queima do combustível, seria da ordem de 14,2 milhões de dólares por ano. Uma redução de 1% no consumo de combustível, proveniente de melhorias técnicas no projeto, resultaria em uma economia substancial.

Outro aspecto importante a respeito das grandes usinas termelétricas, é o tempo necessário para sua construção. Segundo [11], este tempo pode consumir de 7 a 8 anos para uma usina a carvão mineral.

Com respeito ao impacto ambiental, há duas formas de agressão: a rejeição de calor e a emissão de poluentes. Stoecker [13] cita que, para uma central termelétrica, a produção de um kilowatt de potência representa, em média, a rejeição de dois. Este calor rejeitado deverá ser absorvido por um rio, lago, mar ou ar. Quanto aos poluentes, a maior preocupação tem sido a emissão de SO_2 . Este poluente pode provocar chuvas ácidas e problemas respiratórios para a população.

Esta rápida explanação teve o objetivo de situar a importância das centrais termelétricas no contexto da geração de energia elétrica. Como pode ser visto, a implantação de uma usina requer uma série de estudos e

considerações. Em termos econômicos, os valores envolvidos na implantação de uma usina termelétrica, atingem montantes razoáveis. Some-se a este aspecto, as restrições econômicas por que passa o governo brasileiro, fator limitante da sua capacidade para a realização de grandes investimentos. Desta forma, a implantação e operação de usinas termelétricas deve passar por análises criteriosas e, ao mesmo tempo, rápidas.

Uma das análises que deve ser efetuada no projeto ou implantação de uma central termelétrica, é a verificação do desempenho termodinâmico do seu ciclo a vapor. Para a realização desta análise, as empresas estatais nacionais necessitavam recorrer a empresas consultoras ou aos próprios fabricantes das usinas. No entanto, o fluxo de informações entre estas empresas é caro, lento e freqüentemente dotado de distorções.

Associado à situação desfavorável na troca de informações, há um estado de dependência muito grande, por parte das empresas estatais, na obtenção das informações necessárias. Há, ainda, a necessidade de desenvolver uma postura técnica de natureza crítica. Isto viabilizou o desenvolvimento de programas de simulação de centrais termelétricas, como forma de contornar estes problemas.

As opções possíveis para a obtenção de um código computacional, seriam ou a aquisição de um pacote ou o estudo e desenvolvimento de um programa. A primeira opção foi descartada em face do alto custo e inacessibilidade ao programa fonte, conforme relatado por Thé et al. [2]. Assim, optou-se pela segunda alternativa. Desta forma, foi realizado o trabalho relatado por Ferreira et al. [3], cujo método de simulação utilizado, foi baseado na solução simultânea das equações, utilizando o algoritmo de Newton-Raphson, conforme apresentado por Stoecker [4]. Este modelo apresentou excelente concordância entre os resultados numéricos da simulação e os dados fornecidos pelo fabricante, para todas as condições de operação da planta simulada, o que permitiu a validação do método. No entanto, este programa de

simulação não apresenta flexibilidade no que tange a modificações da configuração da planta em estudo, bem como sua aplicação a outras usinas.

Com o objetivo de contornar as restrições que impedem a generalidade do código computacional desenvolvido por Ferreira et al. [3], promoveu-se o estudo e desenvolvimento do Programa Generalizado de Simulação de Centrais Termelétricas (AHBP), a partir do código computacional relatado por Li e Yang [5]. Este estudo e desenvolvimento, se constitui no objetivo deste trabalho.

A presente dissertação é composta de seis capítulos: introdução, modelação, solução numérica, validação, testes e conclusões e comentários finais.

Na modelação, Capítulo 2, é justificado o tipo de ciclo modelado e é dado tratamento à modelação dos diversos equipamentos componentes do ciclo.

No Capítulo 3, é descrita a solução numérica dada à modelação matemática. Este Capítulo é ilustrado com um fluxograma generalizado da rotina principal, com o objetivo de dar subsídio ao entendimento do procedimento numérico. Associado a este fluxograma, são apresentadas as subrotinas diretamente ligadas à modelação. Nesta apresentação são indicadas as entradas e saídas de dados das diversas subrotinas, com uma rápida descrição de seu procedimento numérico.

A seguir, no Capítulo 4, é discutida a validação do modelo empregado. São apresentados os resultados numéricos para cada versão de execução, discutindo-se as implicações associadas a estas versões. Procurou-se identificar, também, a origem dos desvios encontrados para alguns parâmetros, apontando uma possível solução para a correção destes desvios.

Nos testes relatados no Capítulo 5, o programa é submetido a diferentes configurações e condições de funcionamento para a usina utilizada na validação. Isto permitiu a avaliação das potencialidades do programa e do comportamento físico dos resultados.

O trabalho encerra-se no Capítulo 6, onde são apresentadas as

conclusões, comentários finais e sugestões para trabalhos futuros.

O projeto de uma usina é normalmente especificado por uma empresa e, os equipamentos, são fabricados por consórcios de empresas, de acordo com as especificações do projeto original. Neste trabalho, será utilizado o termo "fabricante" de uma determinada usina, para especificar a empresa responsável pelo projeto geral desta usina. Já a expressão "fabricante de equipamentos", será utilizada quando tratar-se do fabricante de um determinado componente da usina. Estas duas expressões poderão, ou não, corresponder à mesma empresa. No entanto, não será feita nenhuma distinção entre elas.

CAPÍTULO 2

MODELAGEM

2.1. Escolha do Ciclo a Ser Modelado.

Historicamente, os conceitos de ciclo, reversibilidade e de máximo rendimento para uma máquina térmica, foram introduzidos em 1824 pelo engenheiro francês Sadi Carnot, na publicação "Reflections on the Motive Power of Fire", conforme citado no Combustion Engineering [6].

Na Fig. 2.1 é apresentado o ciclo proposto por Carnot, onde todos os processos termodinâmicos são reversíveis. De A até B, ocorre uma compressão adiabática, seguindo-se de uma transferência de calor à temperatura constante, do reservatório de alta temperatura para o fluido de trabalho (B-C), expansão adiabática de C até D, retornando ao estado original A, com uma retirada de calor da substância de trabalho, à temperatura constante, para o reservatório de baixa temperatura (D-A).

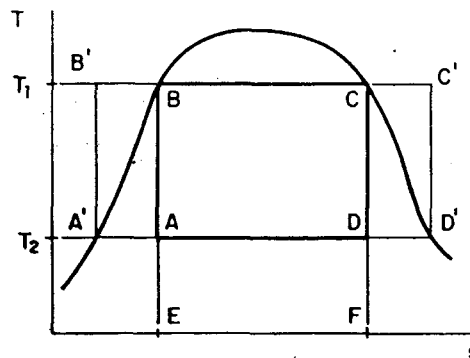


Figura 2.1 - Diagrama T x s para o ciclo de Carnot.

O calor introduzido pode ser expresso pela área EBCFE e, o calor rejeitado, pela área FDAEF. A diferença entre estas duas áreas resulta no trabalho líquido desenvolvido neste ciclo, e representado pela área ABCDA. A eficiência térmica para um ciclo é definida como a relação entre o trabalho produzido e o calor fornecido. Assim, obtém-se

$$\eta_{\text{CARNOT}}^{\text{TERM.}} = \frac{\text{ABCDA}}{\text{EBCFE}} = \frac{T_1 - T_2}{T_1} \quad (2.1)$$

Portanto, o rendimento do ciclo Carnot depende somente de suas temperaturas de operação. Considerando-se que todos os elementos constituintes deste ciclo realizam transformações reversíveis, este rendimento passa a ser o máximo possível para uma máquina térmica.

$$\eta_{\text{MAX}} = \frac{T_1 - T_2}{T_1} = \eta_{\text{CARNOT}} \quad (2.2)$$

No entanto, este ciclo apresenta restrições que impedem sua aplicação a sistemas reais. Para a situação em que se utiliza vapor d'água como substância de trabalho, numa instalação de geração de potência, conforme a Fig. 2.1, torna-se inviável a compressão de uma mistura bifásica (A-B), e uma expansão com acentuado grau de umidade na exaustão da turbina (C-D), por exemplo. Para contornar esta restrição, pode-se sugerir a utilização de um superaquecimento até C', eliminando-se, com isto, o acentuado grau de umidade na exaustão da turbina, resultando na nova condição D'. No entanto, encontra-se aí, uma nova restrição técnica, pois o deslocamento do estado do vapor de C até C', na região de superaquecimento, implica em uma queda de pressão que promove produção de trabalho. Ou seja, deve-se realizar um aquecimento no componente responsável pela produção de trabalho, mantendo-se o processo de introdução de calor à temperatura constante, conforme definição do

ciclo Carnot.

Quanto à restrição de bombeamento bifásico em A, pode-se propor um resfriamento do estado bifásico A até a condição de líquido saturado em A', a partir do qual é realizada a compressão adiabática até B', à temperatura T_1 . Para que o processo de introdução de calor seja mantido à temperatura constante, é necessária a realização de uma expansão do líquido comprimido do estado B' até B, através da produção de trabalho, da mesma forma como o processo de C até C', o que resulta em uma nova restrição técnica.

Diante das restrições impostas ao ciclo Carnot, um novo ciclo ideal foi proposto em 1859 pelo professor escocês W.J.M. Rankine na publicação "A Manual of the Steam Engine and Other Prime Movers", conforme citado na referência [6]. Este ciclo, que se constitui na base dos atuais ciclos a vapor de geração de potência, é apresentado na Fig. 2.2.

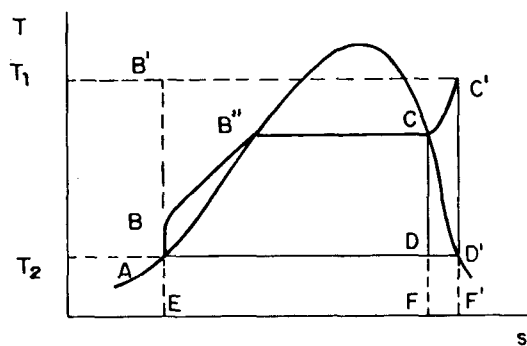


Figura 2.2 - Ciclo Rankine com superaquecimento.

O ciclo Rankine consiste de um bombeamento de líquido inicialmente saturado de A até B, aquecimento ao longo de B-C, expansão isentrópica de C até D, e um resfriamento de D até A, resultando em líquido saturado. Opcionalmente, pode-se promover um superaquecimento, a pressão constante e temperatura variável, até C'.

Como pode ser verificado na Fig. 2.2, o ciclo Rankine permite a retirada de calor da substância de trabalho até a condição de líquido

saturado, solucionando o problema de bombeamento bifásico. Outro aspecto que o distingue, em relação ao ciclo Carnot, é o fato da introdução de calor iniciar-se imediatamente após o bombeamento, correspondendo à condição B da Fig. 2.2. Isto promove um processo de troca térmica, entre a fonte de alta temperatura e a substância de trabalho, com uma diferença finita de temperaturas, o que origina uma irreversibilidade neste processo. Este fato leva o ciclo Rankine a um rendimento inferior ao Carnot.

Na Fig. 2.2, são apresentados os ciclos Carnot e Rankine operando entre as mesmas fontes quente e fria. Percebe-se nesta figura, que a relação entre trabalho e calor envolvidos nos dois ciclos, é menor para o Rankine. Ou seja:

$$\frac{\text{ÁREA (ABC'D'A)}}{\text{ÁREA (EBC'F'E)}} < \frac{\text{ÁREA (AB'C'D'A)}}{\text{ÁREA (EB'C'F'E)}}$$

ou:

$$\frac{\bar{T} - T_L}{\bar{T}} < \frac{T_H - T_L}{T_H} \tag{2.3}$$

Portanto:

$$\eta_{\text{RANKINE}} < \eta_{\text{CARNOT}} \tag{2.4}$$

onde:

T_L é a temperatura da fonte fria.

T_H é a temperatura da fonte quente.

\bar{T} é a temperatura média em que é fornecido calor no ciclo Rankine.

Nesta breve análise, é salientada a importância da temperatura em que é fornecido calor a um ciclo. Para o ciclo Rankine, o processo de aquecimento ocorre de B até C', resultando em uma temperatura média inferior àquela em que ocorre o processo de aquecimento no Carnot.

Tanto para o ciclo Carnot, como para o Rankine, a redução da temperatura de rejeição de calor ou o aumento da temperatura de introdução de

calor, promovem uma melhoria do rendimento destes ciclos.

Num ciclo real, a temperatura máxima na qual é introduzido calor é limitada pelos materiais empregados na construção de uma usina, e esta temperatura é da ordem de 565 °C para o aço, conforme o Central Electricity Generating Board [7]. Já a temperatura mínima, depende da disponibilidade do meio ambiente, o qual representa a fonte fria.

Portanto, a melhoria do rendimento do ciclo Rankine deve ser obtida através do aumento da temperatura média em que é introduzido calor, respeitando-se os limites impostos pelos materiais. As soluções técnicas utilizadas consistem no ciclo regenerativo e no ciclo com reaquecimento, os quais serão apresentados e discutidos a seguir.

2.1.1. Ciclo Rankine Regenerativo.

Esta variação do ciclo Rankine, é uma das formas de promover uma melhoria na eficiência térmica da planta, através do aumento da temperatura média com que o calor é introduzido no ciclo e, redução da grande diferença de temperatura entre a fonte quente e o líquido comprimido. Outro aspecto importante, está no fato de ser rejeitada uma menor quantidade de calor para a fonte fria, uma vez que será direcionada uma menor quantidade de vapor para o condensador.

Este ciclo consiste no aquecimento do líquido comprimido, através do vapor em expansão na turbina, com temperaturas levemente superiores àquelas do líquido a ser aquecido, resultando em processos de troca térmica com menor grau de irreversibilidade.

O ciclo regenerativo ideal seria aquele onde o aquecimento do líquido comprimido ocorreria com diferenças infinitesimais de temperatura. Isto resultaria em infinitas extrações de vapor a serem efetuadas na turbina, para o aquecimento da água de alimentação em trocadores de calor, ou de uma troca de calor diretamente do vapor em expansão na turbina, conforme discutido no

Combustion Engineering [6] e Van Wylen e Sontag [8]. Estas duas situações são apresentadas nas Figuras 2.3 e 2.4.

O diagrama $T \times s$ para um ciclo regenerativo ideal é mostrado na Fig. 2.5. A relação entre trabalho e calor, envolvidos neste ciclo, resulta na mesma relação obtida para o ciclo Carnot operando entre as mesmas fontes de calor.

A despeito de ter o mesmo rendimento termodinâmico do ciclo Carnot, um ciclo regenerativo sob tais configurações não pode ser utilizado em aplicações de natureza prática, tanto por aspectos técnicos, como por aspectos econômicos.

Tecnicamente, a construção de uma turbina que promova a troca de calor sugerida anteriormente, conforme a Fig. 2.4, não é viável. Por outro lado, não é econômica a utilização de um ciclo com um número muito elevado de trocadores de calor, conforme Fig. 2.3.

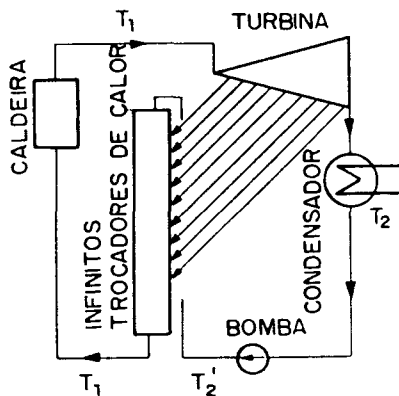


Figura 2.3 - Reaquecimento com um número infinito de trocadores de calor.

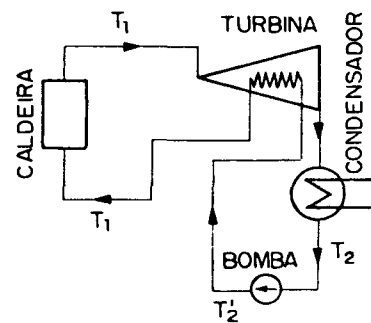


Figura 2.4 - Reaquecimento através do vapor em expansão na turbina.

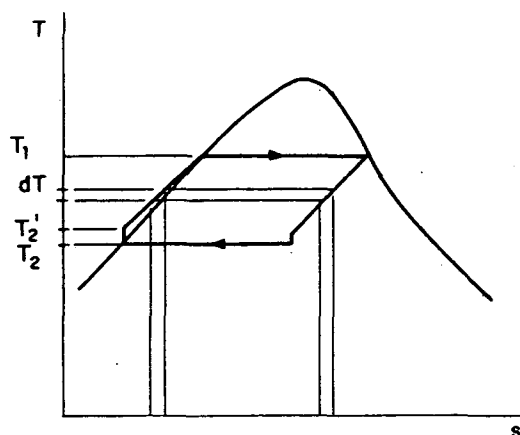


Figura 2.5 - Ciclo regenerativo ideal.

Observa-se que, de acordo com a Fig. 2.5, as trocas de calor ocorrem infinitesimalmente. Isto tende a eliminar as irreversibilidades do processo de aquecimento do líquido comprimido. Verifica-se também que a temperatura do processo de fornecimento de calor ao sistema é constante (T_1).

Em um ciclo real, o processo de aquecimento do líquido comprimido ocorre com um número finito de trocadores de calor, resultando em trocas térmicas com diferenças finitas de temperaturas. Isto faz com que o processo de fornecimento de calor deixe de ser realizado a uma temperatura constante.

A limitação do número de trocadores dentro de uma quantidade finita, resulta de aspectos econômicos, onde o objetivo corresponde à máxima taxa de atratividade do capital investido. Uma instalação de geração de potência a vapor, cujo ciclo restringe-se aos quatro elementos básicos (caldeira, turbina, condensador e bomba), terá um custo de implantação menor do que o verificado com a inclusão de pré-aquecedores. No entanto, o custo operacional proveniente do combustível utilizado será maior. Esta situação só é justificada quando o custo do combustível for muito baixo ou, quando tratar-se de uma usina para atendimento das cargas de pico no fornecimento de energia.

O quadro esboçado no parágrafo anterior não se aplica a grandes centrais de geração de potência, onde se justifica uma melhoria em sua

eficiência termodinâmica, a despeito de seu custo inicial maior. Conforme a referência [7] , as principais implicações econômicas de um projeto com ciclo regenerativo são:

- redução no tamanho da caldeira devido à menor quantidade de calor necessária para uma dada produção de trabalho;

- aumento do custo inicial com os próprios trocadores de calor e as tubulações de vapor para a conexão entre estes e a turbina;

- aumento da quantidade de vapor produzido, promovendo a utilização de uma tubulação de maior diâmetro entre a caldeira e a turbina, com um custo maior para os primeiros estágios da turbina e para os tubos e bomba de alimentação;

- redução da quantidade de vapor que passa através dos últimos estágios da turbina. Isto resulta no projeto de estágios e unidade condensadora menores.

- como a caldeira vai ser alimentada por um condensado a uma temperatura mais alta, isto resultaria num aumento da temperatura de saída dos gases de combustão, concorrendo inevitavelmente para uma redução em sua eficiência térmica. Assim, torna-se necessária a utilização de um pré-aquecedor do ar de combustão fazendo-se uso dos gases de exaustão.

Modernamente, as grandes centrais tem utilizado de quatro a dez trocadores de calor como regeneradores. Normalmente, utilizam-se três tipos de trocadores de calor para o aquecimento da água de alimentação: de contacto, de superfície e de superfície com resfriador de dreno. No trocador de contacto, há uma mistura direta entre o fluido quente (vapor de extração) e o fluido frio (água de alimentação), resultando na melhor troca térmica possível entre os dois fluidos. O trocador de superfície é do tipo carcaça e tubos, no qual a troca térmica será limitada por uma diferença residual de temperatura entre os dois fluidos. Nos dois trocadores descritos acima, a drenagem ocorre na forma de líquido saturado após ceder calor para a água de alimentação. Já o trocador

de superfície com resfriador de dreno, é uma variação do trocador de superfície propriamente dito, onde a diferença consiste no subresfriamento da água saturada do dreno com o pré-aquecimento da água de alimentação. Os trocadores são apresentados esquematicamente na Fig. 2.6. Futuramente, eles serão melhor detalhados quando for dado o necessário tratamento referente a suas modelações.

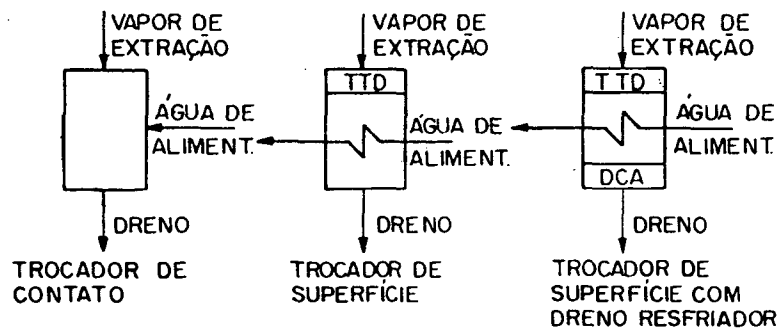


Figura 2.6 - Representação esquemática dos trocadores de calor.

Termodinamicamente, a melhor opção da utilização dos trocadores seria aquela em que todos fossem de contacto. Todavia, seu aspecto construtivo de uma grande carcaça de aço, não permite a utilização de pressões mais elevadas, o que implicaria em uma grande elevação do seu custo. Some-se a isto, o fato de ser necessária uma bomba de alimentação em cada dreno destes trocadores, o que reduziria o ganho termodinâmico devido às irreversibilidades envolvidas no processo de bombeamento. Este número maior de bombas, promove uma elevação dos custos operacionais de manutenção e uma redução da confiabilidade do sistema.

Normalmente, o trocador de contacto é utilizado como um armazenador de condensado e deaerador, uma vez que a água, na saturação, ou seja, no ponto de ebulição, apresenta uma redução na solubilidade dos gases não-condensáveis.

Ocasionalmente, podem ser encontradas usinas que possuam trocadores

de contacto na secção de baixa pressão ou ainda, em número menor, as que utilizam somente trocadores de contacto. No entanto, estas situações são exceções à regra.

A situação mais comum, é aquela em que se utiliza somente um trocador de contacto no trem de trocadores. Portanto, a modelação do ciclo vai limitar-se à condição em que seja considerado, no máximo, um trocador de contacto. Quanto aos outros dois tipos de trocadores, não existe qualquer restrição na sua utilização.

2.1.2. Ciclo Rankine com Reaquecimento.

Como foi visto no item anterior, o ciclo regenerativo promove uma melhoria na eficiência térmica do ciclo, através do aumento da temperatura média com que o calor é fornecido. Isto é obtido através da elevação da temperatura da água de alimentação, no início deste processo de troca térmica.

A outra forma de ser promovido um aumento da temperatura média em que o calor é fornecido ao ciclo, corresponde à elevação da temperatura no final do processo de aquecimento do vapor, resultando em superaquecimento.

A temperatura máxima permitida vai depender dos materiais empregados no projeto do superaquecedor, dutos, válvulas e da própria turbina. Para o aço, este limite é de aproximadamente 565°C e, admitindo-se uma umidade de 12% na exaustão da turbina, que corresponderia a uma condição limite, a pressão máxima para este ciclo seria em torno de 125 bar, conforme discutido em [7]. Esta condição é uma restrição à disponibilidade de energia entálpica no processo de expansão da turbina. Com o propósito de contornar esta restrição, utiliza-se o ciclo Rankine com reaquecimento. Neste ciclo, o vapor da caldeira é submetido a uma expansão nos estágios de alta pressão da turbina e, em seguida, é desviado de seu fluxo normal, retornando para o reaquecedor. A temperatura do vapor é novamente elevada para a condição original, ou levemente inferior, sendo então redirecionado para os demais estágios da

turbina, dando sequência à produção de trabalho. O diagrama deste ciclo é apresentado na Fig. 2.7.

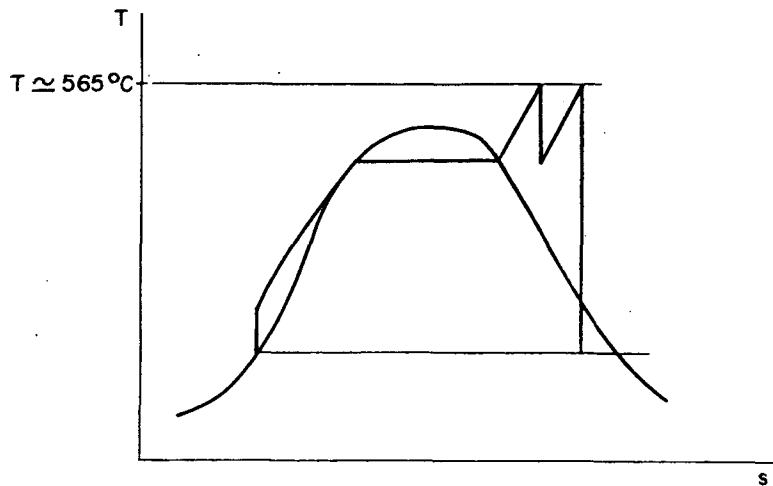


Figura 2.7 - Ciclo Rankine com reaquecimento.

Uma vantagem adicional do ciclo com reaquecimento, é a redução da umidade do vapor na exaustão da turbina, elevando o rendimento dos últimos estágios e reduzindo o problema de cavitação nas pás.

Apesar de uma melhoria da ordem de 4 a 6% na eficiência do ciclo, o reaquecimento implica em detalhamentos técnicos adicionais e aumento de custos por parte de novas canalizações e acessórios. Segundo Salisbury [9], com o desenvolvimento de materiais mais resistentes a altas temperaturas, os ciclos com reaquecimento serão possivelmente menos atraentes.

2.1.3. Ciclo Resultante.

O ciclo normalmente empregado pelas grandes centrais de geração de potência, consiste na união das duas variações do ciclo Rankine apresentadas anteriormente, resultando no ciclo Rankine regenerativo com reaquecimento. Utiliza-se, neste caso, uma subdivisão da turbina em três secções de pressão: alta (HP), intermediária (IP) e baixa pressão (LP).

Neste ciclo resultante, o vapor a alta pressão e temperatura na saída

da caldeira, é expandido na turbina HP, após o que, é desviado para o reaquecedor, onde sua temperatura retorna à condição original de saída na caldeira. Após este processo, o vapor torna a produzir trabalho nos estágios da turbina IP e LP.

Ao deixar a secção de baixa pressão da turbina, o vapor é encaminhado para a unidade condensadora, onde atinge a condição de água saturada. Esta água é, então, direcionada para o trem de trocadores de calor por intermédio da bomba de condensado e bomba de alimentação. No trem de trocadores, a água é aquecida pelo vapor proveniente das extrações ao longo das turbinas, fechando o ciclo com a água retornando para a caldeira, onde sua temperatura é elevada até a condição original de vapor superaquecido.

O ciclo básico e seus componentes são apresentados na Fig. 2.8. Percebe-se que além dos componentes mencionados, até o presente instante, existem ainda válvulas, selos, desuperaquecedor, ejetor e condensador do vapor de selagem. A consideração destes elementos em um ciclo, deixa de corresponder à configuração básica de uma central de geração de potência, resultando em situações particulares de cada fabricante.

Neste trabalho, é proposta uma modelação que permite avaliar uma configuração semelhante à apresentada na Fig. 2.8, permitindo uma análise da influência desta configuração nos balanços de massa e energia no ciclo. Por ser uma situação particularizada, esta configuração foi introduzida de forma opcional no código computacional, sem comprometer a generalidade original, mas tornando-a ainda maior. Esta opção será aqui denominada como "ciclo com vazões de natureza secundária", a fim de ser diferenciada do ciclo básico.

Após ter sido justificada e apresentada a configuração geral de um ciclo a vapor para grandes centrais de geração de potência, a qual se constitui no objetivo central deste trabalho, será efetuada, a seguir, a modelação de seus equipamentos.

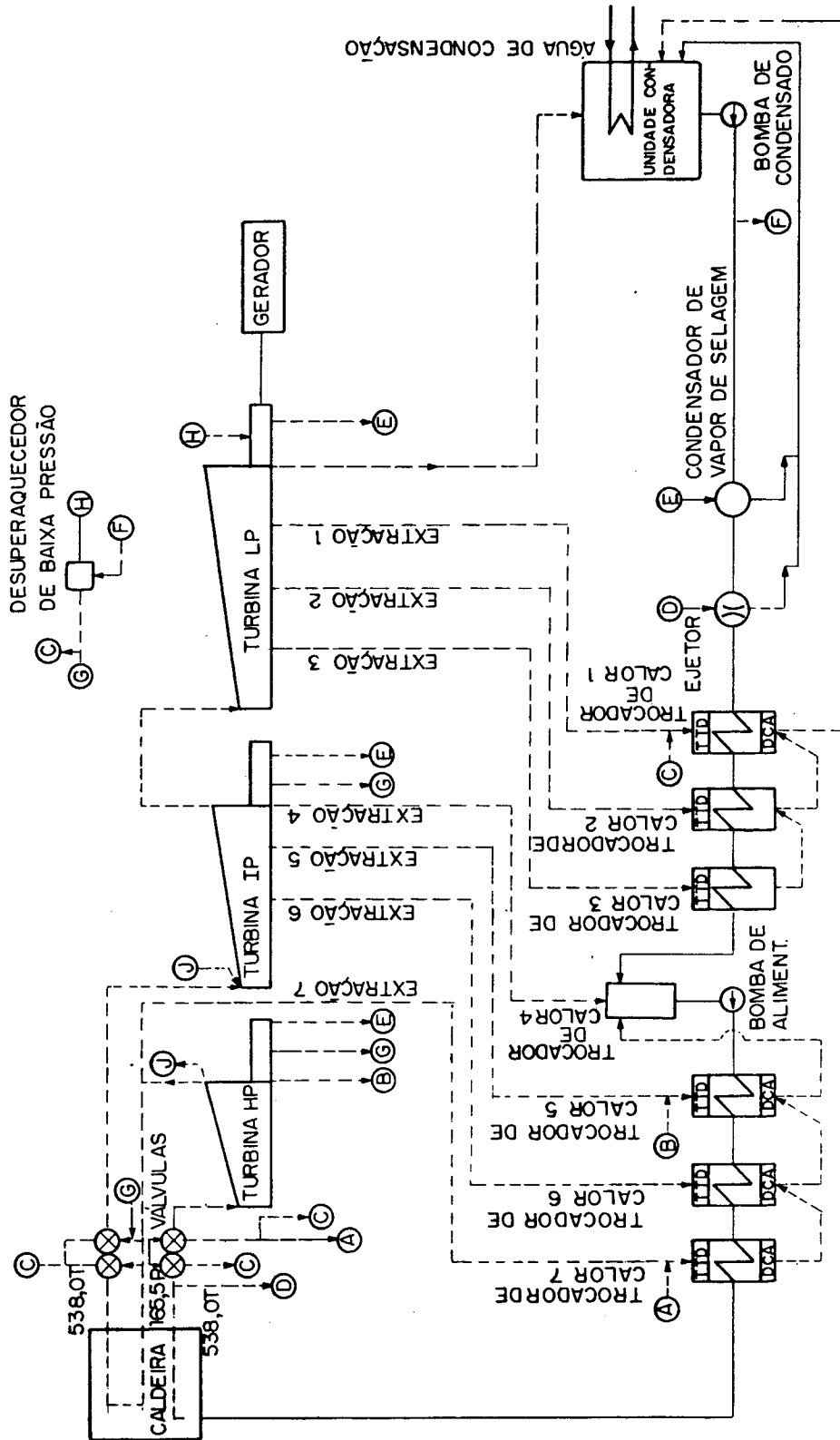


Figura 2.8 - Representação esquemática de uma usina termelétrica.

2.2. Modelação dos Equipamentos.

2.2.1. Turbina.

A turbina corresponde ao elemento responsável pela conversão de energia entálpica em energia cinética resultando, então, em energia mecânica no eixo, que irá acionar o gerador.

Um estágio de uma turbina pode ser de ação ou ação-reação. No primeiro, há uma expansão do vapor nas tubeiras, onde ocorre toda a conversão de energia cinética deste estágio e, a seguir, é promovida a conversão desta energia em trabalho nas pás. Já num estágio de ação-reação, há uma conversão de energia térmica em cinética tanto nas tubeiras como nas pás móveis. Na prática, as turbinas de grandes centrais de geração de potência possuem estágios de ação e ação-reação.

Cada estágio é projetado para produzir uma quantidade de trabalho a partir de um montante de energia térmica. A relação entre o trabalho produzido e a energia térmica disponível resulta na eficiência interna do estágio, ou seja:

$$\eta_s = \frac{h_1 - h_2}{h_1 - h_{2s}} \quad (2.5)$$

As entalpias envolvidas na Eq. (2.5) referem-se aos pontos indicados na Fig. 2.9, onde também estão relacionadas as perdas de energia nas tubeiras (Δh_t), pás (Δh_{pa}), e energia cinética residual (Δh_c) para cada estágio.

Nas tubeiras ocorrem perdas (Δh_t) devidas à viscosidade do fluido, à deflexão do escoamento, ao crescimento da camada limite e também perdas na base e na ponta das pás. Há ainda contribuições devidas à formação de uma esteira turbulenta imediatamente após cada pá ou tubeira, à formação de escoamento secundário e aos vazamentos de vapor entre o eixo da turbina e tubeiras.

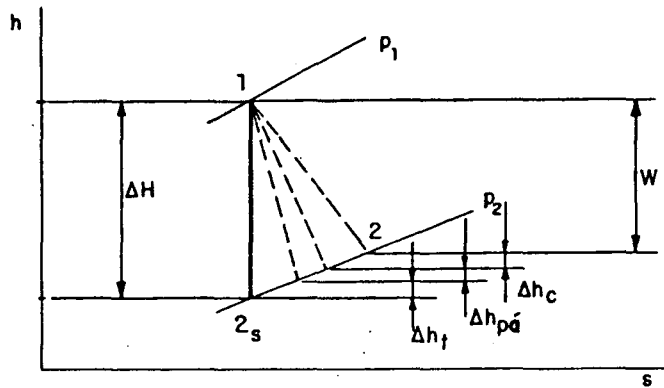


Figura 2.9 - Diagrama $h \times s$ para um estágio de turbina.

Nas pás móveis ocorrem perdas ($\Delta h_{pá}$) devidas à turbulência formada na saída das tubeiras, à presença das pás promovendo uma perturbação no escoamento, ao vazamento pelo espaço anular entre a fileira de pás e a carcaça da turbina, à fricção do escoamento nas pás e à diferença no comprimento das linhas de fluxo em face da curvatura das pás. Isto, promove um aumento na fricção entre as partículas do próprio escoamento. Outro aspecto que promove perdas, corresponde ao aumento da altura das pás ao longo do escoamento. Isto produz um escoamento divergente, favorecendo o crescimento e descolamento da camada limite.

O estado energético do vapor, ao ser introduzido em um estágio, é constituído de uma parcela de entalpia e outra de energia cinética. Ao longo do escoamento nas tubeiras e pás, é promovida a aceleração do vapor através da conversão de energia da parcela entálpica em cinética. Se a velocidade na qual o vapor deixa o estágio for superior àquela de introdução, significa que há uma diferença entre a energia cinética de entrada e a de saída, correspondendo a uma perda, denotada por Δh_c na Fig. 2.9.

As turbinas de centrais de geração de potência, são constituídas de vários estágios dispostos em série, sendo possível então, a utilização da

energia cinética de saída do estágio anterior pelo subsequente. No entanto, deve ser considerada a exaustão do último estágio, onde a perda vai depender da velocidade com que o vapor deixa a turbina.

As outras perdas internas que ocorrem nas turbinas, correspondem ao arraste aerodinâmico do rotor girando imerso no vapor, à perda por admissão parcial e à perda por vazamentos.

Na prática, quando são fornecidas as eficiências internas de uma turbina ou sua linha de expansão, por parte de um fabricante, não é considerada a perda por exaustão verificada no último estágio. Deve-se, portanto, deduzir esta perda do trabalho calculado para a turbina, quando este for obtido mediante a eficiência interna. Cabe ressaltar que, o fabricante normalmente fornece a perda por exaustão em relação à velocidade de saída do último estágio.

A perda por exaustão, é composta pela energia cinética de saída do vapor no último estágio, pela perda de carga na carcaça de exaustão da turbina, pela restrição anular de passagem e pelo chamado "turn up".

Como a energia cinética de entrada na turbina é desprezível, toda a energia cinética na saída será considerada como uma perda total. A carcaça de exaustão do vapor é outra fonte de perda no último estágio, onde ocorre a perda de carga devida à alta velocidade do escoamento. Poderia ser sugerida a construção de uma carcaça suficientemente grande, que promovesse velocidades baixas. No entanto, isto não é possível devido ao elevado volume específico do vapor nesta situação, conforme discutido por Salisbury [9]. A perda por restrição anular ocorre quando o escoamento é submetido às condições sônicas, neste caso, não será possível a elevação da vazão de saída neste estágio pela simples elevação do diferencial de pressão. As dimensões dos últimos estágios são extremamente grandes em face do elevado volume específico do vapor. Seu dimensionamento, é efetuado normalmente para a condição nominal de operação da turbina. Uma determinada queda de vazão na turbina, será acompanhada, na mesma

proporção, por uma redução dos níveis de velocidade, já que o volume específico do vapor mantém-se aproximadamente constante. Esta queda de velocidade implica na redução da eficiência do último estágio, em face de uma configuração desfavorável do diagrama de velocidades. Esta redução da eficiência pode atingir uma condição tão extrema, que o último estágio não somente deixará de contribuir com a produção de trabalho, como será acionado pela própria turbina. Seria a situação em que o arraste aerodinâmico do rotor superaria a potência produzida. À medida que a vazão diminui, o estágio subsequente terá sua produção de trabalho igualmente comprometida e assim sucessivamente, segundo Salisbury [9]. Por uma questão de conveniência assume-se que estas perdas ocorram no último estágio, onde passam a ser incluídas dentro da categoria das perdas por exaustão. Quando é utilizada esta prática, a parcela correspondente a estas perdas é chamada de "turn up".

O comportamento da perda por exaustão e suas componentes, são apresentadas na Fig. 2.10, conforme ilustrado por Li e Priddy [11]. Percebe-se uma condição de mínimo na curva de perdas, na situação em que se teria a velocidade anular nominal.

É interessante notar que uma usina é projetada para operar a uma certa temperatura ambiente que determinará uma pressão de condensação. A turbina será projetada ou escolhida de forma a minimizar a perda por exaustão nesta situação.

Ao ser instalada uma usina termelétrica, é possível que a temperatura ambiente média não seja a mesma especificada para a condição de projeto. Isto levará a turbina a operar fora da pressão nominal de condensação, resultando em uma velocidade anular que não corresponderá à situação de mínima perda por exaustão. A mesma influência será manifestada para as variações de temperatura ao longo do dia e das estações do ano.

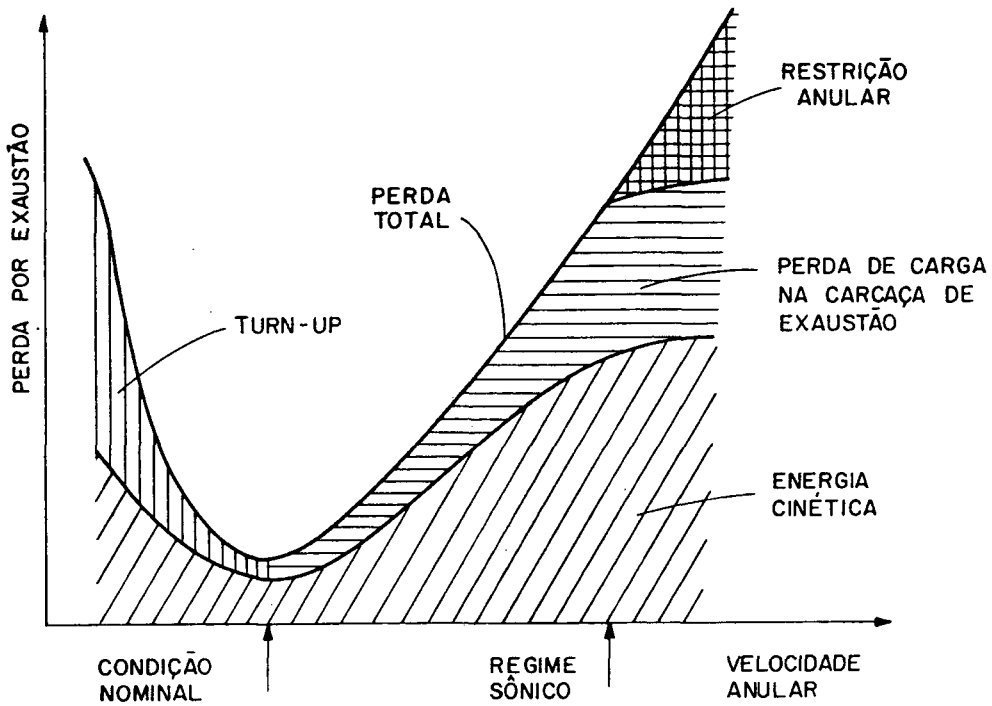


Figura 2.10 - Perda por exaustão.

Como foi visto, a perda por exaustão está relacionada à velocidade com que o vapor deixa o último estágio. Deve-se, portanto, calcular a velocidade do vapor utilizando-se a seguinte relação:

$$V_a = \frac{\dot{m} \cdot v \cdot x}{3600 \cdot A_a \cdot n_{ex}} \tag{2.6}$$

onde:

\dot{m} é a vazão mássica do vapor na exaustão [kg/h].

v é o volume específico do vapor [m^3/kg].

x é o título do vapor.

A_a é a área anular de exaustão do último estágio [m^2].

n_{ex} é o número de exaustões.

Obviamente é necessário que o vapor passe pelas válvulas reguladoras e de controle antes de entrar na turbina e, a menos que seja uma exceção, as válvulas são partes integrantes da turbina. Desta forma, as condições do vapor devem ser relacionadas à saída da caldeira e a perda de carga nas válvulas deve ser considerada como uma perda interna da turbina. A perda de carga promovida pelas válvulas, quando totalmente abertas, é da ordem de 3 a 5% conforme Shlyakhin [10]. Modernamente, esta perda é possivelmente menor.

A turbina será subdividida em três secções, onde cada uma corresponderá a um nível de pressão. Como a expansão do vapor, no diagrama de Mollier, pode ser aproximada por uma linha reta em cada secção, será assumida uma única eficiência para todos os estágios de cada secção. Na Fig. 2.11, pode-se observar o processo de expansão do vapor no diagrama de Mollier, onde são incluídas todas as perdas envolvidas, as pressões de extração e o reaquecimento.

Na Fig. 2.11, a secção de alta pressão da turbina (HP), corresponde à expansão do ponto 2 ao 3. Do 4 ao 7 tem-se a secção de pressão intermediária (IP) e, do ponto 7 ao 10, é finalizada a expansão na secção de baixa pressão (LP). Como pode ser notada, a inclinação da linha de expansão varia ao longo da turbina denotando as diferentes eficiências utilizadas para cada secção de pressão. Entre os pontos 3 e 4, foi incluído um processo de reaquecimento, no qual há um ganho de energia por parte do vapor, associado a uma perda de carga em válvulas e canalização.

Na Fig. 2.11, é apresentada a influência da perda de carga nas válvulas reguladoras e a perda por exaustão. O reflexo da perda de carga nas válvulas pode ser notado através da redução da disponibilidade entálpica no processo de expansão ($\Delta H_{\text{DISP.}} - \Delta H_{\text{VALV.}}$). Já a perda por exaustão aparece como uma correção do estado final do vapor, considerando que a pressão de saída do último estágio (p_{10}) não corresponde à pressão de condensação (p_{cond}), além de não estar incluída a correção das demais perdas associadas à perda por

exaustão.

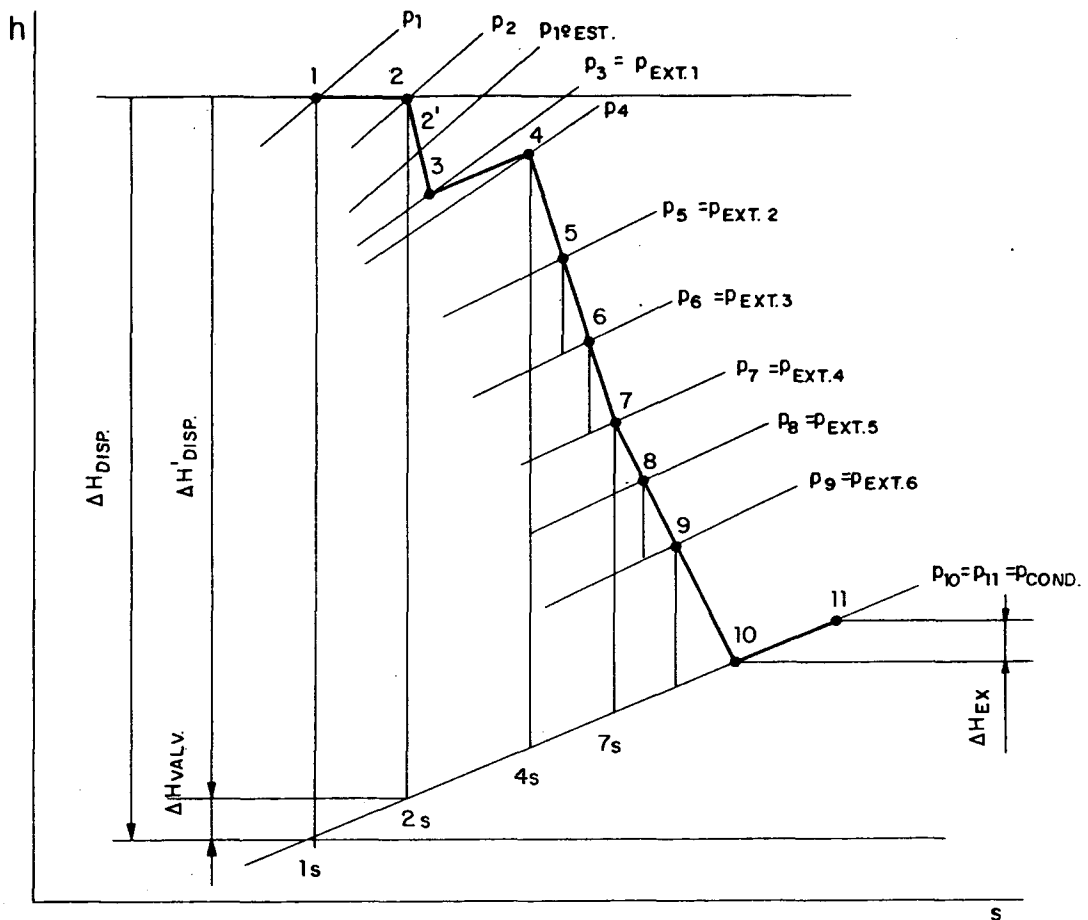


Figura 2.11 - Processo de expansão do vapor em uma turbina de três secções de pressão.

Na realidade, se a perda por exaustão estivesse incluída na eficiência interna, a linha de expansão na turbina "LP" divergiria mais ainda do que a expansão 7-10, em relação à expansão isentrópica 7-7s, e a pressão final (p_{10}), seria levemente superior à pressão de condensação.

Dentre as perdas apresentadas na Fig. 2.11, a modelação não considera a perda promovida pelas válvulas reguladoras, quando operando em carga nominal. Para a condição de carga parcial, é utilizada uma relação empírica sugerida por Li e Yang [5], a qual corrige o efeito do sistema regulador na

eficiência do primeiro estágio da turbina "HP" e é apresentada na Eq. (2.7).

$$\eta_{1\text{-est.}}^{\circ} = \frac{\eta_{\text{HP}}}{0,82357} (0,72087 \cdot \text{PX}^3 - 0,8325 \cdot \text{PX}^2 + 0,5382 \cdot \text{PX} + 0,397) \quad (2.7)$$

onde:

$\eta_{1\text{-est.}}^{\circ}$ é a eficiência do primeiro estágio

η_{HP} é a eficiência da turbina "HP"

PX é a relação entre a vazão de operação e a vazão nominal fornecida pela caldeira

A pressão de saída do primeiro estágio da turbina "HP" ($p_{1\text{-est.}}^{\circ}$ na Fig. 2.11), em carga nominal deve ser conhecida. Esta pressão indica a parcela da linha de expansão do vapor que está submetida a uma queda de eficiência devida à ação das válvulas reguladoras na condição de carga parcial de operação. Quando não houver disponibilidade deste dado, será atribuída uma queda de 72% entre a pressão de entrada e a de saída deste estágio, conforme é proposto por Li e Yang [5].

O comportamento das pressões ao longo da turbina, quando submetida à condição de carga parcial, será aproximadamente proporcional à vazão de vapor. Para a condição em que haja extração de vapor da turbina, a pressão de saída de cada estágio será proporcional à vazão líquida direcionada para o estágio seguinte, ou seja, vazão do atual estágio menos a quantidade de vapor extraída neste estágio e vazamentos, adicionada de algum retorno nesta secção. Esta aproximação é apresentada por Li e Priddy [11] e, matematicamente, é representada pela Eq. (2.8)

$$p = p_d \cdot \frac{\dot{m}}{\dot{m}_d} \quad (2.8)$$

Sendo:

- p a pressão sob carga parcial
- p_d a pressão nominal
- \dot{m} a vazão de vapor sob carga parcial
- \dot{m}_d a vazão de vapor sob carga nominal

No entanto, quando é dado início ao cálculo no programa de simulação, sob condições de carga parcial, não são disponíveis as vazões de extração para esta condição. Faz-se uso então de uma aproximação inicial, onde é utilizada a relação entre a vazão sob carga parcial e a vazão nominal na saída da caldeira, que por sua vez deve ser conhecida e é aqui denominada como "PX", ou seja:

$$PX = \frac{\dot{m}_B}{\dot{m}_{B,d}} \quad (2.9)$$

onde:

- PX é a relação de vazão para a carga nominal
- $\dot{m}_{B,d}$ é a vazão nominal na saída da caldeira
- \dot{m}_B é a vazão na saída da caldeira

Após esta primeira aproximação, os cálculos são refeitos, numa segunda iteração, utilizando-se agora os valores encontrados para as vazões ao longo das turbinas, o que permite o emprego da Eq. (2.8). Repete-se este procedimento até ser atingida a convergência dos resultados, que normalmente é alcançada ao cabo de três ou quatro iterações.

Fica, assim, estabelecido o modelo matemático da turbina. É interessante enumerar os dados necessários ao procedimento de cálculo:

- pressões de entrada e de saída de cada secção.
- rendimento interno de cada secção.
- pressão de saída do primeiro estágio (opcional).
- perda por exaustão.
- área anular de exaustão e o número de exaustões.
- pressões de extração (opcional).

2.2.2. Unidade Condensadora.

Este equipamento é responsável pela rejeição de calor do sistema para o meio ambiente, convertendo o vapor de exaustão da turbina de baixa pressão em líquido saturado. Esta rejeição limita a eficiência térmica das modernas centrais de geração de potência, a algo em torno de 40%, conforme Li e Priddy [11].

A unidade condensadora é projetada de forma a proporcionar uma pressão de condensação econômica, determinada a partir da temperatura ambiente disponível. Um condensador com uma grande área de troca térmica, manterá baixos níveis de pressão de condensação, aumentando a disponibilidade de energia para o sistema, no entanto, seu custo será elevado e vice-versa. Esta análise é válida para uma mesma condição de vazão do fluido refrigerante e, dela conclui-se, que o dimensionamento da unidade condensadora será resultante da minimização do custo da produção de trabalho.

Os principais tipos de condensadores são os de superfície resfriada a água, contacto resfriado a água e superfície resfriada a ar. Dentre estes, freqüentemente utiliza-se o de superfície resfriada a água, correspondendo ao tipo de condensador que será aqui modelado.

O modelo original previsto por Li e Yang [5], considera que o condensador opera com uma pressão de condensação constante nos regimes de carga nominal e parcial. Esta consideração é válida para uma usina que opere com um controle da pressão de condensação. Neste caso, admitindo-se uma

temperatura constante para a água de resfriamento, sua vazão teria que ser variada com o propósito de ser mantida constante a pressão de condensação ao longo das condições de carga de operação.

Para uma usina, que opere com uma variação da pressão de condensação, quando submetida a cargas de operação distintas, a consideração de pressão constante, passa a ser uma aproximação, que implica em erro no cálculo do trabalho produzido pelas turbinas e na própria perda por exaustão.

Desta forma, implementou-se a modelação original com a possibilidade de ser considerada a variação desta pressão ao longo das condições de operação de uma usina. A modelagem adotada para a pressão de condensação foi estabelecida em função dos dados disponíveis para um condensador de um determinado fabricante. Isto não significa, portanto, que esta modelagem possa ser utilizada para dados de fabricantes em geral. Na Fig. 2.12 é apresentada a maneira utilizada pelo fabricante, para o fornecimento do desempenho do equipamento. Deve-se ressaltar, que estas curvas foram obtidas para uma determinada vazão de água de resfriamento. Para este diagrama fornecido pelo fabricante, ajustou-se uma equação polinomial de segunda ordem em função de duas variáveis, conforme apresentado por Ferreira et alli [3]:

$$p_{\text{cond}} = (C_1 + C_2 \cdot t_{iw} + C_3 \cdot t_{iw}^2) + (C_4 + C_5 \cdot t_{iw} + C_6 \cdot t_{iw}^2) \dot{m}_{\text{ETLP}} + (C_7 + C_8 \cdot t_{iw} + C_9 \cdot t_{iw}^2) \cdot \dot{m}_{\text{ETLP}}^2 \quad (2.10)$$

C_i são constantes.

t_{iw} é a temperatura de entrada da água de resfriamento no condensador.

\dot{m}_v é a vazão do vapor direcionada para o condensador.

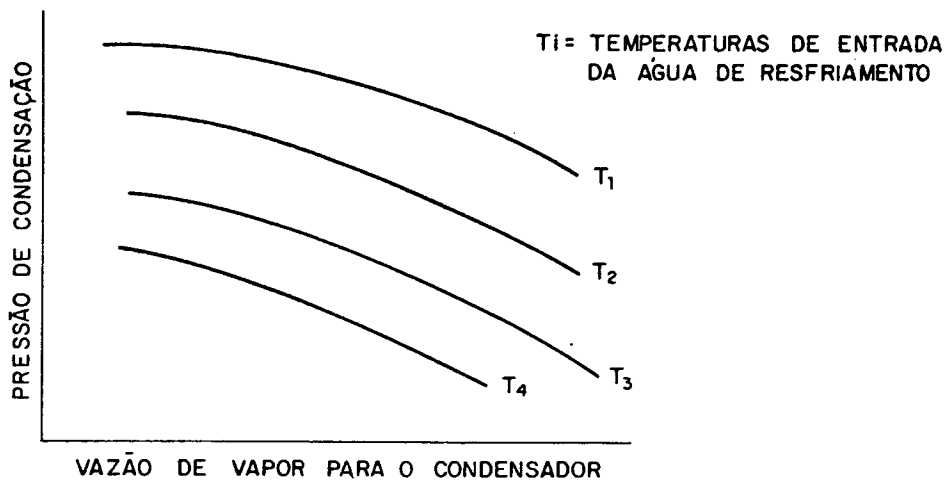


Figura 2.12 - Curvas características de um condensador resfriado a água.

Como foi mencionado na modelação da turbina, são necessárias as pressões de entrada e saída de cada secção da turbina e também a pressão de condensação. No entanto, pela Eq. (2.10), é necessário o conhecimento prévio da vazão de vapor direcionada para a unidade condensadora, a partir do que, é possível o cálculo da pressão de condensação. Como esta vazão não é disponível no início do processo de cálculo, a solução do problema implica num processo iterativo, onde se utiliza um valor inicial para a pressão de condensação como forma de desencadear este processo.

A partir da primeira iteração, será disponível um valor para a vazão direcionada para o condensador, a qual é utilizada para o cálculo da pressão de condensação. Este processo é repetido até atingir-se a convergência para a pressão, dentro de uma tolerância de erro. Desta forma, não é imposta uma condição de operação para o condensador mas, busca-se seu ponto de funcionamento através da iteração entre ele e a turbina "LP".

Para o estabelecimento da modelação da unidade condensadora, Fig. 2.13, resta um balanço de massa e energia no próprio equipamento:

$$\sum \dot{m}_o = \sum \dot{m}_i$$

$$\dot{m}_{oc} = \dot{m}_{ETLP} + \dot{m}_D + \dot{m}_{AT} + \dot{m}_{IS1} + \dot{m}_{IS2} + \dot{m}_{GSC} + \dot{m}_{EJ} + \dot{m}_{GC} \quad (2.11)$$

$$\sum \dot{q}_o = \sum \dot{q}_i$$

$$\begin{aligned} \dot{m}_{ETLP} \cdot h_{ie} + \dot{m}_{AT} \cdot h_{oAT} + \dot{m}_D \cdot h_{OD} + \dot{m}_{IS1} \cdot h_{RIS1} + \\ + \dot{m}_{IS2} \cdot h_{RIS2} + \dot{m}_{GSC} \cdot h_{GSC} + \dot{m}_{EJ} \cdot h_{oEJ} + \dot{m}_{GC} \cdot h_{GC} + \\ + \dot{m}_{CW} \cdot c_p \cdot t_{iCW} = \dot{m}_{CW} \cdot c_p \cdot t_{oCW} + \dot{m}_{oc} \cdot h_{oc} \end{aligned} \quad (2.12)$$

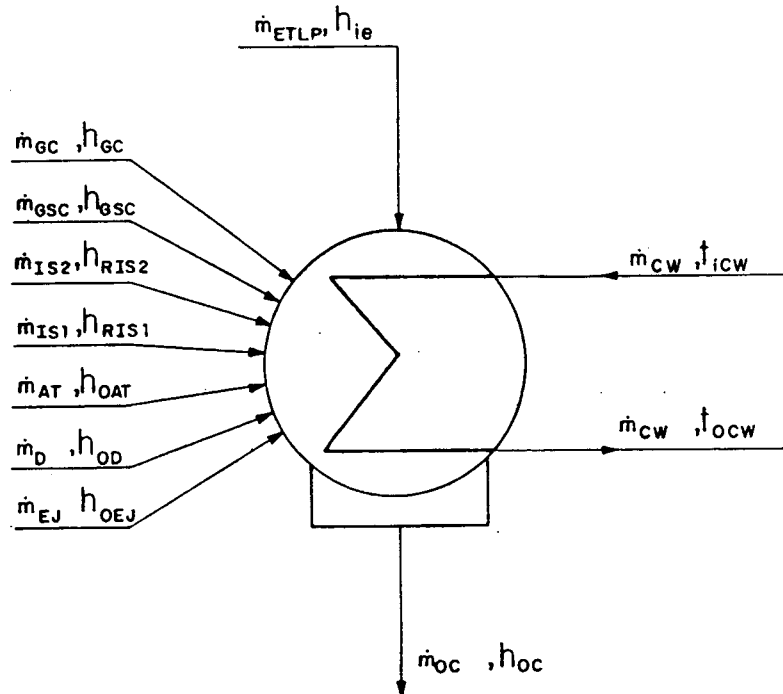


Figura 2.13 - Representação esquemática da unidade condensadora com as vazões envolvidas neste equipamento.

Onde:

- \dot{m}_{oc} é a vazão de saída do condensador.
- h_{oc} é a entalpia da água na saída do condensador.
- \dot{m}_{ETLP} é a vazão de exaustão da turbina "LP".
- h_{1e} é a entalpia do vapor de exaustão da turbina "LP" (com a inclusão da parcela de perda por exaustão).
- \dot{m}_D é a vazão total de condensado proveniente dos drenos dos trocadores de calor.
- h_{OD} é a entalpia do condensado proveniente dos drenos.
- \dot{m}_{AT} é a vazão de vapor proveniente da turbina auxiliar.
- h_{oAT} é a entalpia de exaustão da turbina auxiliar.
- \dot{m}_{IS1} é a vazão de retorno utilizada para vapor industrial primário.
- h_{RIS1} é a entalpia de retorno do vapor industrial primário.
- \dot{m}_{IS2} é a vazão de retorno utilizada para vapor industrial secundário.
- h_{RIS2} é a entalpia de retorno do vapor industrial secundário.
- \dot{m}_{GSC} é a vazão de condensado proveniente do condensador do vapor de selagem.
- h_{GSC} é a entalpia do condensado proveniente do condensador do vapor de vazamentos nos labirintos.
- \dot{m}_{EJ} é a vazão de vapor proveniente do ejetor.
- h_{oEJ} é a entalpia do vapor na saída do ejetor.
- \dot{m}_{GC} é a vazão de vapor proveniente dos labirintos.
- h_{GC} é a entalpia resultante para o vapor proveniente dos labirintos.
- \dot{m}_{CW} é a vazão da água de condensação.
- t_{OCW} é a temperatura de saída da água de condensação.
- t_{ICW} é a temperatura de entrada da água de condensação.

2.2.3. Trocadores de Calor.

No item 2.1.1, Ciclo Rankine Regenerativo, foi dado um tratamento inicial dos tipos de trocadores a serem modelados, os quais resumem-se a três: de contacto, de superfície e de superfície com resfriador de dreno. Estes trocadores foram apresentados na Fig. 2.6.

A modelação do trocador de contacto é limitada a um balanço de massa e energia. Todavia, para os trocadores de superfície e superfície com resfriador de dreno, são utilizados dois artifícios que vem a simplificar a modelação e a entrada de dados no que diz respeito às características destes trocadores. Estes artifícios correspondem à especificação TTD (diferença de temperatura terminal) e DCA (diferença de temperatura de acesso do dreno).

A TTD deve ser fornecida para os dois tipos de trocadores de superfície. Este termo corresponde à diferença de temperatura entre a condição de entrada do fluido quente e a de saída do fluido frio, ou seja:

$$TTD = T_{ie} - T_{oc} \quad (2.13)$$

Sendo:

T_{ie} a temperatura de entrada do vapor de extração para a condição de saturação.

T_{oc} a temperatura de saída da água de alimentação.

A DCA será necessária somente para o trocador de superfície com resfriador de dreno e, vem a ser a diferença de temperatura entre a condição de saída do fluido quente e a de entrada do fluido frio, correspondendo a:

$$DCA = T_{oe} - T_{ic} \quad (2.14)$$

Onde:

T_{oe} é a temperatura de saída da água no dreno.

T_{ic} é a temperatura de entrada da água de alimentação.

As TTD e DCA, podem ser consideradas, portanto, propriedades de um trocador, já que elas especificam o desempenho do equipamento. Obviamente, trocadores com TTD e DCA muito pequenas, implicam em grandes áreas de troca térmica. A caracterização destes dois termos tornar-se-á mais clara através da análise das Figuras 2.15 e 2.16. Vale ressaltar o fato de que, a TTD e a DCA, são utilizadas freqüentemente na bibliografia específica de usinas termelétricas a vapor, como pode ser verificado em [7], [9] e [11].

Para a conclusão da modelação dos trocadores, resta o balanço de massa e energia para cada um deles:

i) trocadores de contacto:

Balanço de massa:

$$\sum \dot{m}_o = \sum \dot{m}_i$$

$$\dot{m}_{oc} = \dot{m}_{ie} + \dot{m}_{IS1} + \dot{m}_{IS2} + \dot{m}_{TV} + \dot{m}_{GS} + \dot{m}_{ESD} + \dot{m}_{DR} + \dot{m}_{ic} \quad (2.15)$$

Balanço de energia:

$$\sum \dot{q}_o = \sum \dot{q}_i$$

$$\begin{aligned} \dot{m}_{oc} \cdot h_{oc} &= \dot{m}_{ie} \cdot h_{ie} + \dot{m}_{IS1} \cdot h_{RIS1} + \dot{m}_{IS2} \cdot h_{RIS2} \\ &+ \dot{m}_{TV} \cdot h_{RTV} + \dot{m}_{GS} \cdot h_{GS} + \dot{m}_{ESD} \cdot h_{ESD} + \dot{m}_{DR} \cdot h_{DR} + \dot{m}_{ic} \cdot h_{ic} \end{aligned} \quad (2.16)$$

A seguir, é apresentado um trocador de contacto com todas as vazões envolvidas neste equipamento.

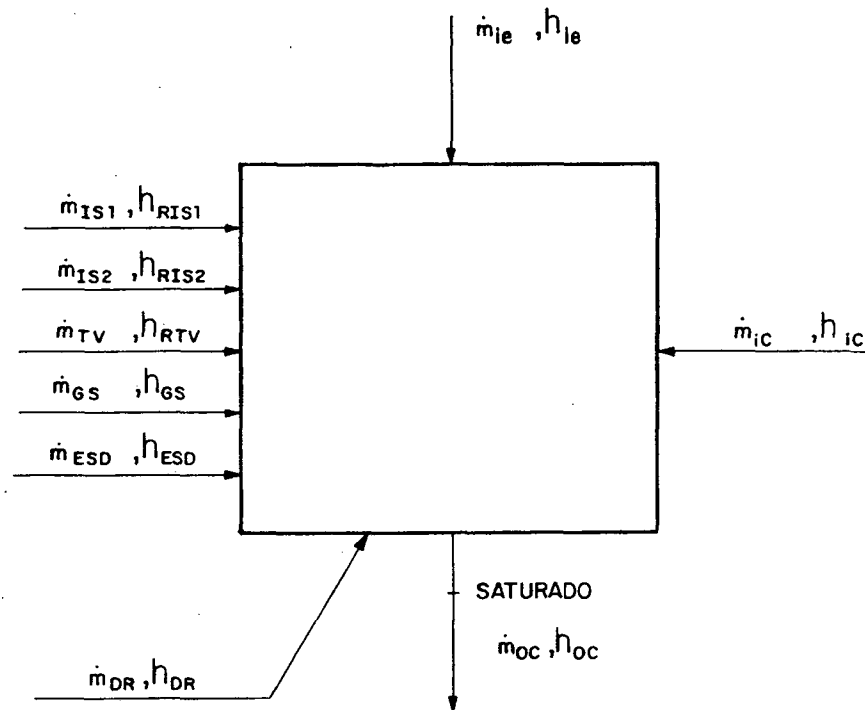


Figura 2.14 - Representação esquemática do trocador de contacto com as vazões envolvidas neste equipamento.

Onde:

- \dot{m}_{oc} é a vazão de saída da água de alimentação.
- h_{oc} é a entalpia de saída da água de alimentação.
- \dot{m}_{ie} é a vazão de vapor de extração.
- h_{ie} é a entalpia do vapor de extração.
- \dot{m}_{IS1} é a vazão de vapor industrial primário.
- h_{RIS1} é a entalpia de retorno do vapor industrial primário.
- \dot{m}_{IS2} é a vazão de vapor industrial secundário.
- h_{RIS2} é a entalpia de retorno do vapor industrial secundário.
- \dot{m}_{TV} é a vazão de vapor utilizada nas válvulas reguladoras.

h_{RTV} é a entalpia de retorno de vapor utilizado nas válvulas reguladoras.

\dot{m}_{GS} é a vazão de vapor dos labirintos direcionada para o trocador.

h_{GS} é a entalpia do vapor dos labirintos.

\dot{m}_{ESD} é a vazão do excesso de vapor do dessuperaquecedor de baixa pressão.

h_{ESD} é a entalpia de excesso de vapor do dessuperaquecedor de baixa pressão.

\dot{m}_{DR} é a vazão de condensado proveniente da drenagem do trocador localizado a montante.

h_{DR} é a entalpia do condensado proveniente da drenagem do trocador localizado a montante.

\dot{m}_{ic} é a vazão de entrada de água de alimentação.

h_{ic} é a entalpia de entrada da água de alimentação.

ii) trocador de superfície:

Balanço de massa:

$$\sum \dot{m}_{oc} = \sum \dot{m}_{ic} \text{ (ramo do fluido frio)}$$

$$\dot{m}_{oc} = \dot{m}_{ic} \tag{2.17}$$

$$\sum \dot{m}_{OH} = \sum \dot{m}_{IH} \text{ (ramo do fluido quente)}$$

$$\dot{m}_{oe} = \dot{m}_{ie} + \dot{m}_{IS1} + \dot{m}_{IS2} + \dot{m}_{TV} + \dot{m}_{GS} + \dot{m}_{ESD} + \dot{m}_{DR} \tag{2.18}$$

Balanço de energia:

$$\sum \dot{q}_i = \sum \dot{q}_o$$

$$\begin{aligned} \dot{m}_{ic} \cdot h_{ic} + \dot{m}_{ie} \cdot h_{ie} + \dot{m}_{IS1} \cdot h_{RIS1} + \dot{m}_{IS2} \cdot h_{RIS2} + \dot{m}_{TV} \cdot h_{RTV} \\ + \dot{m}_{GS} \cdot h_{GS} + \dot{m}_{ESD} \cdot h_{ESD} + \dot{m}_{DR} \cdot h_{DR} = \dot{m}_{oe} \cdot h_{oe} + \dot{m}_{oc} \cdot h_{oc} \end{aligned} \quad (2.19)$$

Os fluxos de massa, envolvidos neste trocador, são apresentados a seguir, na Fig. 2.15.

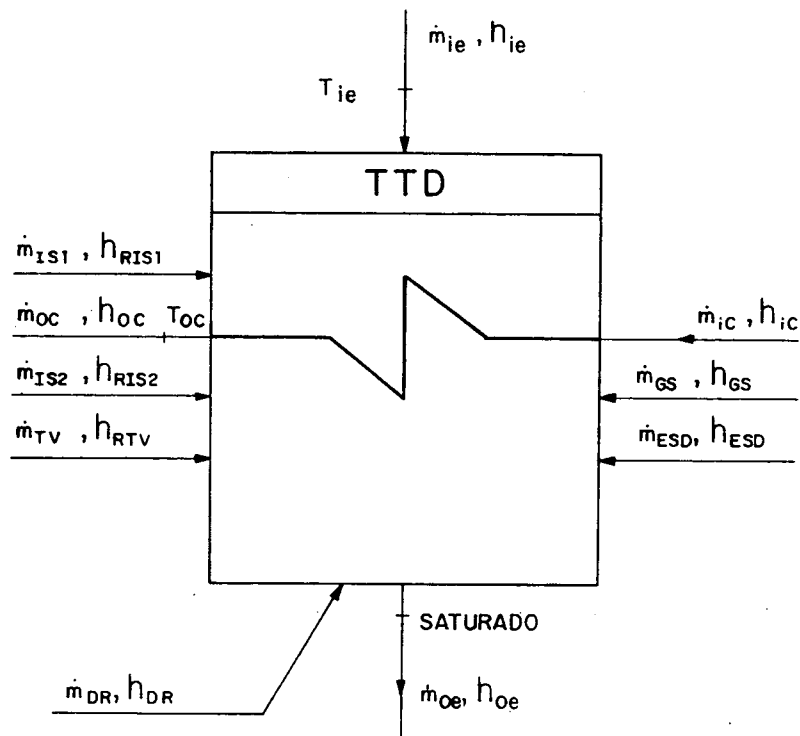


Figura 2.15 - Representação esquemática do trocador de superfície com as vazões envolvidas neste equipamento.

Sendo:

T_{ie} a temperatura de entrada do fluido quente para a condição de saturação.

T_{oc} a temperatura de saída do fluido frio.

\dot{m}_{oc} a vazão de saída do fluido frio.

h_{oc} a entalpia de saída do fluido frio.

iii) trocadores de superfície com resfriador de dreno:

Para os balanços de massa e energia, valem as Equações (2.15), (2.16) e (2.17) desenvolvidas para o trocador de superfície. A única diferença, como pode ser visto na Fig. 2.16, reside na DCA, que promoverá um subresfriamento do dreno.

Onde:

T_{ic} é a temperatura de entrada do fluido frio.

T_{oe} é a temperatura de saída do fluido quente.

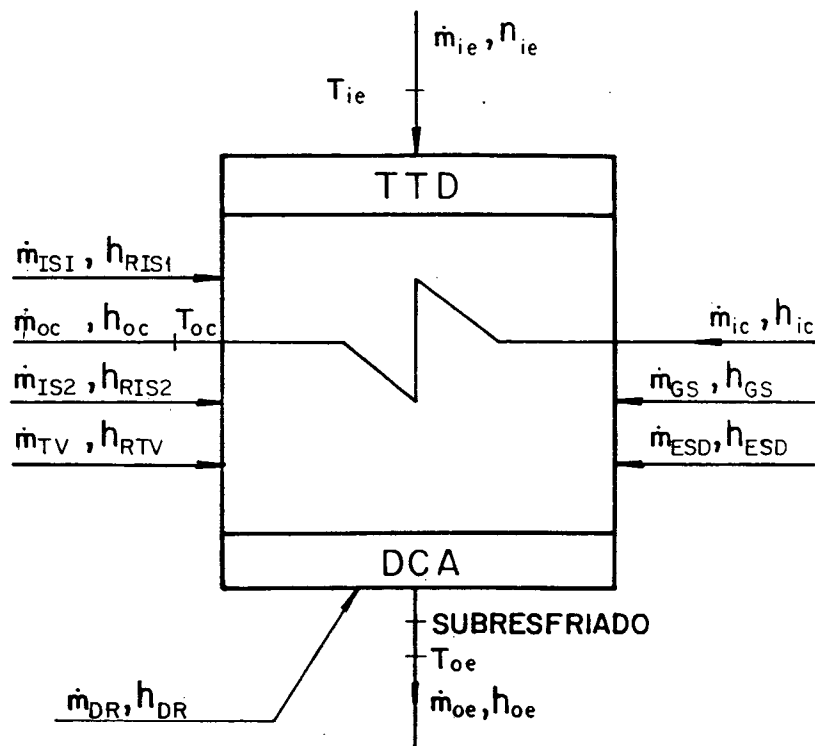


Figura 2.16 - Representação esquemática do trocador de superfície com resfriamento de dreno e vazões envolvidas neste equipamento.

2.2.4. Bombas.

Para que a água de alimentação, extraída da unidade condensadora, retorne à caldeira, é necessário um bombeamento elevando sua pressão. Nas grandes centrais de geração de potência, este processo é realizado em dois estágios de bombeamento. Num primeiro estágio, encontra-se o grupo de bombas responsável pela extração de água saturada da unidade condensadora e, este primeiro grupo, será denominado bomba de condensado. O segundo estágio, corresponde ao grupo de bombas que, elevará a pressão da água de alimentação para sua condição final. Normalmente, esta condição de bombeamento estará submetida a grandes diferenciais de pressão. Este segundo grupo será denominado bomba de alimentação.

Há, ainda, situações em que será necessário o bombeamento dos drenos dos trocadores de calor de superfície. Esta situação ocorrerá quando a vazão extraída do dreno for direcionada para ser misturada com a água de alimentação, que está a uma pressão mais alta. Para o trocador de contacto, necessariamente haverá uma bomba de alimentação em seu dreno.

Para a determinação do trabalho específico de bombeamento, pode-se usar a equação de Bernoulli, conforme é apresentada pelas referências [13], [14] e é utilizada por Li e Yang [5].

Para uma partícula de fluido incompressível ($\rho = \text{constante}$), sua energia específica pode ser determinada pela equação de Bernoulli:

$$e = \frac{p}{\rho} + \frac{V^2}{2} + g z \quad (2.20)$$

Onde:

V é a velocidade da partícula.

g é a aceleração da gravidade.

z é o nível geodésico.

Aplicando-se esta equação ao longo de uma linha de fluxo, obtém-se:

$$e_2 - e_1 = \frac{p_2 - p_1}{\rho} + \frac{V_2^2 - V_1^2}{2} + g (z_2 - z_1) \quad (2.21)$$

Como num processo de bombeamento tem-se:

$$V_2 \approx V_1$$

$$z_2 \approx z_1$$

Resulta em:

$${}_2w_1 = e_2 - e_1 = \frac{p_2 - p_1}{\rho}$$

ou:

(2.22)

$${}_2w_1 = v (p_2 - p_1)$$

Li e Yang [5] propõem uma aproximação para a variação do volume específico, no processo de compressão, onde se utiliza a média do volume específico:

$${}_2w_1 = \bar{v} (p_2 - p_1)$$

Onde:

$$\bar{v} = v(\bar{p}) \quad (2.23)$$

e:

$$\bar{p} = \frac{p_1 + p_2}{2}$$

Como a equação de Bernoulli é válida para um escoamento livre de

fricção, deve-se corrigir o valor obtido via expressão (2.23), pela eficiência de bombeamento:

$$w_1 = \frac{\dot{V}}{\eta} (p_2 - p_1) \quad (2.24)$$

Quando as bombas de condensado e alimentação estão submetidas à condição de carga parcial, ocorrem variações significativas de alguns parâmetros. Li e Yang [5], propõem correções para a pressão de saída das bombas de alimentação e de condensado e para a eficiência da bomba de alimentação. Estas correções estão baseadas em correlações empíricas, obtidas a partir de ajustamento de equações, as quais serão apresentadas a seguir:

- correção da pressão de saída da bomba de condensado:

$$p_{pcp} = p_{dcp} \cdot (0,085323 \cdot (PX)^3 - 0,416 \cdot (PX)^2 + 0,074666(PX) + 1,256) \quad (2.25)$$

- correção da pressão de saída da bomba de alimentação:

$$p_{pbp} = p_{dbp} + \Delta p_b \cdot (-0,14826 \cdot (PX)^3 + 1,236 \cdot (PX)^2 - 0,186134(PX) + 0,0984) \quad (2.26)$$

- correção da eficiência da bomba de alimentação:

$$\eta_{pbp} = \frac{\eta_{dbp}}{0,85} \cdot (0,746661 \cdot (PX)^3 - 2,24 \cdot (PX)^2 + 2,353328 \cdot PX - 0,01) \quad (2.27)$$

Onde:

- p_{pcp} é a pressão de saída da bomba de condensado em carga parcial.
- p_{dcp} é a pressão de saída da bomba de condensado em carga nominal.
- p_{pbp} é a pressão de saída da bomba de alimentação em carga parcial.

p_{dbp} é a pressão de saída da bomba de alimentação em carga nominal.

Δp_b é a perda de carga na caldeira em carga nominal.

η_{pbp} é a eficiência da bomba de alimentação em carga parcial.

η_{dbp} é a eficiência da bomba de alimentação em carga nominal.

Quanto aos demais parâmetros das bombas, mencionadas anteriormente, não sofrerão correções. No entanto, estas aproximações não implicam em erros significativos nos resultados do ciclo.

2.2.5. Acionamento das Bombas.

Com exceção da bomba de alimentação, as demais bombas terão seu acionamento efetuado por motor elétrico. A bomba de alimentação, poderá ter seu acionamento por motor elétrico, turbina auxiliar ou pelo próprio eixo da turbina:

i) acionamento por motor elétrico:

Neste caso, será utilizada energia elétrica produzida pela própria usina, para o acionamento do motor, devendo-se deduzir esta parcela da energia gerada.

A potência utilizada pelo motor, será:

$$W_{me} = \frac{W_{bp}}{(\eta_{ac} \cdot \eta_{me} \cdot (1 - E_e))} \quad 2.28)$$

Onde:

W_{bp} é a potência de bombeamento.

η_{ac} é a eficiência mecânica de acoplamento.

η_{me} é a eficiência do motor elétrico.

E_e corresponde às perdas elétricas.

ii) acionamento por turbina auxiliar.

Nesta condição, haverá um desvio de vapor para a turbina auxiliar, que será proveniente ou da saída da caldeira ou de algum ponto de extração ao longo das turbinas. A vazão de vapor extraída, vai depender do trabalho requerido pela bomba e da disponibilidade do próprio vapor.

A determinação do trabalho específico desenvolvido pela turbina auxiliar, segue a mesma modelação utilizada para as demais turbinas, conforme item 2.2.1, ou seja, mediante o uso do conceito de eficiência interna.

A vazão de vapor necessária ao conjunto turbina auxiliar/bomba será:

$$\dot{m}_{ta} = \frac{W_{bp}}{w_{ta}} \quad (2.29)$$

Sendo:

W_{bp} potência requerida pela bomba de alimentação.

w_{ta} trabalho específico desenvolvido pela turbina auxiliar.

iii) acionamento pelo próprio eixo da turbina.

Para esta situação, a bomba de alimentação será acoplada diretamente ao eixo de uma das secções da turbina. A potência de eixo entregue pelas turbinas, vai depender da potência requerida pela bomba e da eficiência de acoplamento, ou seja:

$$W_{eixo} = \frac{W_{bp}}{\eta_{ac}} \quad (2.30)$$

onde:

η_{ac} é a eficiência do acoplamento mecânico entre a turbina e a bomba.

2.2.6. Sistema de Geração de Vapor.

O sistema de geração de vapor, comumente chamado de caldeira, é o elemento responsável pela transferência de calor dos produtos da combustão para o fluido de trabalho, produzindo vapor d'água.

Este é um dos elementos mais importantes do ciclo quando analisado sob o ponto de vista da segunda Lei da Termodinâmica pois é, neste equipamento, que residem as maiores irreversibilidades do sistema, originadas dos processos de combustão e transferência de calor.

A combustão ocorre na fornalha, onde o calor é transferido principalmente por radiação para os feixes de tubos que transportam a água de alimentação, resultando na secção de vaporização da caldeira. Após a fornalha, os gases de combustão passam através do superaquecedor, onde o vapor tem sua temperatura elevada acima da saturação.

Uma vez que a temperatura dos gases é alta ainda ao deixar o superaquecedor, os modernos geradores de vapor empregam superfícies adicionais de transferência de calor para melhor aproveitar a energia térmica dos gases de combustão. Estas superfícies incluem os reaquecedores, economizadores e pré-aquecedores de ar.

Na modelação desenvolvida para a caldeira, foi dado enfoque somente à transferência de energia térmica para o vapor d'água. Não foi preparado qualquer modelo para analisar os processos específicos de transferência de calor e combustão. Sob o ponto de vista do modelo, devem-se conhecer somente as condições de saída do vapor na caldeira e, as de entrada da água de alimentação.

As propriedades de entrada da água de alimentação, na caldeira, serão determinadas pelo trem de trocadores de calor, que promovem o seu pré-aquecimento. Quanto às condições de saída, são normalmente especificadas pelo projeto da própria caldeira. Assim, a quantidade de calor introduzida na caldeira, refere-se somente ao calor recebido pelo vapor e corresponde a:

$$q_B = \dot{m}_B \cdot (h_{oB} - h_{iB}) \quad (2.31)$$

Onde:

\dot{m}_B é a vazão de água de alimentação direcionada para o gerador de vapor.

h_{oB} é a entalpia do vapor na saída do gerador.

h_{iB} é a entalpia de entrada da água de alimentação no gerador.

Outra parcela de introdução de calor no ciclo, por parte da caldeira, corresponde ao processo de reaquecimento:

$$q_R = \dot{m}_R (h_{oR} - h_{iR}) \quad (2.32)$$

Sendo:

\dot{m}_R vazão de vapor direcionado ao reaquecedor.

h_{iR} entalpia de entrada do vapor no reaquecedor.

h_{oR} entalpia de saída do vapor no reaquecedor.

As caldeiras de grandes centrais de geração de potência, são projetadas no sentido de atenderem condições termodinâmicas prescritas para todas as cargas de operação. Li e Yang [5], sugerem correções empíricas para as condições de saída do vapor da caldeira, quando submetida a cargas parciais muito baixas. A pressão de saída da caldeira, será corrigida quando a relação de vazão "PX" atingir valores inferiores a 50%:

$$p_{poB} = p_{doB} \cdot (0,624 \cdot PX + 0,688) \quad (2.33)$$

Onde:

p_{poB} é a pressão de saída da caldeira sob carga parcial.

p_{doB} é a pressão de saída da caldeira sob carga nominal.

Quando "PX" for inferior a 32%, a temperatura será corrigida pela seguinte expressão:

$$t_{poB} = t_{doB} \cdot [1,0 - 0,72727 \cdot (0,32 - PX)] \quad (2.34)$$

Para o reaquecedor, a temperatura de saída será corrigida a partir de PX igual a 72%:

$$t_{poR} = [1,0 - 0,2125 \cdot (0,72 - PX)] \cdot t_{doR} \quad (2.35)$$

Quando "PX" for inferior a 32%, a correção passa a ser dada por:

$$t_{poR} = [920,0 - 772,7273 \cdot (0,32 - PX)] \cdot \frac{t_{doR}}{1000} \quad (2.36)$$

Sendo:

t_{poB} temperatura de saída da caldeira em carga parcial.

t_{doB} temperatura de saída da caldeira em carga nominal.

t_{poR} temperatura de saída do reaquecedor em carga parcial.

t_{doR} temperatura de saída do reaquecedor em carga nominal.

Para concluir a modelação, restam apenas as perdas de carga na caldeira e no reaquecedor. Estas perdas são normalmente especificadas na sua forma percentual, ou seja:

$$\frac{\Delta p}{p_i} = 1 - \frac{p_o}{p_i} \quad (2.37)$$

Onde:

p_i é a pressão de entrada no equipamento.

p_o é a pressão de saída.

2.2.7. Linhas de Vapor d'Água.

Quando há um escoamento qualquer de um fluido, parte de sua energia mecânica é convertida em calor ao longo do escoamento devida aos efeitos viscosos. Esta conversão irreversível de energia é comumente chamada de perda de carga. Se não houver variação das energias cinética e potencial ao longo do escoamento, a perda de carga vai ocorrer unicamente devido ao trabalho de fluxo, o qual está associado a um gradiente de pressão no escoamento.

Na modelação proposta por Li e Yang [5], é dado tratamento à perda de carga na linha entre as turbinas IP e LP, na tubulação de acesso e exaustão de vapor na turbina auxiliar, no pré-aquecedor e nas linhas de extração. Como pode ser notado, o tratamento dado à perda de carga resume-se às linhas de vapor do ciclo, ou seja, é desprezada a perda de carga para as tubulações responsáveis pelo transporte de água. Como a fase líquida possui um volume específico bastante reduzido, é possível atender aos baixos níveis de velocidades com tubulações de diâmetros adequados. Desta forma, o efeito do atrito não se manifesta de maneira expressiva. Já para a fase vapor, seu elevado volume específico não permite a obtenção de baixas velocidades econômicas. Como os efeitos viscosos se manifestam com o quadrado da velocidade, a perda de carga passa a desempenhar um papel importante no processo.

As perdas de carga na linha entre as turbinas IP e LP, na linha de acesso à turbina auxiliar e no pré-aquecedor de ar, deverão ser fornecidas em sua forma percentual para cada linha, conforme Eq. (2.37). A perda de carga entre a exaustão da turbina auxiliar e a unidade condensadora, deverá ser fornecida no seu valor absoluto. Este valor é considerado constante para todas as condições de carga.

Através da perda de carga e da hipótese de escoamento adiabático, pode-se, conhecidas as condições de entrada, determinar as condições de saída do escoamento, assumindo-se que o mesmo é isoentálpico.

A modelação original de Li e Yang [5], previa um tratamento à perda de carga, nas linhas de extração, semelhante ao tratamento dispensado para as demais linhas, isto é, utilizava-se a perda de carga na sua forma percentual. No entanto, existe fabricantes que relacionam esta queda de pressão, nas linhas de extração, a uma redução na temperatura de saturação do vapor de extração ($\Delta t_{sat,ex}$). Implementou-se, então, esta opção de tratamento, no modelo original, no sentido de prever este tipo de situação.

A temperatura de saturação do vapor de extração, será obtida através do conhecimento da respectiva pressão de extração:

$$t_{sat} = t_{sat}(p_{ex.}) \quad (2.38)$$

De posse desta propriedade, determina-se a nova temperatura de saturação ($t_{sat,td}$) diminuindo-se a diferença de temperatura correspondente à perda de carga na linha de extração:

$$t_{sat,td} = t_{sat} - \Delta t_{sat,ext} \quad (2.39)$$

Esta nova temperatura corresponderá à temperatura de saturação do vapor de extração na entrada do trocador de calor. A pressão de saturação correspondente à esta temperatura será:

$$p_{sat,e} = p_{sat,e}(t_{sat,td}) \quad (2.40)$$

Assim, a perda de carga percentual poderá ser determinada pela Eq. (2.41), ou seja:

$$\frac{\Delta p}{p_e} = 1 - \frac{p_{sat,e}}{p_e} \quad (2.41)$$

No modelo original de Li e Yang [5], para as linhas de extração, é prevista uma perda de carga percentual constante ao longo das condições de operação do sistema. Como resultante, a perda de carga absoluta é variável.

Com a implementação deste outro tratamento, não somente o valor absoluto será variável, como também seu valor percentual. Na verdade, somente a queda na temperatura de saturação $\Delta t_{sat,e}$, será constante nas diversas condições de operação.

Este comportamento ocorre devido à relação não linear existente entre a temperatura e a pressão da substância de trabalho nas condições de saturação. Conforme é apresentado por Stoecker [4], pode-se ajustar uma relação exponencial para estas duas propriedades:

$$\ln p = A + B/(T - C) \quad (2.42)$$

Para o vapor d'água A é 16,577, B é -4023,05 e C é 37,20. Sendo T expresso em [K] e p em [kPa].

A não linearidade na relação entre estas duas propriedades, através do comportamento exponencial da pressão com a temperatura, promove um aumento na perda de carga percentual à medida que é reduzida a temperatura de saturação.

Com a redução da carga de operação do sistema, há uma redução dos níveis de vazão de vapor no ciclo. Espera-se com isto, uma queda das perdas de carga percentuais nas linhas de extração. Entretanto, há uma redução dos níveis de pressão e temperatura ao longo da turbina, resultando num aumento do volume específico do vapor, o que implica em um aumento da perda de carga.

2.2.8. Labirintos e Selos.

Os labirintos e selos são utilizados em turbinas com o propósito de reduzir os vazamentos de vapor ou infiltração de ar, através das partes móveis, em face da diferença de pressão.

Quando o eixo da turbina é prolongado através de sua carcaça até a atmosfera, é necessário o uso de labirintos ou selos. Se a pressão na carcaça for superior à atmosférica, haverá vazamento de vapor. Caso contrário, se a pressão for inferior, como no caso da exaustão de turbinas condensadoras, deve-se utilizar um sistema de selo ou uma injeção de vapor no pacote de labirintos.

Três tipos de sistemas contra vazamentos são utilizados para turbinas: anel de carvão, labirinto e selo d'água. Os dois primeiros atuam somente como restrições, enquanto que o selo d'água impede qualquer vazamento de ar ou vapor, conforme relatado pelo Central Electricity Generating Board [7].

O anel de carvão é feito de um número de segmentos que são pressionados contra o eixo da turbina por molas circunferenciais. Este tipo de restrição a vazamentos é mais eficiente que os sistemas de labirintos, entretanto, não é utilizado para as turbinas de grande capacidade devido a restrições de temperatura e velocidade do eixo [7].

Os labirintos têm substituído a utilização de anéis de carvão em grandes turbinas a vapor. Este dispositivo consiste de anéis dispostos em série entre a carcaça e o eixo da turbina, com câmaras de expansão entre cada anel. Um exemplo de labirinto é apresentado na Fig. 2.17.

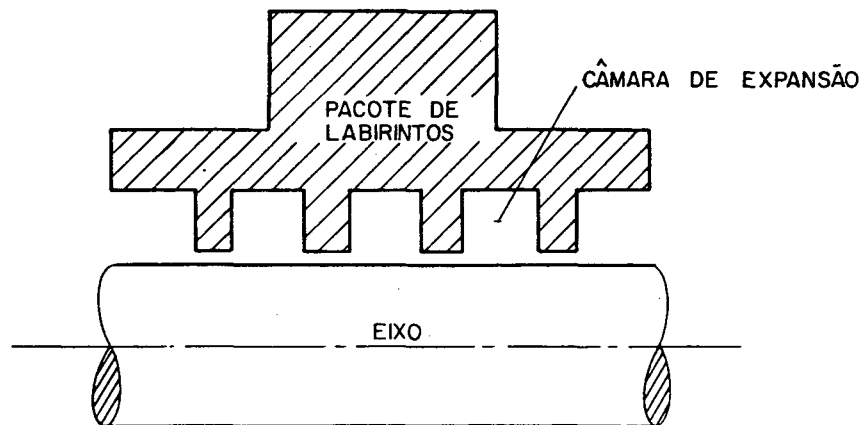


Figura 2.17 - Labirinto plano.

Quando o vapor é submetido ao escoamento na restrição anular, há uma aceleração do fluido, elevando a velocidade do escoamento. Este ganho de velocidade faz com que os efeitos viscosos se manifestem de maneira mais expressiva, convertendo parte da energia mecânica do escoamento em calor através de um processo irreversível. A seguir, o escoamento atinge a câmara de expansão, sofrendo uma redução de velocidade e um ganho de pressão. No entanto, o processo irreversível não permite a total recuperação da pressão do escoamento. Desta forma, a pressão é progressivamente reduzida ao longo dos labirintos através de uma expansão aproximadamente isoentálpica.

Algumas turbinas utilizam selo d'água, o qual previne qualquer vazamento de ar ou vapor. Na Fig. 2.18 é apresentado esquematicamente este tipo de selo. O objetivo deste dispositivo, é manter a água na periferia do impulsor pela ação centrífuga sobre a água. A diferença de altura representada por h , é resultante da diferença de pressão entre os dois lados

do selo. Devido à evaporação da água do selo em contato com temperaturas mais altas, deve haver uma reposição constante a fim de suprir esta perda.

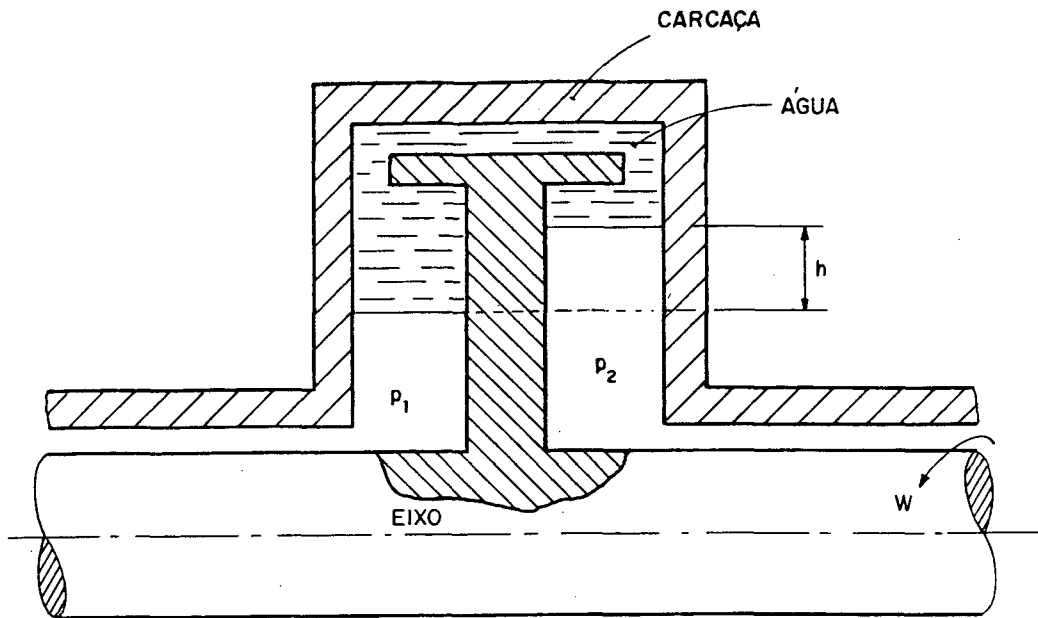


Figura 2.18 - Selo d'água.

Dentre os três tipos de selagem apresentados, será considerado somente o realizado com labirintos devido à sua aplicação em larga escala. A folga radial e diâmetro do labirinto devem ser tão pequenos quanto possível, reduzindo a área seccional de passagem, uma vez que o escoamento é diretamente proporcional a esta folga.

O vapor resultante do vazamento, é redirecionado ou para uma posição a jusante na turbina ou para o trem de pré-aquecimento da água de alimentação. Há, também, a possibilidade de serem direcionados para um desuperaquecedor de baixa pressão ou para o próprio condensador. Neste último, a energia residual do vapor seria perdida para o meio ambiente.

O vazamento de vapor para a casa de máquinas é indesejável, uma vez que o mesmo viria a condensar nas paredes da instalação e na própria planta. Assim, submete-se a última extração, do pacote de labirintos, a uma pressão

inferior à atmosférica, permitindo-se a infiltração de ar nesta secção do labirinto. As extrações destes labirintos são então direcionadas para um condensador de vapor de selagem, onde o ar é separado do vapor e redirecionado à atmosfera.

Como a exaustão da turbina LP ocorre a uma pressão inferior à atmosférica, o princípio descrito no parágrafo anterior não pode ser aplicado aos labirintos que estiverem situados nesta posição. Caso contrário, haveria infiltração de ar no ciclo. Nesta situação, utiliza-se a injeção de vapor a uma pressão superior à atmosférica, em uma posição intermediária do pacote de labirintos, conforme Fig. 2.19. Parte deste vapor é misturado com a exaustão da turbina LP e parte com ar infiltrado, o qual é direcionado ao condensador de vapor de selagem.

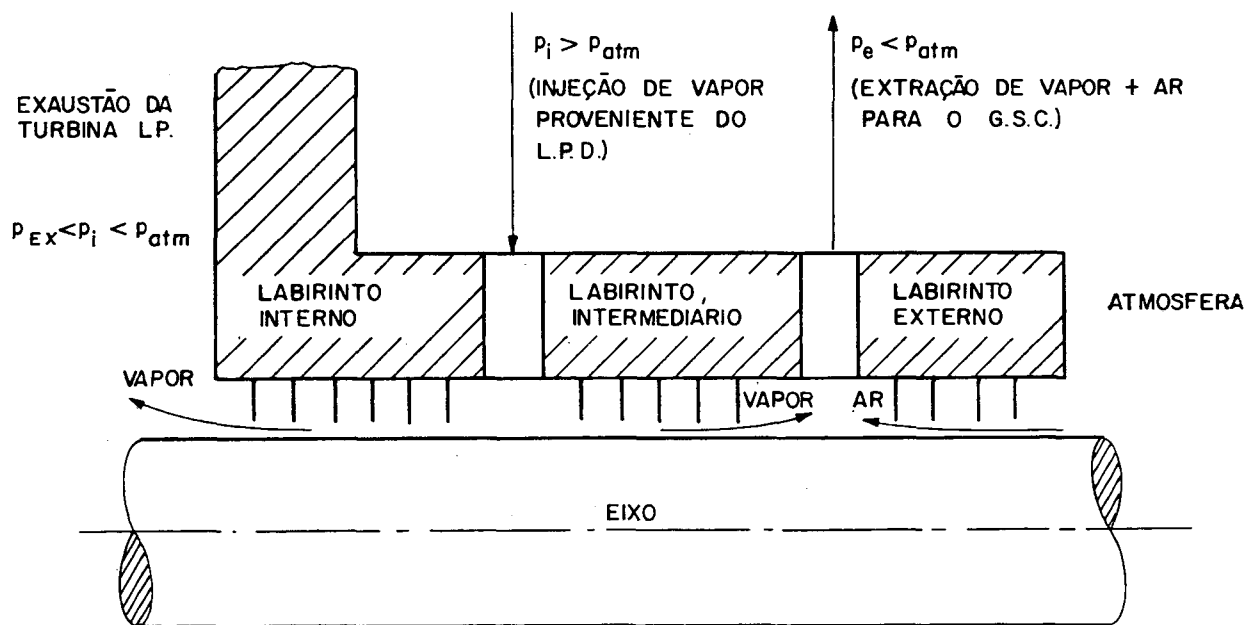


Figura 2.19 - Ilustração do arranjo de labirintos para a turbina LP.

Onde:

p_{EX} é a pressão de exaustão da turbina LP.

p_i é a pressão de injeção de vapor no labirinto.

p_{atm} é a pressão atmosférica.

p_e é a pressão de extração de vapor do labirinto.

A vazão de vapor para um dado labirinto, vai depender da pressão e temperatura iniciais e da pressão final. Como estas propriedades variam com a condição de operação da usina, deve-se conhecer a curva característica de cada labirinto.

Tendo em vista a inexistência de informações dos fabricantes acerca do comportamento dos labirintos utilizados nas instalações, que serviram de testes para o programa, bem como a falta de referências bibliográficas sobre o assunto, foi desenvolvida uma modelação particular fisicamente consistente.

No trabalho desenvolvido por Ferreira et al. [3], as vazões de vapor extraídas dos labirintos, foram relacionadas às vazões de operação na entrada das respectivas turbinas. A correlação apresentada entre estas variáveis, demonstrou-se muito boa. Contudo, tal tratamento limita a configuração a uma condição específica, ou seja, que determinado labirinto sempre esteja ligado ao mesmo ponto de pressão no ciclo. Desta forma, optou-se por um novo tratamento, correlacionando-se a vazão de selagem com o diferencial de pressão imposto ao pacote de labirintos.

Como foi mencionado, não se dispunha da curva de desempenho dos labirintos. Entretanto, havia dados a respeito da vazão extraída e do diferencial de pressão de cada pacote de labirintos. Verificou-se o comportamento entre estas duas grandezas constatando-se uma correlação linear bastante satisfatória. Este comportamento pode ser verificado graficamente no Apêndice B. Assim, o modelo previsto para estes componentes é:

$$\dot{m}_{es} = C_1 \cdot (p_{is} - p_{os}) + C_2 \quad (2.43)$$

Onde:

\dot{m}_{es} é a vazão de vapor extraída do labirinto.

p_{is} é a pressão de entrada do vapor no labirinto.

p_{os} é a pressão de saída do vapor no labirinto.

C_1 e C_2 são constantes.

Dentre os labirintos apresentados pelos fabricantes, existem aqueles em que a vazão de extração é constante para as diversas condições de operação. Isto ocorre para os labirintos localizados na extremidade do eixo, sugerindo uma insensibilidade à variação dos diferenciais de pressão. Provavelmente, este comportamento seja ocasionado pelo elevado volume específico, o qual proporciona velocidades próximas à condição sônica nestes labirintos. Para esta situação, basta especificar a constante C_2 , na Eq. (2.43), como sendo a própria vazão prescrita de extração do respectivo labirinto e, a C_1 , como sendo nula.

Foi citado que a expansão do vapor nos labirintos pode ser considerada aproximadamente isoentálpica. Entretanto, esta consideração não se aplica aos labirintos da turbina HP, onde há aumento da entalpia à medida que o escoamento é expandido. Isto é devido ao fato de o eixo da turbina HP encontrar-se a um nível de temperaturas mais elevado que o vapor. Se o vapor direcionado para os labirintos desta secção da turbina, for proveniente da condição de exaustão, haverá a transferência de calor do eixo para o escoamento, promovendo assim um aumento da entalpia do vapor.

O estudo do problema de transferência de calor nos labirintos, deixa de pertencer ao escopo do presente trabalho. Procurou-se, então, relacionar o efeito da transferência de calor a uma propriedade de natureza global da

turbina , que venha a apresentar uma boa correlação com o aumento da entalpia.

Como o fenômeno físico está associado à temperatura do eixo da turbina, escolheu-se a temperatura média do vapor entre a condição de entrada e saída da turbina ($\bar{t}_{s,HP}$), como parâmetro. A correlação obtida entre a temperatura média do vapor e a entalpia, nos labirintos, apresenta forma quadrática. Os resultados foram satisfatórios e podem ser verificados no Apêndice B.

Assim, o modelo previsto para a entalpia, do vapor na saída do selo, corresponde a:

$$h_{es} = C_3 \bar{t}_{s,HP}^2 + C_4 \bar{t}_{s,HP} + C_5 \quad (2.44)$$

Onde:

h_{es} é a entalpia de extração do labirinto.

$\bar{t}_{s,HP}$ é a temperatura média do vapor entre as condições de entrada e saída da turbina HP.

C_3, C_4, C_5 são constante obtidas do ajustamento de equações.

Para aqueles labirintos em que a expansão ocorre a uma entalpia constante, considera-se a entalpia de extração de vapor (h_{es}), como sendo a própria entalpia de entrada do primeiro labirinto. Por exemplo, para os labirintos localizados na exaustão das turbinas, esta entalpia corresponderá à própria entalpia de exaustão da respectiva turbina.

2.2.9. Dessuperaquecedor de Baixa Pressão (L.P.D.).

O dessuperaquecedor de baixa pressão (L.P.D.), é o componente responsável pelo controle das condições termodinâmicas do vapor de injeção no pacote de labirintos da turbina L.P.. Este equipamento é ilustrado esquematicamente na Fig. 2.20. As condições do vapor de injeção (\dot{m}_{sinj}, h_{sinj})

são prescritas para as diversas condições de operação. A fim de serem obtidas estas condições, mistura-se vapor extraído dos labirintos ($\dot{m}_{s,l}$) com água de alimentação (\dot{m}_{cr}), conforme pode ser visto nas Figuras 2.8 e 2.20.

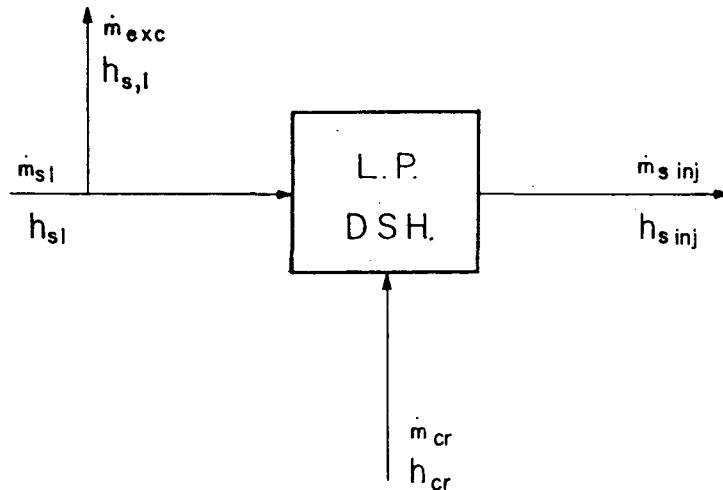


Figura 2.20 - Representação esquemática do dessuperaquecedor de baixa pressão.

Tanto as condições termodinâmicas da água de alimentação, como as do vapor extraído dos selos, são variáveis ao longo das condições de operação do ciclo. Desta forma, o excesso de vapor (\dot{m}_{exc}) também será variável, possibilitando atender às condições exigidas para injeção de vapor nos labirintos.

O modelo para a L.P.D., resulta de um balanço de massa e energia, ou seja:

Balanço de massa:

$$\sum \dot{m}_i = \sum \dot{m}_o$$

$$\dot{m}_{s,l} + \dot{m}_{cr} = \dot{m}_{exc} + \dot{m}_{s inj}$$

(2.45)

Balanco de energia:

$$\sum \dot{q}_i = \sum \dot{q}_o$$

$$\dot{m}_{sl} \cdot h_{sl} + \dot{m}_{cr} \cdot h_{cr} = \dot{m}_{exc} \cdot h_{s,l} + \dot{m}_{sinj} \cdot h_{sinj} \quad (2.46)$$

Onde:

\dot{m}_{sl} é a vazão de vapor extraída dos labirintos.

h_{sl} é a entalpia do vapor extraído dos labirintos.

\dot{m}_{exc} é a vazão do vapor de excesso.

$h_{s,l}$ é a entalpia do vapor de excesso.

\dot{m}_{cr} é a vazão da água de alimentação para resfriamento.

h_{cr} é a entalpia da água de alimentação para resfriamento.

\dot{m}_{sinj} é a vazão de vapor de injeção.

h_{sinj} é a entalpia do vapor de injeção.

Assim, fica estabelecido um sistema de duas equações e duas incógnitas (\dot{m}_{cr} e \dot{m}_{exc}), que atenderão às condições de projeto para a injeção de vapor nos labirintos da turbina LP.

Deve-se especificar que, a coleta da água de alimentação, ocorre imediatamente após a bomba de condensado, conforme pode ser notado na Fig. 2.8.

2.2.10. Condensador do Vapor de Selagem.

A última extração de cada pacote de labirintos é, na verdade, uma mistura de ar e vapor, conforme mencionado no item 2.2.8. Para que este vapor possa retornar ao ciclo, é necessária a separação do ar. O equipamento responsável por este processo é o condensador do vapor de selagem (G.S.C.). Neste equipamento, é promovida a condensação do vapor proveniente dos

labirintos. A água resultante do processo de condensação, encontra-se na saturação, condição em que os gases não-condensáveis possuem baixa solubilidade.

Para que haja a condensação do vapor d'água é necessária a retirada de calor do vapor extraído. Esta energia é aproveitada pela água de alimentação, que é a responsável pelo processo de condensação.

Se a vazão extraída dos últimos labirintos for constante ao longo das cargas de operação da planta, a vazão deste equipamento também virá a ser. Já a entalpia do vapor introduzido no G.S.C., dependerá da condição de operação do ciclo.

Através dos dados dos fabricantes, verificou-se que o estado termodinâmico de saída do condensado, no G.S.C., era constante ao longo das diferentes condições de operação. No entanto, não se dispõe de informações mais detalhadas a respeito do equipamento que expliquem tal comportamento.

O G.S.C. é apresentado esquematicamente na Fig. 2.21. A modelação deste equipamento consiste apenas de um balanço de energia, que permite a determinação das condições de saída da água de alimentação:

Balanço de energia:

$$\sum \dot{q}_i = \sum \dot{q}_o$$

$$\dot{m}_c \cdot h_{ic} + \dot{m}_{s,l} \cdot h_{is} = \dot{m}_c \cdot h_{oc} + \dot{m}_{s,l} \cdot h_{os} \quad (2.47)$$

Sendo:

- \dot{m}_c a vazão de água de alimentação.
- h_{ic} a entalpia na condição de entrada da água de alimentação.
- $\dot{m}_{s,l}$ a vazão de vapor extraído dos labirintos.
- h_{is} a entalpia de entrada do vapor proveniente dos labirintos.
- h_{oc} a entalpia na condição de saída da água de alimentação.

h_{os} a entalpia do condensado na saída do G.S.C.

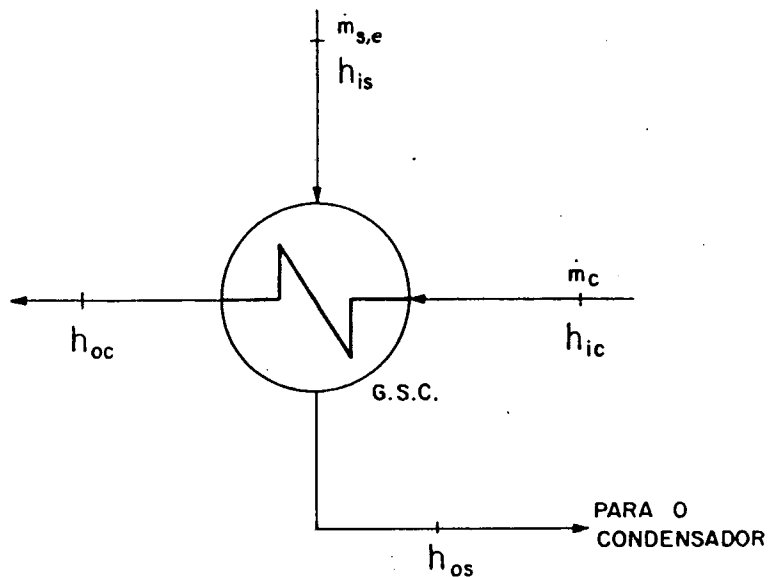


Figura 2.21 - Representação esquemática do condensador do vapor de selagem e as respectivas vazões envolvidas.

2.2.11. Ejetor de Ar.

Outro equipamento responsável pela retirada de ar do sistema é o ejedor, instalado junto ao condensador do vapor de selagem (G.S.C.). Nesta posição, o ar que se encontra misturado à água de alimentação, é retirado pela ação de uma pequena vazão de vapor desviado da caldeira, conforme pode ser verificado na Fig. 2.8. Este vapor entrega calor à água de alimentação, auxiliando no pré-aquecimento desta.

A vazão de vapor direcionada para este equipamento é constante independentemente da condição de operação do ciclo. O estado termodinâmico de entrada do vapor dependerá da caldeira e, o de saída, será prescrito, como no G.S.C..

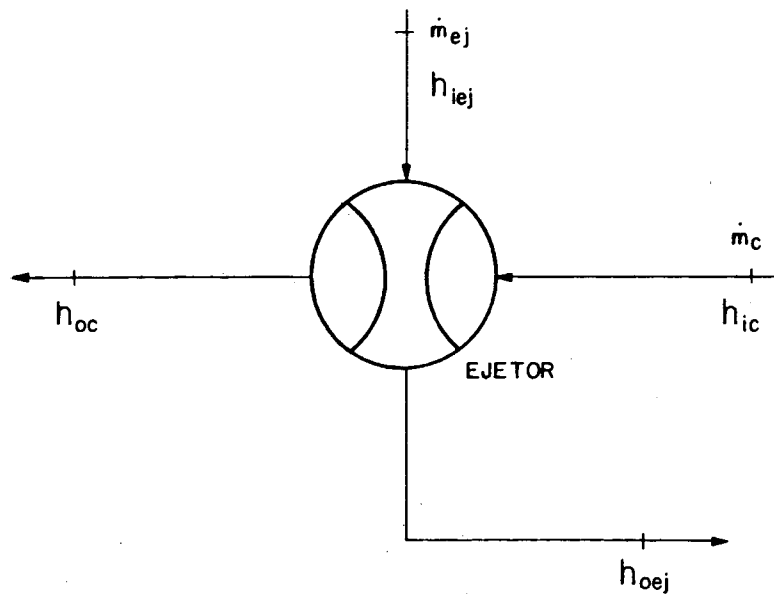


Figura 2.22 - Representação esquemática do ejetor de ar.

Assim de forma semelhante ao que foi feito com o G.S.C., é desconhecida somente a condição de saída da água de alimentação. Basta, portanto, realizar apenas um balanço de energia no ejetor:

Balanço de energia:

$$\sum \dot{q}_i = \sum \dot{q}_o$$

$$\dot{m}_c \cdot h_{ic} + \dot{m}_{ej} \cdot h_{iej} = \dot{m}_c \cdot h_{oc} + \dot{m}_{ej} \cdot h_{oej} \quad (2.48)$$

Esquemáticamente, o ejetor de ar é apresentado na Fig. 2.22 com os respectivos fluxos de massa.

2.2.12. Vapor de Resfriamento da Turbina IP.

No processo de reaquecimento, o vapor de exaustão da turbina HP é redirecionado à caldeira onde passa pelo reaquecedor. Após esta introdução de calor, o vapor d'água volta a dar curso à produção de trabalho na turbina IP.

Entretanto, há fabricantes que direcionam uma pequena parcela do vapor de exaustão da turbina HP diretamente para a IP, sem passar pelo reaquecedor. Esta parcela será denominada vapor de resfriamento da turbina IP.

A vazão do vapor de resfriamento corresponde a um valor prescrito para diferentes condições de operação. Desta forma, deve-se apenas dispor deste valor. Quanto às condições termodinâmicas, serão correspondentes às de exaustão da turbina HP. A posição do vapor de resfriamento pode ser verificada na Fig. 2.8.

As condições de entrada do vapor na turbina IP será assumida como resultante da mistura do vapor de resfriamento e de reaquecimento.

2.2.13. Válvulas Reguladoras.

Uma parcela de vapor produzido pelo gerador de vapor e outra parcela enviada ao dessuperaquecedor de baixa pressão, poderão ser utilizadas pelas válvulas reguladoras.

Dentre as referências bibliográficas e os dados dos fabricantes, não foi encontrada nenhuma menção quanto à natureza da utilização destes fluxos pelas válvulas reguladoras. Acredita-se que sejam de natureza operacional. Entretanto, dispõe-se do comportamento das condições destes fluxos nas válvulas por parte dos fabricantes.

O comportamento destas vazões é de forma prescrita, portanto, a nível de modelação deve-se apenas conhecer estes valores. Quanto às condições termodinâmicas destes fluxos, serão determinados conforme sua origem. Na Fig. 2.8, pode-se verificar a posição e as vazões envolvidas no grupo de válvulas reguladoras.

CAPITULO 3

SOLUÇÃO NUMÉRICA DO MODELO MATEMÁTICO

O programa ora apresentado foi desenvolvido a partir do trabalho de Li e Yang [5]. A modelação original foi preparada para o ciclo básico de uma central termelétrica, ou seja: caldeira, reaquecedor, turbina, unidade condensadora, bombas e trocadores de calor.

Neste trabalho, foi implementada a possibilidade de serem incluídos os vazamentos nos eixos das turbinas, vapor operacional para as válvulas de controle, ejetor, condensador do vapor de selagem e dessuperaquecedor de baixa pressão. A configuração de um ciclo com estas características adicionais, conforme apresentado na Fig. 2.8, será aqui denominada como ciclo com vazões secundárias.

Foi incluída a possibilidade de simulação do sistema com a pressão de condensação variável. Esta propriedade será variável quando a água de resfriamento possuir uma vazão prescrita.

Na seqüência deste capítulo serão apresentados os dados de entrada e resultados de saída do programa de simulação, com a descrição das características básicas da rotina computacional e suas subrotinas. No Apêndice A é especificada a nomenclatura apresentada neste Capítulo.

3.1. Entrada de Dados.

3.1.1. Entrada de Dados Principal.

Para a execução do programa, é necessário o fornecimento de uma série de dados envolvendo as características básicas do ciclo a ser modelado e seus equipamentos. Estes dados são aqui denominados como dados principais.

Com respeito às características do ciclo de operação, são necessários:

- vazão de saída da caldeira ou potência requerida no gerador;
- número de extrações em cada turbina;
- posicionamento da bomba de alimentação;
- fração de vazão para a condição de carga parcial.

Quanto aos equipamentos, deve-se fornecer:

- condições de saída da caldeira;
- pressão de saída de cada turbina;
- tipo, posição e características (TTD e DCA) de cada trocador;
- eficiência interna de cada secção de pressão das turbinas;
- condições da perda por exaustão na turbina de baixa pressão;
- temperatura de reaquecimento;
- condições de condensação;
- perdas de carga nas diversas linhas de vapor;
- tipo de acionamento da bomba de alimentação (motor elétrico, turbina auxiliar ou eixo da turbina);
- curva característica da unidade condensadora.

Esta entrada de dados principal é apresentada de maneira formal no Apêndice A, com a respectiva nomenclatura utilizada no programa. No Apêndice C, é apresentado um arquivo de dados semelhante ao caso utilizado por Li e Yang [5], permitindo uma visualização mais clara da entrada de dados.

Os dados de entrada poderão ser fornecidos em unidades do Sistema Internacional (S. I.) ou no Sistema Inglês. As unidades de cada grandeza são indicadas no Apêndice A.

3.1.2. Entrada de Dados Secundária.

Esta entrada de dados foi assim denominada por corresponder aos dados necessários à execução com vazões secundárias.

Para a execução do programa nesta versão, são necessários os seguintes dados adicionais:

- quantidade de selos e respectivas curvas características em cada turbina;
- direcionamento do vapor de cada extração dos selos;
- vazões direcionadas para o condensador do vapor de selagem e para o ejetor;
- vazão de vapor operacional nas válvulas;
- condição do vapor de injeção nos selos da turbina de baixa pressão;
- vazão de vapor de ventilação.

A entrada destes dados, é apresentada no Apêndice A, na mesma ordem seqüencial do programa e com a respectiva nomenclatura. Também é apresentado um arquivo de entrada de dados para esta configuração no Apêndice C.

Da mesma forma que o item 3.1.1, o programa está preparado para a entrada de dados no Sistema Internacional (S.I.) ou no Sistema Inglês. As unidades de cada grandeza são indicadas no Apêndice A.

3.1.3. Resumo dos Dados de Entrada.

O programa fornece uma impressão resumida dos principais dados de entrada, permitindo assim a conferência dos dados mais importantes do ciclo.

No apêndice A é apresentada uma listagem com os dados utilizados para um caso exemplo semelhante ao apresentado por Li e Yang [5].

3.2. Resultados do Programa.

O programa apresenta resultados de saída para as condições de carga nominal e parcial de operação. No Apêndice D é ilustrada uma listagem de resultados semelhantes ao caso exemplo utilizado por Li e Yang [5] adaptado com vazões de natureza secundária.

3.2.1. Resultados para a Configuração Básica do Ciclo.

Inicialmente, são listados resultados de natureza global para o ciclo tais como: condições de saída do vapor na caldeira, potência de bombeamento, potência de saída do gerador e aproveitamento energético do ciclo.

A seguir são relatadas as condições de pressão, temperatura e entalpia ao longo das turbinas.

Segue-se o relatório das condições nos trocadores de calor. São apresentadas as condições de temperatura, pressão e entalpia para os fluxos de massa envolvidos em cada equipamento, além das respectivas vazões.

Concluindo a listagem de saída, é apresentado um resumo das condições de bombeamento para as bombas de alimentação e de condensado.

3.2.2. Resultados para a Configuração com as Vazões Secundárias.

Primeiramente é apresentado um resumo da localização, direcionamento e condições de fluxo de massa em cada labirinto. A seguir são listadas as condições dos diversos escoamentos envolvidos nos equipamentos de natureza secundária: dessuperaquecedor de baixa pressão (L.P.DSH), condensador de vapor de selagem (G.S.C.), ejetor (EJ.), vapor de ventilação e válvulas.

3.3. Descrição da Rotina Computacional.

Li e Priddy [11] apresentam o procedimento de cálculo, freqüentemente realizado por engenheiros consultores, que permite a determinação dos balanços de massa e energia ao longo de um ciclo a vapor.

Basicamente, este procedimento pode ser resumido pelos seguintes passos:

i) Através das condições de entrada nas turbinas, eficiência interna, pressões de extração e condensação, são estimadas as linhas de expansão das diferentes secções de pressão da turbina.

ii) Com as perdas de carga na caldeira, reacondicionador e linhas de extração, diferença de temperatura terminal (TTD) e diferença de temperatura de acesso do dreno (DCA), são determinadas as propriedades do vapor ao longo do ciclo.

iii) São então calculadas as vazões de extração através de balanços de massa e energia em cada trocador de calor. O procedimento é iniciado a partir do trocador mais próximo à caldeira, dando seqüência ao cálculo trocador por trocador até o último, que corresponderá ao trocador mais próximo da unidade condensadora.

iv) São determinadas as potências produzidas por cada turbina. Com o produto do somatório destas potências pela eficiência mecânica de acoplamento e pela eficiência elétrica do gerador, obtém-se a potência de saída do conjunto turbo-gerador.

v) São calculadas a potência consumida para o acionamento das bombas e a quantidade de calor introduzida no ciclo. O cálculo é finalizado com a determinação do aproveitamento energético.

Deve ser salientado que, o modelo matemático associado a este procedimento, corresponde àquele descrito no Capítulo 2. A solução numérica

adotada por Li e Yang [5], consiste na aplicação do modelo matemático ao procedimento de cálculo. Esta solução resulta no Programa Generalizado de Simulação de Centrais Termelétricas (AHBP).

A rotina computacional deste programa está subdividida em 11 secções, quais sejam:

- 1) Nomenclatura.
- 2) Entrada de dados.
- 3) Impressão dos dados de entrada mais importantes.
- 4) Determinação das condições de saída da turbina.
- 5) Cálculo das condições de extração.
- 6) Cálculo das vazões de extração.
- 7) Cálculo do trabalho de bombeamento.
- 8) Cálculo da potência produzida.
- 9) Determinação do aproveitamento energético.
- 10) Impressão de resultados.
- 11) Cálculo em carga parcial.

A seguir, na descrição do fluxograma de informações da rotina computacional, não serão ilustradas as secções 1, 2, 3 e 10, uma vez que já foi dado o devido tratamento ao longo deste Capítulo.

3.3.1. Fluxograma de Informações da Rotina Computacional.

Na Fig. 3.1, é apresentado o fluxograma generalizado da rotina computacional do programa AHBP. As secções do programa são indicadas através de linhas tracejadas.

A execução do programa inicia, de fato, na secção 4 na condição de operação de carga plena para a usina. Se a execução for efetuada para a vazão adimensional na saída da caldeira, as vazões prescritas são armazenadas, dada

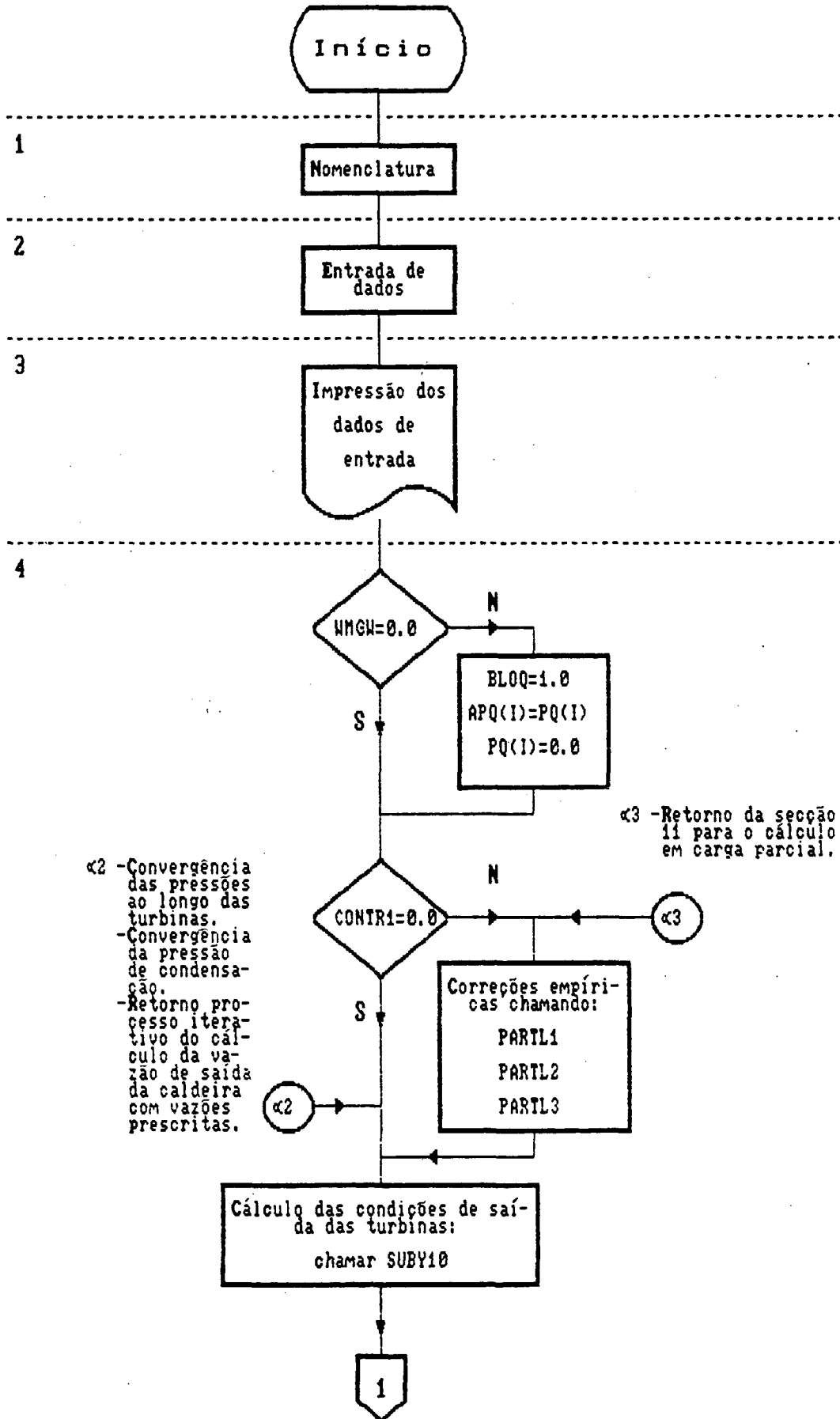


Figura 3.1 - Fluxograma geral da rotina computacional.

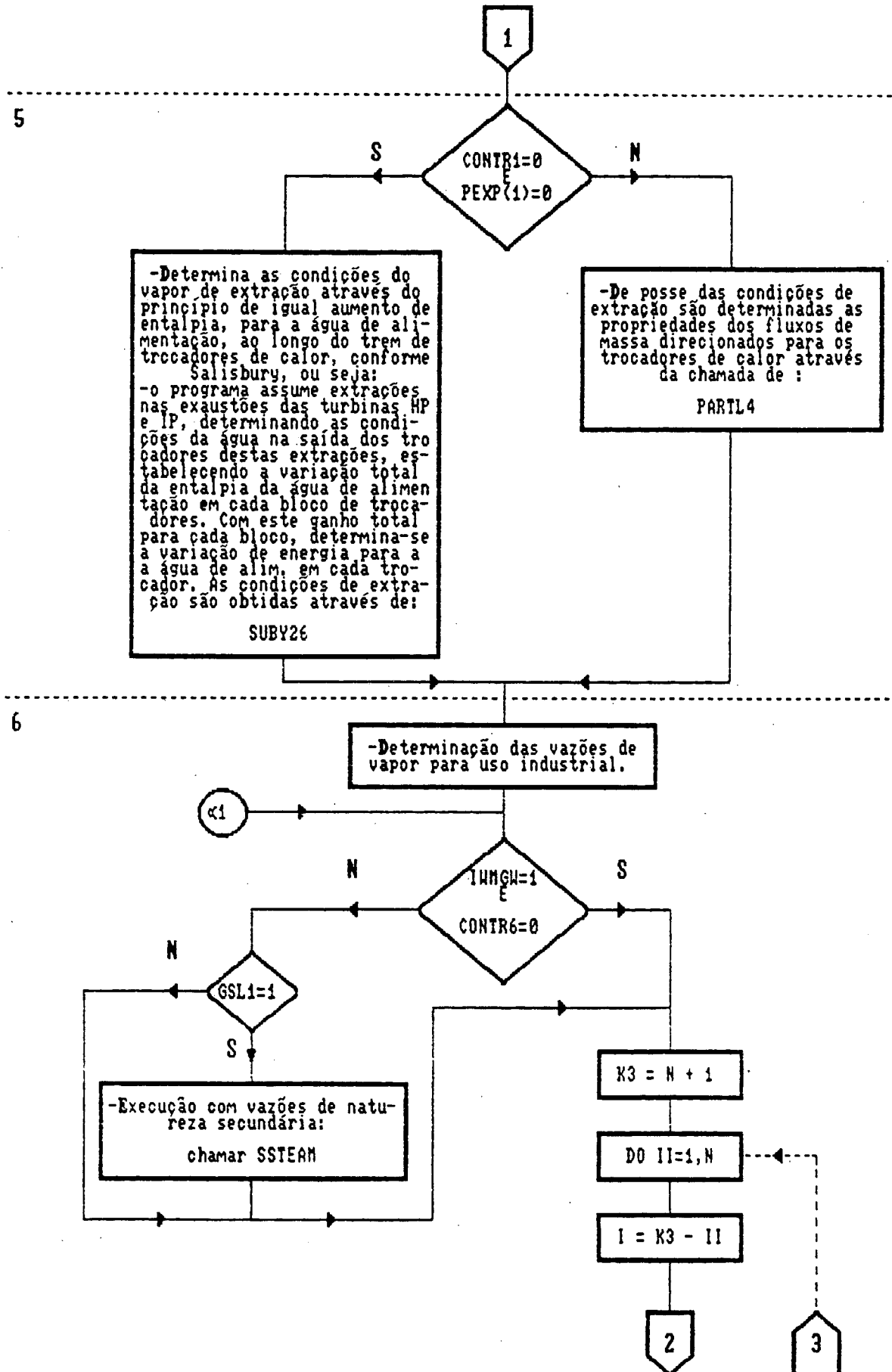


Figura 3.1 - Fluxograma geral da rotina computacional (continuação).

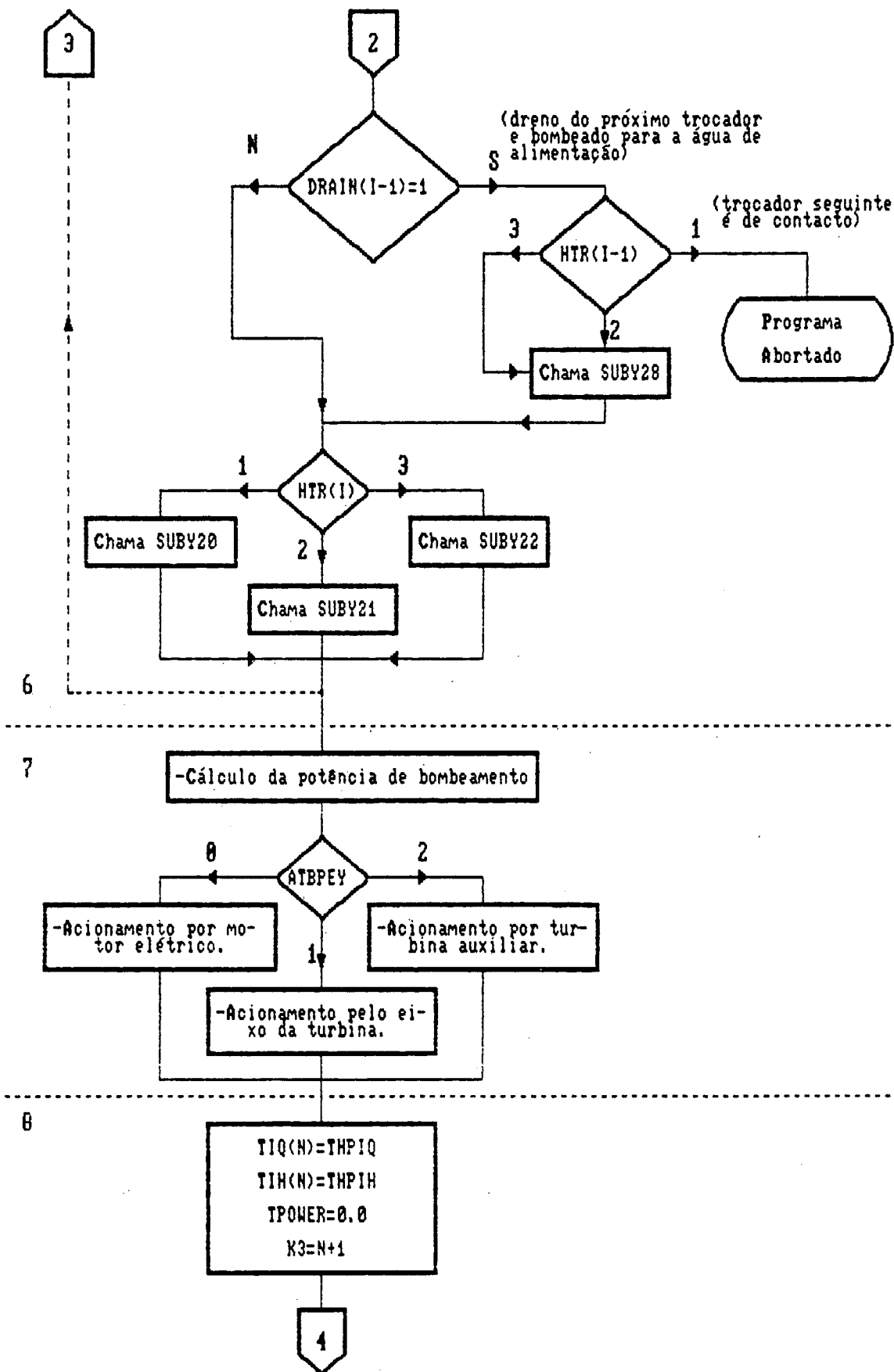


Figura 3.1 - Fluxograma geral da rotina computacional (continuação).

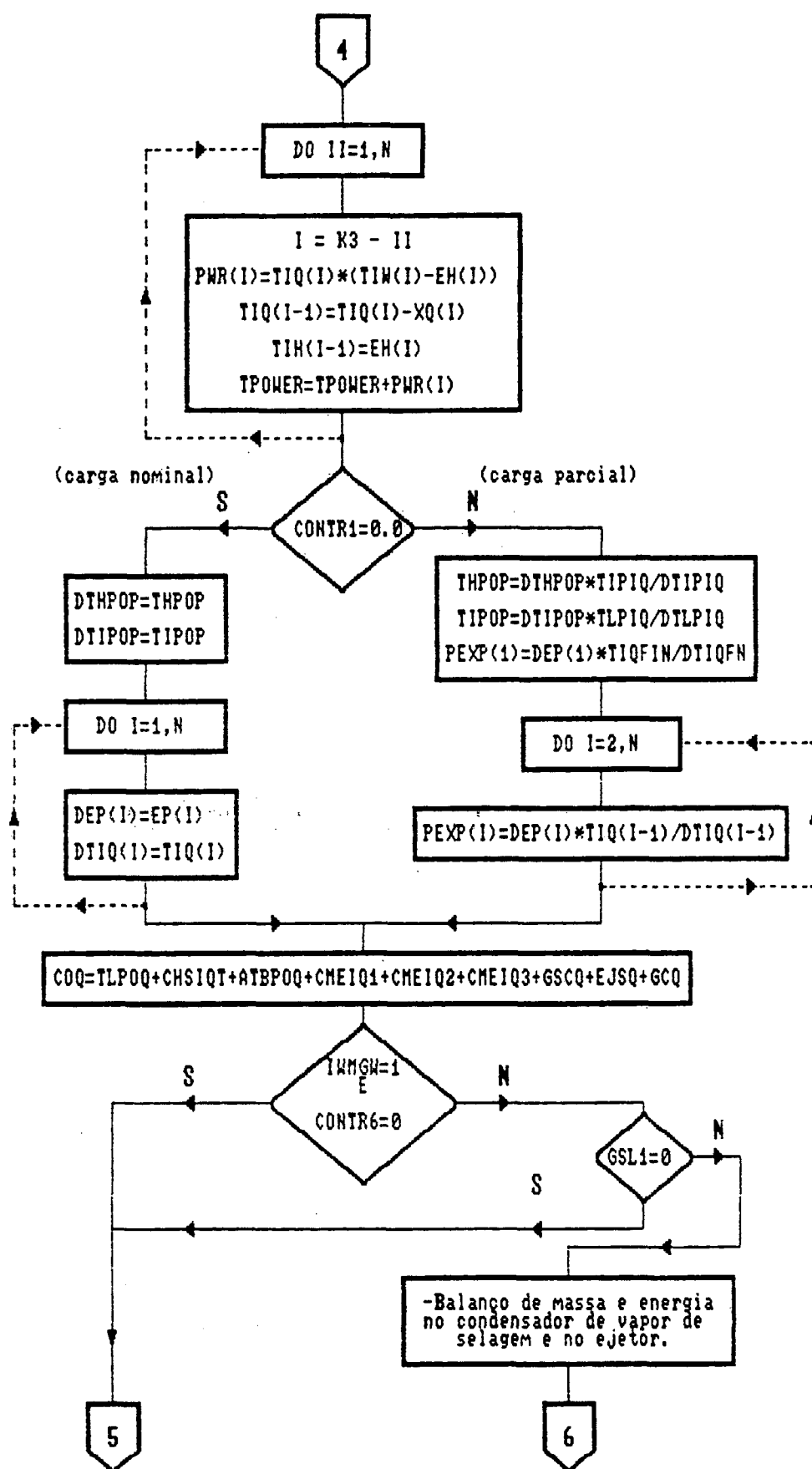


Figura 3.1 - Fluxograma geral da rotina computacional (continuação).

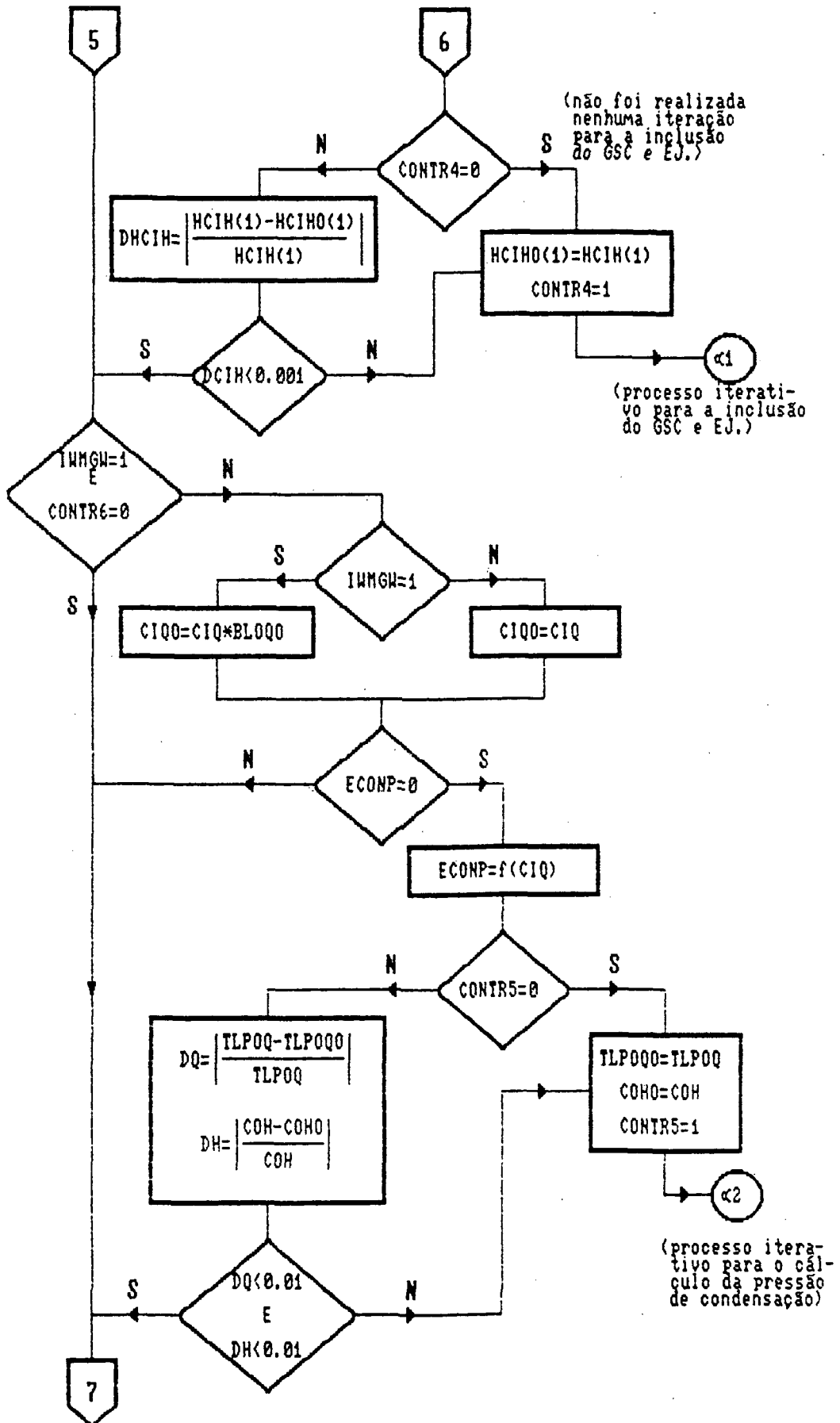


Figura 3.1 - Fluxograma geral da rotina computacional (continuação).

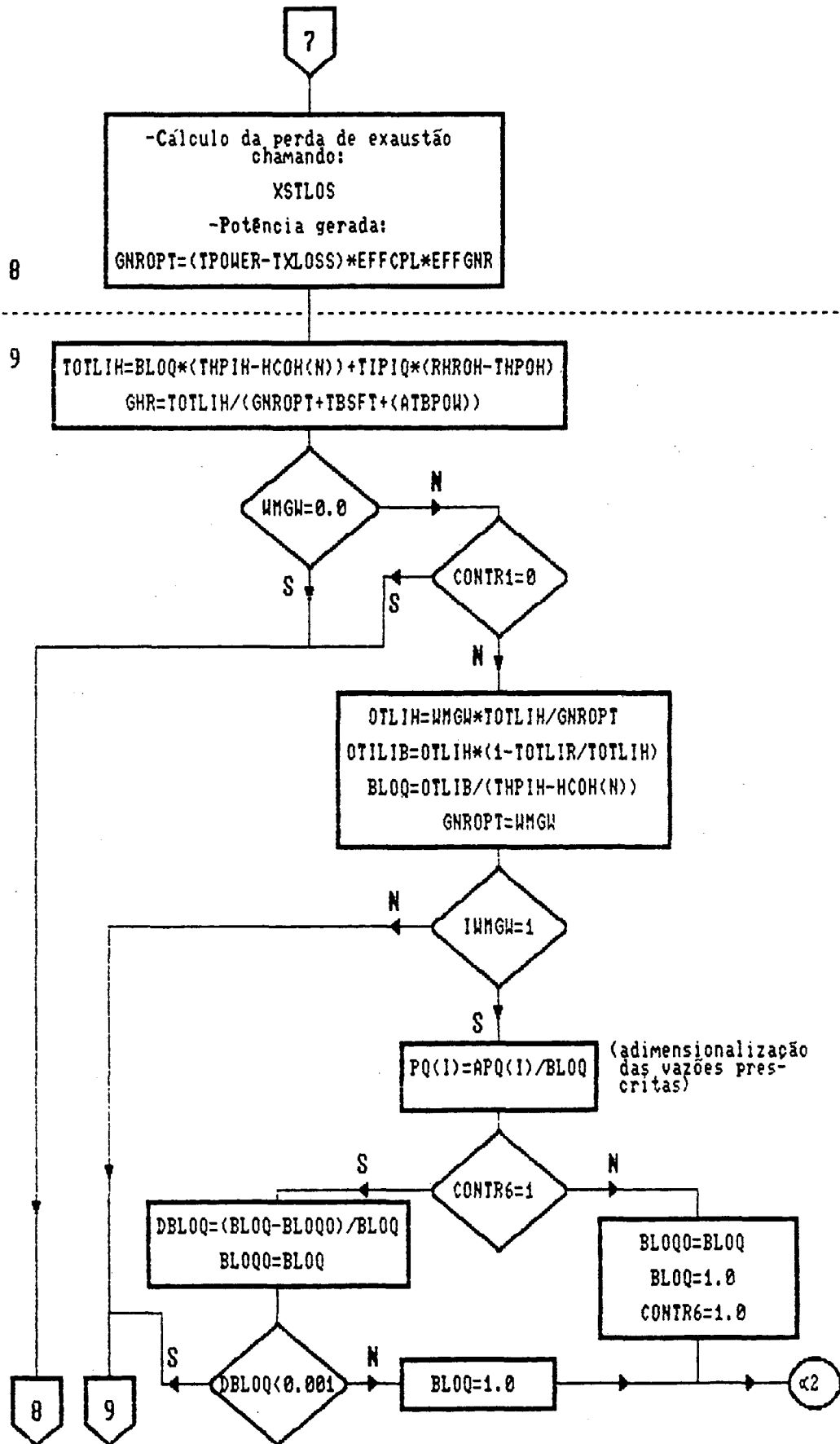


Figura 3.1 - Fluxograma geral da rotina computacional (continuação).

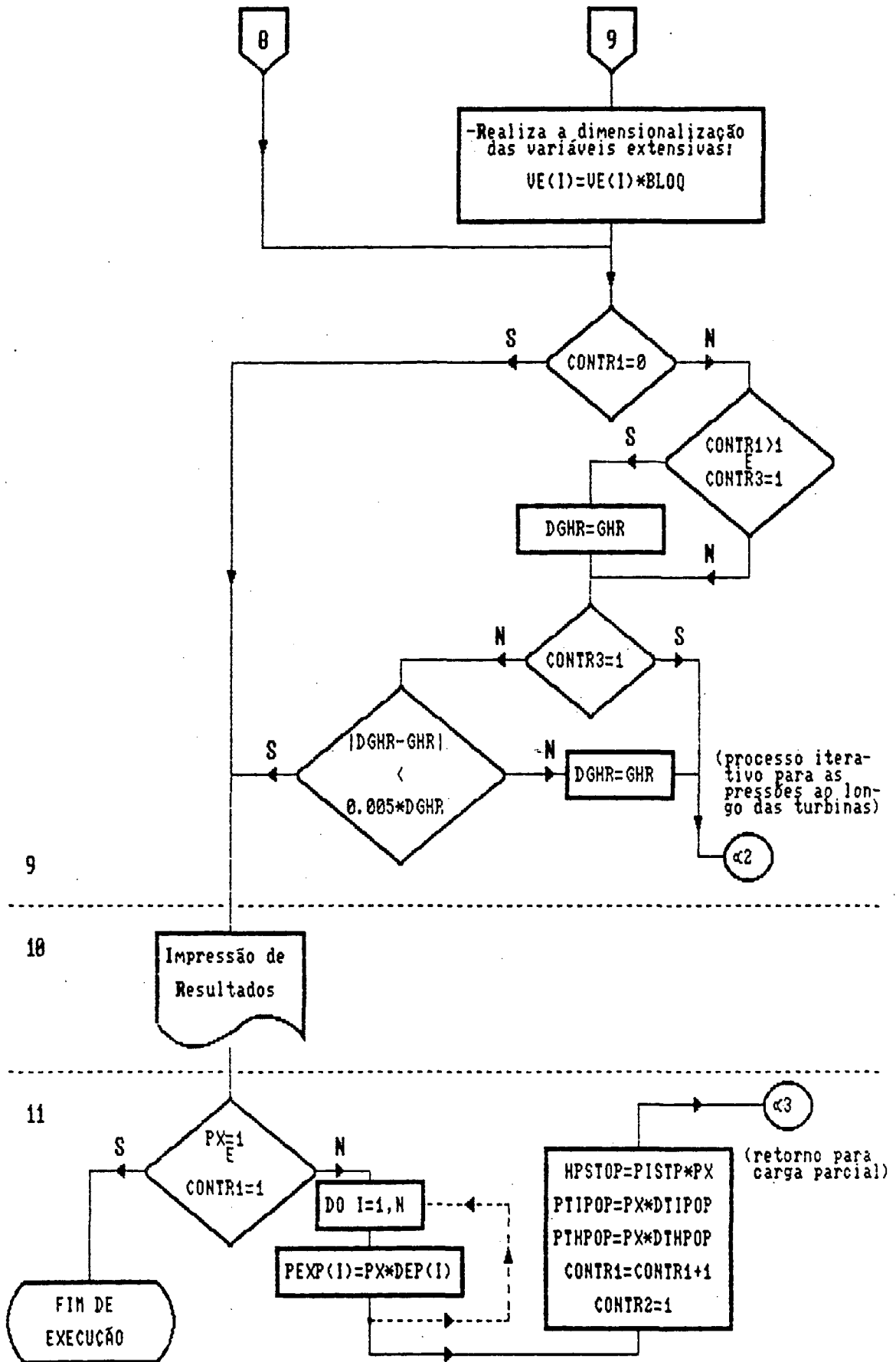


Figura 3.1 - Fluxograma geral da rotina computacional (continuação).

a impossibilidade de adimensionalização destas variáveis no início da execução. Nesta secção são determinadas as condições de saída das turbinas, através das respectivas linhas de expansão.

Na secção 5, fazendo-se uso novamente da linha de expansão de cada turbina, determinam-se as condições de extração. Para a situação em que estas pressões não sejam conhecidas, o próprio programa irá determiná-las através do princípio de igual aumento de entalpia, sugerido por Salisbury [9].

De posse das condições de extração, são determinadas as condições termodinâmicas dos diversos fluxos de massa direcionados para os trocadores de calor.

Com as condições dos fluxos de massa direcionados para os trocadores, são determinadas as vazões de extração, na secção 6, por intermédio de balanços de massa e energia.

A seguir, na secção 7, são determinadas as potências de acionamento das diversas bombas existentes no ciclo. No caso da bomba de alimentação, que normalmente é responsável pelo maior consumo de energia dentre as demais bombas, é prevista a possibilidade de três tipos de acionamento: por motor elétrico, pelo eixo da turbina ou por uma turbina auxiliar.

Na secção 8, são estabelecidas as vazões e potências desenvolvidas entre cada extração nas turbinas. Com a vazão de exaustão da turbina de baixa pressão, LP, são determinados os fluxos de massa direcionados para a unidade condensadora.

Com o estabelecimento da condição de saída do condensador, pode-se realizar o balanço de energia no condensador do vapor de selagem (G.S.C.) e ejetor (EJ.), caso seja requerida a execução do programa na versão com vazões secundárias. Com a inclusão destes dois elementos, haverá uma alteração da vazão extraída do último trocador que, por sua vez, modificará a vazão direcionada para o condensador, estabelecendo um processo iterativo.

Após a convergência do processo iterativo de inclusão do G.S.C. e

EJ., parte-se para o cálculo da pressão de condensação quando esta for variável. Novamente, a pressão de condensação é dependente da vazão de exaustão e vice-versa, promovendo um novo processo iterativo.

Após a convergência destes dois processos iterativos, são estabelecidas a perda por exaustão e a potência bruta de saída do conjunto turbo-gerador, concluindo a secção 8.

Na secção 9, é determinada a quantidade de calor introduzida no ciclo e o aproveitamento energético. Se a execução do programa for efetuada na opção adimensionalizada sendo requerido o cálculo com vazões de natureza prescrita, é promovida a adimensionalização destas vazões. Esta adimensionalização é obtida em relação ao último valor calculado para a vazão de saída do gerador de vapor (BLOQ). O programa realiza novas execuções até ser atendido o critério de convergência, que vem a ser a própria vazão de saída da caldeira, estabelecendo um terceiro processo iterativo. Após a convergência deste laço iterativo, é promovida a dimensionalização de todas as grandezas extensivas envolvidas no processo de cálculo.

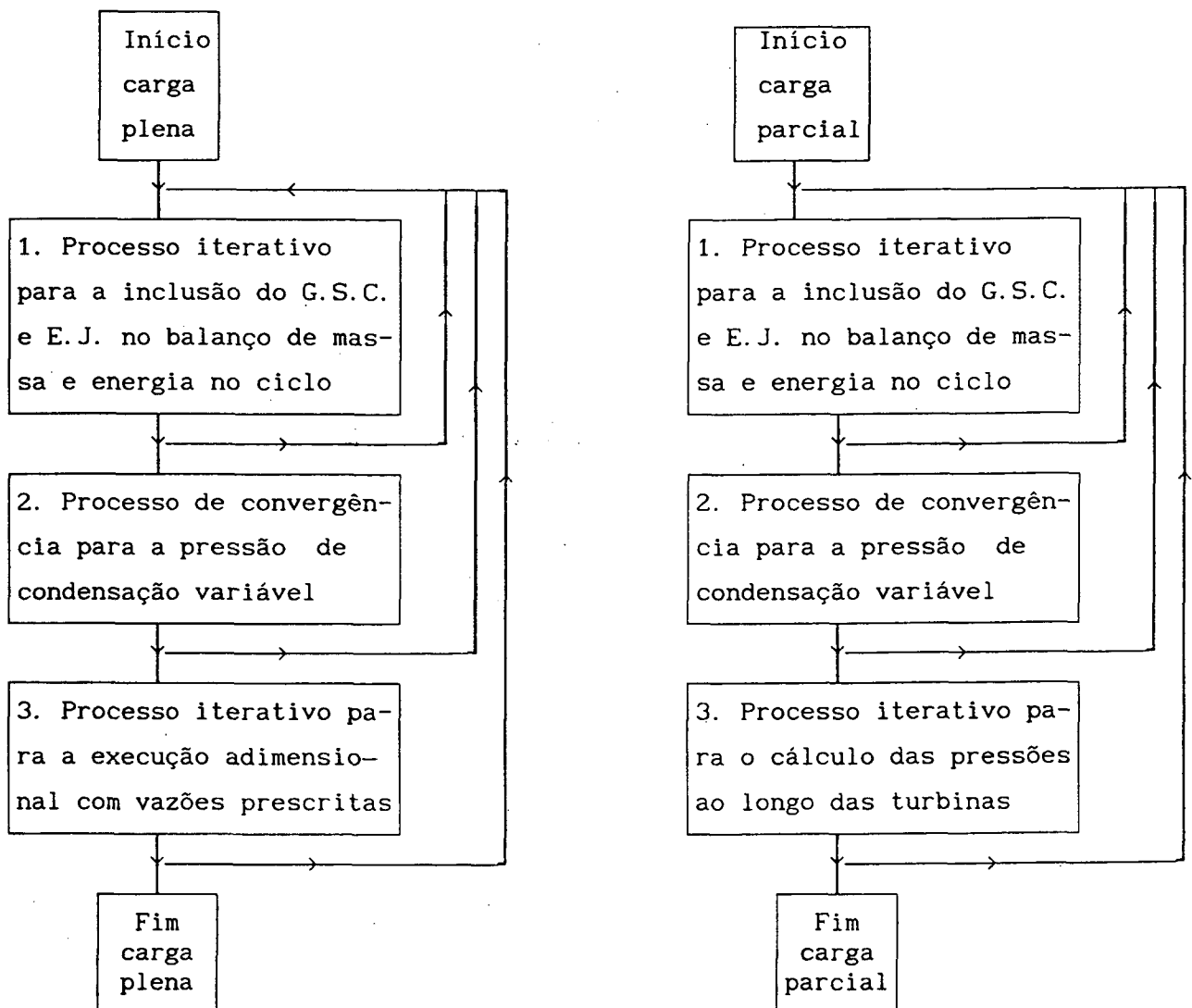
Ao término da secção 9, a execução do programa em carga plena está concluída, passando-se então à secção 10, onde é realizada a impressão dos resultados.

Para a execução do programa em carga parcial, é necessário o prévio conhecimento das pressões ao longo das turbinas na respectiva condição de operação. Conforme foi citado na modelação matemática, item 2.2.1, Li e Yang [5] sugerem a utilização da equação (2.8). Esta expressão prevê um comportamento diretamente proporcional das pressões ao longo das turbinas em relação ao regime de vazão local.

No entanto, não se dispõe do prévio conhecimento da variável \dot{m}_i (vazão na posição "i" da turbina em carga parcial). A secção 11 promove, então, uma aproximação inicial utilizando-se a própria relação de vazão na saída da caldeira (PX) como correção das pressões ao longo das turbinas:

$$p_1 = PX \cdot p_{d1} \quad (3.1)$$

Após a secção 11, o programa retorna para a secção 4, por intermédio de "α4" conforme Fig. 3.1. Nesta posição são realizadas algumas correções empíricas através das subrotinas PARTL1, PARTL2 e PARTL3.



a) execução em carga plena.

b) execução em carga parcial.

Figura 3.2 - Fluxogramas dos processos iterativos da rotina computacional.

Nesta primeira execução, são obtidos os primeiros valores para as vazões locais nas turbinas na secção 8. Com estas vazões, são obtidos valores mais precisos para as pressões ao longo das turbinas por intermédio da equação (2.8). O critério de convergência para este quarto processo iterativo é o aproveitamento energético (GHR), localizado ao final da secção 9, onde o programa retorna por " α_3 ", conforme Fig. 3.1.

Com o propósito de permitir uma visão mais global dos processos iterativos envolvidos, é ilustrado um fluxograma simplificado onde pode ser verificada a ordem de convergência de cada processo iterativo conforme Fig. 3.2.

3.4. Descrição das Subrotinas.

O programa é constituído de 42 subrotinas, dentre as quais 14 são para o cálculo de propriedades, 7 para transformação de unidades e as demais estão relacionadas com a modelação numérica do problema.

As subrotinas para o cálculo de propriedades foram preparadas em conformidade com as tabelas de propriedades do vapor d'água da ASME [5]. Estas subrotinas utilizam equações de estado e equações ajustadas às tabelas ASME. O tratamento dado a estas subrotinas restringiu-se à verificação da concordância entre seus resultados e tabelas de propriedades, onde pode-se verificar resultados muito satisfatórios.

A segunda classe de subrotinas, de transformação de unidades, foram implementadas durante o desenvolvimento deste trabalho. Isto foi realizado em função da freqüente utilização de unidades do sistema internacional e do sistema inglês, conforme a origem de cada fabricante. A apresentação destas duas classes de subrotinas não será efetuada porque foge ao escopo do presente trabalho. A apresentação será restrita às 21 subrotinas diretamente ligadas à modelação do problema. Será utilizada uma convenção ao longo da apresentação das subrotinas onde, os dados de saída serão sublinhados, destacando-os dos

dados de entrada nas subrotinas.

3.4.1. Subrotina SUBY10 (T1, P1, X1, EFFT, P2, H2, T2, X2 S2, W)

Esta subrotina é responsável pela avaliação das condições de saída da turbina, a uma pressão P2, dadas as condições de entrada, fazendo-se uso da eficiência interna da turbina.

3.4.2. Subrotina SUBY11 (P1, X1, EFFT, P2, H2, T2 X2, S2, W)

Determina as condições de saída da turbina quando o vapor de entrada encontrar-se na região de saturação. A linha de expansão é estimada pela eficiência interna.

3.4.3. Subrotina SUBY20 (HCOQ, XSIQ, XMISCQ, YMISCQ, THPVQ, RGLHQ, RSSQ, HCOH, HCIH, HSIH, XSIH, XMISCH, YMISCH, THPVH, RGLHH, RSSH, HSIP, HSIQ, HCIQ)

Subrotina utilizada para o trocador de calor do tipo de contacto. Através de balanços de massa e energia, determina a quantidade de vapor extraída (HSIQ) e a vazão de água de alimentação direcionadas para este equipamento.

3.4.4. Subrotina SUBY21 (HCOQ, XSIQ, XMISCQ, YMISCQ, THPVQ, RGLHQ, RSSQ, HCOH, XSIH, HSIH, XMISCH, YMISCH, HCIH, THPVH, RGLHH, RSSH, HSIP, HSOH, HSIQ, HSOQ, HCIQ)

Subrotina utilizada para o trocador de calor do tipo superfície. Através de balanços de massa e energia, determina as quantidades de vapor extraída (HSIQ) e água saturada drenada (HSOQ).

3.4.5. Subrotina SUBY22 (HCOQ, XSIQ, XMISCQ, YMISCQ, THPVQ, RGLHQ, RSSQ, HCOH, DCIH, HSIH, DSOH, XSIH, XMISCH, YMISCH, THPVH, RGLHH, RSSH, HSIQ, DSOQ, DCIQ)

Subrotina utilizada para trocador de calor do tipo superfície com dreno resfriador. Através de balanços de massa e energia, determina as vazões de vapor extraída (HSIQ) e de água subresfriada drenada (DSOQ).

3.4.6. Subrotina SUBY23 (HSIP, DCA, DCIT, DSOT, DSOH, DSOP)

Subrotina responsável pela determinação das condições de saída do dreno resfriado do trocador de calor de superfície.

3.4.7. Subrotina SUBY24 (PIP, POP, EFP, PWORK)

Realiza o cálculo do trabalho específico de bombeamento quando a condição de entrada da água encontra-se no estado de líquido comprimido.

3.4.8. Subrotina SUBY25 (PIP, POP, EFP, PWORK)

Determina o trabalho específico de bombeamento quando a condição de entrada da água encontra-se no estado de líquido saturado.

3.4.9. Subrotina SUBY26 (HTR, TIP, TIT, TIX, EFFT, CPOP, HCOP, HCOH, BLIP, TTD, HSOS, HSOP, HSOH, HSIT, HSIP, HSIH, HSIS, HSIX, W, PDPEX).

Subrotina utilizada para a determinação das condições de extração na entrada dos trocadores de calor (HSIT, HSIP, HSIH, HSIS, HSIX), e as condições de saída do dreno (HSOS, HSOP, HSOH).

3.4.10. Subrotina SUBY27 (HCOQ2, XSIQ2, XMSCQ2, YMSCQ2, HCOH2, HSIH2, DSOH2, XSIH2, XMSCH2, YMSCH2, HSIP2, HCOP2, HTR2, DRAIN2, XMSCQ1, YMSCQ1, HCOH1, DCIH1, HSIH1, XMSCH1, YMSCH1, HSIP1, DCA1, DCIT1, EXFDP1, HCOP1, DCIH2, HCOQ1, HTRX, HTRBP2, BPWORK, THPVQ2, THPVQ1, THPVH2, THPVH1, RGLHQ2, RGLHQ1, RGLHH2, RGLHH1, II, RSSQ, RSSH)

Esta subrotina determina as condições de entrada da água de alimentação no trocador de calor considerado (DCIH2) quando a drenagem do trocador subsequente for carregada para a água de alimentação.

A SUBY27 é utilizada para trocador de calor do tipo superfície com dreno resfriado.

3.4.11. Subrotina SUBY28 (HCOQ2, XSIQ2, XMSCQ2, YMSCQ2, HCOH2, SXIH2, DSOH2, XMSCH2, YMSCH2, HSIH2, HSIP2, HTR2, DRAIN2, XMSCQ1, YMSCQ1, HCOH1, HSOH1, HSIH1, XMSCH1, YMSCH1, HIH1, HSIP1, HCOP1, EXFDP1, DCIH2, HCOQ1, HTRX, HTRBP2, BPWDRK, THPVQ2, THPVQ1, THPVH2, THPVH1, RGLHQ2, RGLHQ1, RGLHH2, RGLHH1, II, RSSQ, RSSH)

Subrotina dotada de características similares à SUBY27. A SUBY28 é diferenciada da SUBY27 no que tange ao tipo de trocador de calor, que vem a ser do tipo de superfície, sem dreno resfriado.

3.4.12. Subrotina SUBY31 (EP, ET, EH, EX, EFFT, CMEIP, ATBPWK, ATBPOW, ATBPOT, ATBPOX, ATBPOS, ATBPOQ)

Determina a quantidade de vapor requerida para o acionamento da turbina auxiliar (ATBPOQ).

3.4.13. Subrotina PARTL1 (PX, THPIP, THPIT, PTHPIP, PTHPIT)

Promove correções empíricas para a pressão e temperatura de saída do gerador de vapor (THPIP, THPIT), para a condição de operação em carga parcial.

3.4.14. Subrotina PARTL2 (PX, RHROT, EFFHPT, EFFIST, PRHROT).

Realiza correções empíricas para a eficiência do primeiro estágio da turbina de alta pressão (EFFIST) e temperatura de saída do reacondicionador (RHROT) para a condição de carga parcial.

3.4.15. Subrotina PARTL3 (PX, CPOP, EFFBP, THPIP, PDPBL, PCPOP, PEFFBP, PBLIP)

Correções empíricas para as pressões na saída das bombas de condensado (PCPOP) e alimentação (PBLIP) e para a eficiência da bomba de alimentação (PEFFBP). Correções realizadas para a condição de operação em regime de carga parcial.

3.4.16. Subrotina PARTL4 (T1, P1, X1 EFFT, EP, EH, ET, ES, EX, HSOP, HSOT, HSOH, HSOS, PDPEX)

Subrotina responsável pela determinação das propriedades do vapor de extração na entrada dos trocadores de calor.

3.4.17. Subrotina PARTL5 (TTD, HSOT, HCOP, HCOH, HCOT, HCOS)

Realiza o cálculo das condições de saída da água de alimentação, nos trocadores de calor, através da diferença de temperatura terminal (TTD).

3.4.18. Subrotina XSTLOS (ANAREA, ANFLOW, ECONX, ECONH, ECONP, ECONT, TIQFIN, WMGW, GNROPT, UEEP, ULOSS, TXLOSS)

Determina a perda por exaustão (TXLOSS) da turbina de baixa pressão LP, através de suas características geométricas e das condições de escoamento no último estágio.

3.4.19. Subrotina XTLOS1 (VAN, ULOSS)

Subrotina utilizada pela XSTLOS para a determinação da perda por exaustão. Esta subrotina foi preparada com dados de perda por exaustão de uma

turbina da General Electric, cuja área de exaustão é de 55,7 pés quadrados.

Esta subrotina será utilizada quando o usuário não dispor dos dados de exaustão da turbina do ciclo em questão.

3.4.20. Subrotina XTLOS2 (VAN, ULOSS)

A XTLOS2 será utilizada pela XSTLOS quando houver disponibilidade dos dados relativos à perda por exaustão da turbina a ser modelada.

3.4.21. Subrotina SSTEAM (NGHP, NGIP, NGLP, THPIH, THPOP, THPOT, TIPOP, TIPOT, TIPOH, RGL, NRGL, HSIP, ECONP, ITHPV, TVQ, DSHQ, DSHH, IRSS, DPGL, TVHPSQ, CPOH, RGLHQ, RGLHH, VDSHH, VDSHQ, GCH, GCQ, GCIH, GSCQ, RGLOQ, RGLOH, TVSQ, TVSH, TVHPSH, DSHWQ, DSHWH, RDSHQ, RDSHH, THPVH, THPVQ, RSSH, RSSQ, GSCIH, IWMGW, BLOQO, CONTR1, IPXW).

Esta subrotina foi implementada ao longo deste trabalho. Ela é responsável pelo cálculo das condições de escoamento nos labirintos e gerenciamento destas vazões no ciclo.

CAPÍTULO 4

VALIDAÇÃO DO MODELO NUMÉRICO

A validação do modelo numérico foi realizada utilizando-se dados de uma usina termelétrica com capacidade nominal de 350 MW de potência bruta de saída no conjunto turbo-gerador. A configuração geral da usina utilizada na validação é apresentada na Fig. 2.8. Esta unidade foi projetada para operar a uma temperatura de 538 °C e pressão de 165,5 bar na saída do gerador de vapor. A temperatura de reaquecimento é especificada, também, para 538 °C. As condições de rejeição de calor estão submetidas à temperatura da água de condensação de 26°C.

A validação do modelo foi realizada para as duas versões de execução do programa: original e implementada. Na versão original, a execução restringe-se ao ciclo básico de uma central termelétrica. Já a implementada, corresponde àquela onde podem ser incluídas as vazões secundárias e pressão de condensação variável. É considerada, ainda, uma terceira modalidade de execução do código computacional. O programa é submetido na versão implementada com a TTD e DCA de cada trocador assumidas como sendo variáveis ao longo das condições de operação PX.

4.1. Análise dos Resultados.

Na Fig. 4.1, é apresentada a potência gerada em relação à condição de carga do ciclo. Visualmente, os resultados numéricos apresentam uma boa correlação com os dados do fabricante. Os maiores desvios correspondem à condição de carga de 50,4% onde, na simulação sem vazões secundárias, o erro percentual é de 4,0%. Ao serem consideradas as vazões secundárias, este erro

cai para 3,2%. Não há, portanto, grandes variações entre os resultados obtidos para a potência gerada quando, o programa é executado em uma versão ou outra. De maneira geral, os desvios entre os resultados numéricos e do fabricante mantiveram-se em níveis aceitáveis.

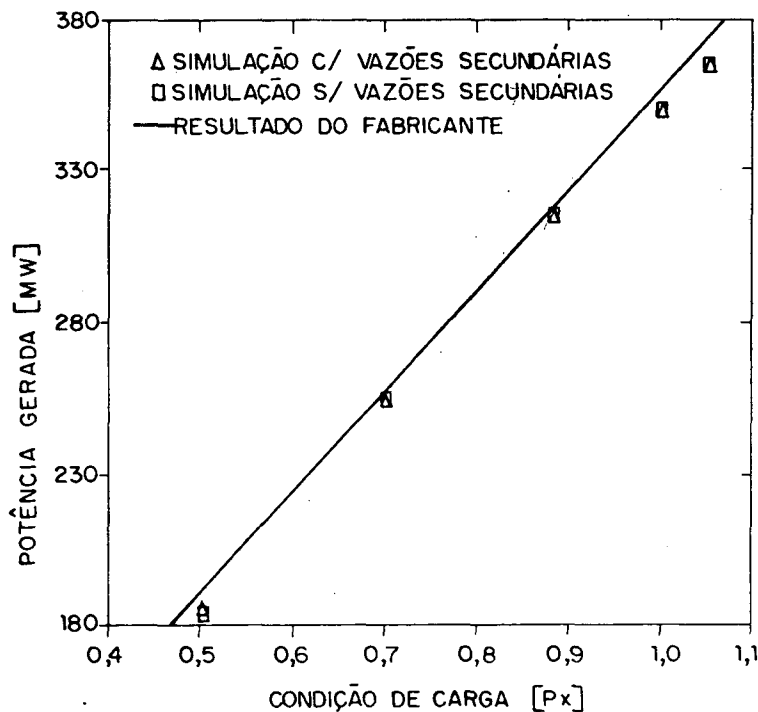


Figura 4.1 - Comportamento da potência gerada com a condição de carga.

Na Fig. 4.2, é apresentado o comportamento do aproveitamento energético (GHR) em relação à condição de carga da usina termelétrica. O erro percentual médio entre os resultados numéricos e os dados do fabricante é de 2,4%, o que vem a denotar uma boa concordância. Observa-se, novamente, que não há diferenças acentuadas entre os resultados numéricos nas duas versões de execução.

Outro aspecto a ser extraído da Fig. 4.2, refere-se à consistência física do comportamento dos resultados numéricos, no que diz respeito à condição de ótimo para o aproveitamento energético do ciclo. Como pode ser verificado, a melhor condição ocorre para a carga nominal de 100%, coincidindo com o ótimo

do fabricante.

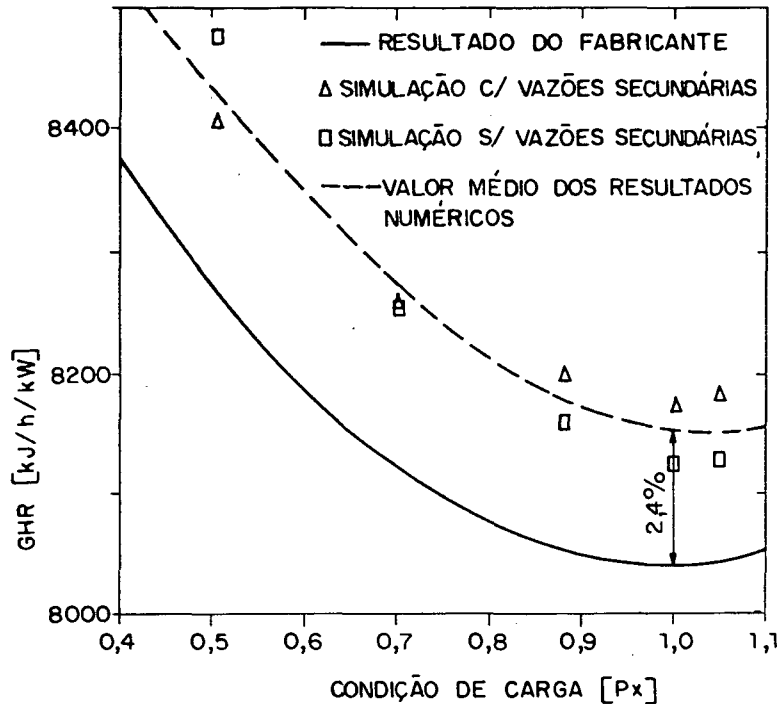


Figura 4.2 - Comportamento do aproveitamento energético com a condição de carga.

Percebe-se, nas duas figuras apresentadas anteriormente, que os resultados numéricos, em relação àqueles fornecidos pelo fabricante, foram inferiores para a potência gerada e superiores para o aproveitamento energético. Isto denota uma tendência a resultados conservadores para a usina em questão.

Nas Tabelas 4.1 e 4.2 são apresentados os erros percentuais para os resultados numéricos das vazões de extração.

A definição de erro percentual é bem conhecida e, sua expressão matemática, é apresentada na Eq. (4.1), onde x é a variável de interesse.

$$E\% = \left| \frac{x_{\text{calculado}} - x_{\text{real}}}{x_{\text{real}}} \right| \cdot 100 \quad (4.1)$$

Nas Tabelas 4.1 e 4.2, aparecem valores negativos e positivos. O erro

percentual aplicado às vazões de extração foi propositalmente considerado com seu valor relativo, permitindo assim, uma visualização do comportamento dos resultados ao longo das condições de operação (PX). Já os valores da última coluna, correspondem à média do módulo dos erros percentuais para cada extração, ou seja:

$$|\bar{E}\%| = \frac{\sum |E\%|}{n} \tag{4.2}$$

Tabela 4.1 - Desvios na forma de erros percentuais para a versão de execução original - sem vazões secundárias e pressão de condensação constante.

EXTRAÇÃO	CONDIÇÃO DE CARGA PX [%]					\bar{E}\%
	105	100	88	70	50	
1	24,31	21,90	15,96	6,21	-10,61	15,80
2	-1,92	-1,91	-1,83	-1,39	0,21	1,45
3	-1,75	-1,83	-2,21	-2,75	-1,85	2,08
4	-1,27	-1,00	-0,57	0,07	2,11	1,00
5	83,98	85,02	85,41	87,60	89,52	86,31
6	0,43	0,48	0,51	0,63	2,23	0,86
7	1,72	1,61	2,14	3,03	4,84	2,67

Tabela 4.2 - Desvios na forma de erros percentuais para a versão de execução implementada - com vazões secundárias e pressão de condensação variável.

EXTRAÇÃO	CONDIÇÃO DE CARGA PX [%]					\bar{E} %
	105	100	88	70	50	
1	-1,56	-2,07	-3,51	-6,21	-13,67	5,40
2	-1,95	-1,84	-1,51	-0,70	0,97	1,39
3	-1,68	-1,76	-2,15	-2,71	-1,76	2,01
4	-1,18	-0,91	-0,48	0,15	2,18	0,98
5	11,09	10,55	7,90	3,02	-8,27	8,17
6	0,46	0,50	0,54	0,68	2,31	0,90
7	0,22	0,006	0,22	0,36	0,60	0,28

Na Tabela 4.1 são apresentados os erros percentuais para as extrações quando o programa é executado com sua versão original, ou seja, sem vazões secundárias e com pressão de condensação constante. Nesta versão original, Tabela 4.1, os maiores erros ocorrem para as extrações 1 e 5, onde o erro percentual médio para a extração 1 é de 15,80% e, para a extração 5, é de 86,31%. Como pode ser verificado na Fig. 2.8, os trocadores destas extrações recebem vazões do vapor de natureza secundária. A modelação original não prevê estas vazões, o que leva o programa a estabelecer uma extração maior de vapor, promovendo o mesmo ganho de calor por parte da água de alimentação. Outro aspecto promotor de fonte de erro é a consideração do ejetor (EJ) e do condensador do vapor de selagem (G.S.C.), os quais promovem um aquecimento prévio da água de alimentação direcionada para o primeiro trocador de calor.

Na Tabela 4.2, são apresentados os erros percentuais para as extrações quando o programa é executado na versão implementada, considerando vazões secundárias e pressão de condensação variável.

Nesta versão de execução, pode ser verificada uma grande queda dos erros em relação à versão original. Nas extrações 1 e 5, os erros percentuais médios caem, respectivamente, de 15,80% para 5,40% e de 86,31% para 8,17%. A utilização do programa nesta versão implementada, promove uma melhoria sensível nas previsões das extrações. Entretanto, as extrações 1 e 5 ainda apresentam erros elevados em relação às demais.

Se for analisado o comportamento dos erros, na Tabela 4.2, para as extrações remanescentes, poderão ser notadas pequenas variações nos erros ao longo das condições de operação, as quais não permitem a avaliação de algum comportamento tendencioso destes erros. Já os erros percentuais das extrações 1 e 5, na Tabela 4.2, tendem a divergir continuamente à medida que é reduzida a condição de carga do ciclo.

Este comportamento sugere uma análise dos efeitos associados às condições de carga parcial, uma vez que, Li e Yang [5] lançam mão de algumas aproximações para os cálculos nestas condições de carga. Os tópicos seguintes apresentarão análises de sensibilidade das vazões de extração, associadas às aproximações utilizadas por Li e Yang [5] e ao cálculo de propriedades.

4.2. Avaliação da Hipótese de Diferença de Temperatura Terminal (TTD) e Diferença de Temperatura de Acesso do Dreno (DCA) Constantes.

No Apêndice E, é apresentada uma situação semelhante àquela dos trocadores 1 e 2 da Fig. 2.8, para uma condição de carga de 50%. Nesta análise, assume-se que a variação da TTD de cada trocador seja diretamente proporcional à condição de carga PX. O primeiro caso é assumido como sendo a condição com correção das TTD e o segundo, vem a ser a condição sem correção. Verifica-se, neste Apêndice, que o erro percentual para a vazão de extração 1 atinge -4,95%, apresentando a mesma tendência verificada para a extração 1 na condição de carga de 50% na Tabela 4.2. Já a vazão de extração 2, terá um erro de 0,72% em relação à condição informada pelo fabricante.

Nesta análise apresentada no Apêndice E, os dois trocadores tiveram um comportamento idêntico para as TTD. Isto foi efetuado em função de ter sido detectado o mesmo comportamento para os trocadores da usina utilizada para a validação.

Para um conjunto de trocadores que tenham o comportamento semelhante ao acima descrito, a hipótese de se representar o desempenho dos trocadores de calor através de TTD e DCA constantes impõe ao primeiro trocador a absorção dos erros provenientes desta consideração.

Outro trocador de calor que pode apresentar um comportamento semelhante ao trocador 1 com respeito à hipótese de TTD e DCA constantes para diferentes condições de operação da usina, é o trocador número 5 da Fig. 2.8. Apesar deste trocador não ser o primeiro do trem de trocadores, ele está instalado imediatamente após um trocador de calor de contacto. Para o trocador de contacto, não importa a consideração acerca das TTD e DCA constantes do ciclo, uma vez que o mesmo tem seu comportamento associado somente às suas condições de extração.

No Apêndice F, é apresentada uma situação semelhante àquela encontrada para o trocador de número 5 na Fig. 2.8, para uma condição de carga de 50%. O primeiro caso é assumido, novamente, como sendo a condição com correção das TTD. Já o segundo corresponde à condição sem correção. Verifica-se que há um erro de -4,7%. Este erro também apresenta a mesma tendência do erro obtido na Tabela 4.2, para o trocador 5, na mesma condição de carga.

A modelação do comportamento das TTD e DCA ao longo das condições de carga resulta em processos iterativos e na necessidade de conhecimentos mais específicos a respeito dos trocadores de calor. Como não há disponibilidade destas informações mais específicas, além das próprias TTD e DCA, utilizou-se uma correlação aproximada para o comportamento dos trocadores de calor. Esta correlação foi utilizada por Ferreira et al. [3], e é apresentada nas equações

(4.3) e (4.4).

$$TTD_1 = TTD_1 \cdot PX \quad (4.3)$$

$$DCA_1 = DCA_1 \cdot PX \quad (4.4)$$

Ou seja, o comportamento destes parâmetros é assumido como sendo diretamente proporcional à condição de carga PX. Esta consideração implica em diferenças de até 0,2°C para a TTD na condição de carga parcial de 50%. No entanto, esta é uma condição extrema. Na carga de 70%, a diferença máxima cai para 0,1 °C. Todavia, o objetivo é verificar o efeito do comportamento das TTD e DCA sobre os resultados numéricos, onde as Equações (4.3) e (4.4) satisfazem esta proposta.

Na Tabela 4.3 são apresentados os erros obtidos quando são utilizadas as Equações (4.3) e (4.4), isto é, quando forem consideradas as variações das TTD e DCA com a condição de operação da instalação. Comparando-se os resultados da Tabela 4.3 com os resultados obtidos para a Tabela 4.2, verifica-se uma queda sensível dos desvios na condição de carga de 70 e 50% para a extração 1. Para a extração 5, o maior ganho ocorreu na condição de 50%. Paradoxalmente, houve um aumento do erro percentual para a extração 4 na condição de carga de 50%.

Esta queda nos desvios dos valores numéricos, quando comparados com as informações do fabricante, para as condições de carga menores, vem a denotar o efeito da hipótese de TTD e DCA assumidas como constantes por Li e Yang [5].

Tabela 4.3 - Desvios na forma de erros percentuais para as vazões de extração na versão de execução implementada - com vazões secundárias e pressão de condensação variável e TTD e DCA assumidas como variáveis.

EXTRAÇÃO	CONDIÇÃO DE CARGA PX [%]					E%
	105	100	88	70	50	
1	-2,10	-3,83	-2,10	-2,03	-4,28	2,87
2	-1,99	-1,84	-1,44	-0,49	1,33	1,42
3	-1,70	-1,76	-2,10	-2,59	-1,57	1,94
4	-0,99	-0,91	-0,99	-1,30	-3,07	1,45
5	10,60	10,54	9,10	6,34	-1,88	7,69
6	0,48	0,50	0,49	0,56	2,10	0,83
7	0,26	0,006	0,11	0,10	0,16	0,13

Quanto aos resultados de natureza global, ocorreram alterações irrelevantes em relação às condições de execução da Tabela 4.2, tendo sido mantidos os mesmos desvios encontrados até então.

4.3. Análise de Sensibilidade das Eficiências das Bombas de Alimentação e de Condensado.

Na Tabela 4.3, percebem-se níveis elevados para os desvios encontrados para as vazões de extração 1 e 5, em relação às demais extrações na condição de carga nominal.

Deve-se ressaltar que, não há disponibilidade de dados e informações do fabricante a respeito das características de funcionamento das bombas em questão. Optou-se, então, pelo emprego dos dados utilizados por Li e Yang [5]. Desta forma, a eficiência de bombeamento para a bomba de alimentação, foi

inicialmente considerada igual a 85% e, para a bomba de condensado 82%. Como os trocadores de calor 1 e 5 estão instalados imediatamente após estas estações de bombeamento e, os desvios destas extrações destacam-se em relação às demais, promoveu-se uma série de testes envolvendo a eficiência destas bombas.

Na Tabela 4.4 são apresentados os erros percentuais para a vazão de extração 5, quando a eficiência da bomba de alimentação é variada de 60 até 90%. Verifica-se, nesta tabela, que a vazão de extração 5 apresenta uma grande sensibilidade em relação à eficiência da bomba de alimentação. A melhor condição para a extração 5, corresponde a uma eficiência de bombeamento de aproximadamente 72%, para a condição de carga nominal, e de 90% para a condição de 50%.

Tabela 4.4 - Influência da eficiência da bomba de alimentação sobre o erro percentual da vazão de extração 5.

EXTRAÇÃO	CONDIÇÃO DE CARGA PX	EFICIÊNCIA DA BOMBA DE ALIMENTAÇÃO				
		60%	70%	72%	80%	90%
5	100%	13,70	-1,82	0,15	7,04	13,80
	50%	-41,10	-22,40	-18,60	-8,40	2,50

Na Tabela 4.5, são relacionados os erros percentuais para a vazão de extração 1, quando a eficiência da bomba de condensado é alterada de 60 até 100%. A vazão de extração 1, apresentou pouca sensibilidade com relação à bomba de condensado. Outro aspecto a ser salientado, é o fato de não ter sido encontrada uma condição para a vazão de extração 1, que produzisse erros mínimos. Os erros percentuais caem continuamente até a situação onde a eficiência da bomba de condensado atinge 100%. Estes dois aspectos permitem

concluir que a bomba de condensado não está sendo responsável pelo erro da vazão da extração 1 na condição de carga plena.

Para carga parcial, não é possível efetuar a mesma afirmação uma vez que, Li e Yang [5], prevêem correções empíricas para a condição de funcionamento das bombas.

Tabela 4.5 - Influência da eficiência da bomba de condensado sobre o erro percentual da vazão de extração 1.

EXTRAÇÃO	CONDIÇÃO DE CARGA PX	EFICIÊNCIA DA BOMBA DE CONDENSADO				
		60%	70%	80%	90%	100%
1	100%	-2,25	-2,09	-1,97	-1,88	-1,80
	50%	-11,2	-10,9	-10,6	-10,5	-10,3

Na Tabela 4.6 são apresentados os novos valores para os erros percentuais nas vazões de extração, quando é utilizada uma eficiência na bomba de alimentação de 72%. Nesta tabela, manteve-se o valor original da eficiência da bomba de condensado de 82% uma vez que, a vazão de extração 1 apresentou uma sensibilidade bastante reduzida a este parâmetro.

Com esta nova eficiência para a bomba de alimentação, há uma queda generalizada dos erros em relação à Tabela 4.3. Como a eficiência foi ajustada para a condição de carga nominal, a vazão de extração 5 apresentou um erro bastante reduzido nesta condição, passando de 10,54% para 0,1%. No entanto, o erro que era de -2,65% para esta extração, conforme Tabela 4.3, na condição de carga de 50%, passa agora para -18,6%.

Tabela 4.6 - Desvios na forma de erros percentuais para as vazões de extração na versão de execução implementada, com TTD e DCA variáveis e eficiência da bomba de alimentação de 72%.

EXTRAÇÃO	CONDIÇÃO DE CARGA PX [%]					\bar{E} %
	104	100	88	70	50	
1	-1,99	-1,95	-1,98	-1,88	-4,05	2,37
2	-1,81	-1,66	-1,25	-0,31	1,55	1,32
3	-1,52	-1,58	-1,92	-2,41	-1,36	1,76
4	-1,34	-1,26	-1,34	-1,62	-0,96	1,30
5	-0,52	0,15	-1,92	-6,41	-18,6	5,52
6	0,48	0,50	0,49	0,55	2,07	0,82
7	0,26	0,006	0,10	0,10	0,16	0,13

O comportamento dos resultados para as extrações 1 e 5, na Tabela 4.6, levam a crer que as correlações empíricas nas condições de funcionamento das bombas ao longo das condições de operação, sugeridas por Li e Yang [5], são responsáveis pela divergência entre os resultados numéricos e os do fabricante.

Outro aspecto importante envolvido na determinação das vazões de extração, é a própria precisão dos cálculos das propriedades de extração. No tópico seguinte, é efetuada uma análise com relação a este aspecto.

4.4. Análise de Sensibilidade das Propriedades do Vapor de Extração Sobre a Determinação das Vazões de Extração.

Espera-se uma boa precisão no cálculo das propriedades do vapor sob condição de carga plena, uma vez que as pressões de extração, podem ser conhecidas nesta condição. Já, para a carga parcial, Li e Yang [5] utilizam uma correlação empírica, apresentada na Eq. 2.8, para a correção das pressões

de extração.

Como o parâmetro diretamente responsável pela determinação das demais propriedades da substância de trabalho nos trocadores de calor é a temperatura de saturação do vapor de extração na entrada dos trocadores, conforme Equações (2.13) e (2.14), realizou-se a análise de sensibilidade associada com o cálculo desta propriedade. Os desvios entre os valores numéricos e os valores fornecidos pelo fabricante, são apresentados na Tabela 4.7.

Como pode ser observado na Tabela 4.7, os desvios foram reduzidos para a condição de carga nominal e aumentam à medida que se afasta desta condição. Com o propósito de analisar o efeito destes desvios sobre o cálculo das vazões de extração, são realizados balanços de energia em trocadores de calor hipotéticos. Estes balanços são aplicados para duas condições de extração: uma com um erro artificialmente introduzido na determinação das condições de extração e, outra, sem este erro.

Tabela 4.7 - Desvios entre o valor numérico e o valor fornecido pelo fabricante para a temperatura de saturação do vapor de extração na entrada dos trocadores de calor [°C].

TROCADOR	CONDIÇÃO DE CARGA PX [%]				
	105	100	88	70	50
1	-0,1	0,0	0,1	-0,2	-0,5
2	-0,1	0,0	0,1	0,0	0,0
3	-1,1	-0,1	0,0	-0,3	-0,4
4	-0,1	0,0	0,0	-0,3	-0,4
5	0,0	0,0	0,0	-0,3	-0,5
6	0,0	0,1	0,2	-0,2	-0,4
7	0,0	0,0	0,1	-0,4	-0,5

Os erros artificialmente introduzidos correspondem aos desvios encontrados na Tabela 4.7 na condição de carga de 50%. Os cálculos e resultados são apresentados no Apêndice G. Os trocadores hipotéticos apresentados neste Apêndice, são submetidos a uma situação semelhante àquela encontrada para os trocadores 1, 2, 4 e 5 da instalação utilizada para validação do modelo. Foi adotada esta postura em virtude dos maiores erros nas vazões de extração terem se manifestado nos trocadores 1 e 5, conforme pode ser verificado na Tabela 4.6.

Os erros obtidos na análise de sensibilidade do Apêndice G, para as extrações 1 e 2, respectivamente, foram de -2,7 e 2,4%. A tendência e magnitude destes erros vêem a confirmar o comportamento dos erros encontrados na Tabela 4.6. Isto permite concluir que, o cálculo das propriedades de extração é um dos agentes responsáveis pelos desvios encontrados para as extrações 1 e 2.

Outro aspecto a ser observado é o efeito dos erros das propriedades de extração sobre os desvios na determinação da quantidade de vapor extraída. Conforme a Tabela 4.7, o desvio na temperatura do vapor de extração 1 é de $-0,5^{\circ}\text{C}$, enquanto que, na extração 2 este desvio é nulo. O erro negativo na temperatura da primeira extração, prevê uma quantidade menor de calor a ser introduzida na água de alimentação, o que leva ao cálculo de uma vazão de extração menor no primeiro trocador de calor. Já para o segundo trocador, este erro estabelece uma quantidade maior de calor a ser introduzida na água de alimentação, o que é confirmado pelo cálculo de uma vazão maior para a extração do segundo trocador. O mesmo raciocínio pode ser estendido para as demais extrações.

Quanto à vazão de extração 5, o erro encontrado no Apêndice G foi de -0,9%. Novamente, a tendência confirma o comportamento do erro encontrado para a extração 5 na Tabela 4.6. No entanto, a ordem de grandeza não é a mesma. Isto leva a crer que, a determinação das propriedades de extração não é a

principal causa dos desvios encontrados nesta vazão de extração.

Outra possível fonte de erro no cálculo das vazões de extração do trocador 1, são as propriedades da água de alimentação na entrada deste trocador de calor. No item seguinte é dado tratamento a este aspecto.

4.5. Análise de Sensibilidade das Propriedades da Água de Alimentação na Entrada do Primeiro Trocador de Calor.

Na Tabela 4.8 são apresentados os erros percentuais associados à entalpia da água de alimentação na entrada do trocador de calor 1. Verifica-se que o maior erro ocorreu para a condição de carga de 50%, atingindo o valor 0,64%.

Tabela 4.8 - Desvios entre os valores numéricos e os valores fornecidos pelo fabricante, na forma de erros percentuais, para a entalpia na entrada do primeiro trocador de calor.

CONDIÇÃO DE CARGA	DESVIO PERCENTUAL
105	0,47
100	0,46
88	0,52
70	0,24
50	0,64

No Apêndice H, é realizado o teste onde é alterada a condição de entrada da água de alimentação num trocador hipotético semelhante ao primeiro trocador de calor. Intencionalmente, o desvio aplicado à entalpia para a condição assumida como sendo incorreta, foi de 0,64%. Este erro promove uma vazão de extração com um desvio de -1,2% em relação àquela assumida como

correta. Este erro vem a confirmar o comportamento do desvio encontrado para esta extração na condição de carga de 50% na Tabela 4.6.

4.6. Análise dos Desvios Encontrados para a Vazão de Extração 5.

No item 4.3 foi realizada uma modificação na eficiência da bomba de alimentação. Com a alteração deste parâmetro, pode-se atingir um desvio bastante reduzido para a vazão de extração 5 em carga plena. O desvio que era de 10,54% com a eficiência da bomba de alimentação de 85%, conforme Tabela 4.3, passou para 0,15% com a eficiência da bomba de 72%, conforme Tabela 4.6. No entanto, o pequeno desvio de -1,88% obtido na condição de carga de 50% na extração 5, conforme Tabela 4.3, passou para -18,6% na Tabela 4.6.

Um dos aspectos que poderia estar associado aos desvios no cálculo da vazão de extração 5, seria a determinação das propriedades de extração. No entanto, conforme foi demonstrado no item 4.4, as propriedades de extração não estão sendo responsáveis por estes desvios.

Outro aspecto investigado, foi o grau de sensibilidade da vazão de extração 5 em relação à eficiência da bomba de alimentação. Como pode ser verificado no item 4.3, a eficiência da bomba de alimentação tem grande influência sobre esta extração. Até o presente momento, tudo indica que a modelação prevista para esta bomba, é uma das principais causas dos desvios ocorridos na determinação da quantidade de vapor extraída para o trocador de calor 5. No entanto, será demonstrado que a modelação desta bomba não é a única fonte de erro nesta vazão de extração.

Na Tabela 4.9 são apresentados os desvios, na forma de erros percentuais, entre os valores numéricos para a entalpia da água de alimentação na entrada e saída do trocador de calor 5, e os valores fornecidos pelo fabricante. Nesta tabela, os desvios são apresentados para as duas situações da eficiência da bomba de alimentação: 85 e 72%.

Tabela 4.9 - Desvios na forma de erros percentuais para a entalpia da água de alimentação no trocador de calor 5.

PX	EFICIÊNCIA DA BOMBA DE ALIMENTAÇÃO					
	85%			72%		
	h_i	h_o	Δh	h_i	h_o	Δh
105	-0,99	-0,37	6,66	-0,46	-0,37	0,59
100	-0,95	-0,35	6,50	-0,40	-0,35	0,32
88	-0,93	-0,40	5,65	-0,36	-0,40	-0,80
70	-0,97	-0,60	3,52	-0,34	-0,60	-3,52
50	-0,68	-0,78	-1,95	0,09	-0,78	-10,44

Onde:

i = propriedade na entrada do trocador.

o = propriedade na saída do trocador.

Como pode ser verificado na Tabela 4.9, na condição de carga nominal e eficiência de 85% para a bomba de alimentação, os desvios para as entalpias, promovem a previsão de uma introdução de calor maior na água de alimentação, o que confirma a maior quantidade de vapor extraída para o trocador 5 na Tabela 4.3. Quando é ajustada a eficiência da bomba de alimentação para 72%, o desvio para a entalpia de entrada da água de alimentação no trocador, fica próximo do desvio ocorrido para a entalpia na saída. Isto resulta em uma quantidade de calor a ser introduzida na água de alimentação próxima daquela prevista pelo fabricante, resultando numa redução do desvio entre a vazão calculada pelo programa e aquela obtida pelo fabricante. Desta forma, a modificação da eficiência da bomba de alimentação, resultou num desvio da entalpia da água de alimentação na entrada do trocador 5 que compensou o desvio da entalpia na saída.

No entanto, resta ainda outro aspecto a ser investigado. Como pode ser verificado na Tabela 4.9, as propriedades de saída da água de alimentação são independentes da eficiência da bomba de alimentação. De fato, a determinação das propriedades de saída de cada trocador, é obtida a partir da pressão e temperatura da água de alimentação. A pressão é dependente do estágio de bombeamento em que a água se encontra e, a temperatura, é obtida a partir das TTD e propriedades de extração, conforme Eq. (2.13).

Como foi verificado no item 4.4., as propriedades de extração não estão sendo responsáveis pelos desvios ocorridos na vazão de extração 5. Resta investigar o cálculo de propriedades do fabricante e do próprio programa para a água de alimentação.

Tomando-se os valores calculados pelo fabricante na condição de carga de 50% para a pressão e temperatura da água de alimentação na saída do trocador 5, pode-se determinar a entalpia da água através das tabelas de propriedades de líquido comprimido da referência [16]. Comparando-se o valor calculado para a entalpia pelo fabricante com o valor obtido através da referência [16], é encontrado um desvio de 0,54%. Realizando-se o mesmo procedimento para as propriedades de pressão e temperatura do programa, é encontrado um desvio de 0,07% em relação à referência [16].

Desta forma, verifica-se uma excelente concordância entre os resultados numéricos e a tabela de propriedades. Já o desvio entre o valor calculado pelo fabricante e a tabela de propriedades, atinge a mesma ordem de grandeza do desvio ocorrido entre os valores numéricos e os valores fornecidos pelo fabricante, como pode ser verificado na Tabela 4.9 para a condição de carga de 50%.

Com o propósito de analisar o efeito do desvio entre a entalpia calculada pelo fabricante e a entalpia obtida a partir da referência [16], são realizados balanços de energia em um trocador de calor hipotético submetido a condições semelhantes àsquelas do trocador 5 na condição de carga de 50%.

Primeiro é realizado um balanço de energia assumindo uma configuração como correta. A seguir aplica-se um erro artificial na entalpia de saída do trocador 5. Este erro corresponde ao desvio de 0,54% encontrado para a entalpia do fabricante. Os balanços de energia são apresentados no Apêndice I. Conforme pode ser verificado, o desvio de 0,54% na entalpia, produz um erro de 7,6% na vazão de extração, o que comprova o comportamento do desvio encontrado entre a vazão do fabricante e a vazão determinada pelo programa quando a eficiência de bombeamento é de 72%.

Como foi afirmado anteriormente, utilizou-se o par de propriedades pressão e temperatura para a obtenção da propriedade de entalpia na referência [16]. A única informação disponível a respeito da pressão, é a própria pressão do vapor na saída da caldeira, a qual foi utilizada na determinação da entalpia da água de alimentação na saída do trocador 5. Caso o fabricante esteja considerando alguma perda de carga entre a saída da caldeira e a bomba de alimentação, a entalpia fornecida pelo fabricante pode estar correta, caso contrário, o fabricante deveria ter utilizado valores mais precisos para a entalpia na região de líquido comprimido.

CAPÍTULO 5

TESTES EFETUADOS

Após a realização da validação do programa, foram efetuados alguns testes com o objetivo de investigar o comportamento da usina, diante de modificações de alguns parâmetros. Juntamente com este objetivo, foram realizados alguns testes que permitiram a avaliação das potencialidades e flexibilidades de manipulação de dados deste código computacional.

Nestes testes, manteve-se a vazão original de vapor produzido na caldeira da usina de 350 MW, conservando-se a mesma configuração da planta utilizada para validação, pelos seguintes motivos:

- possibilitar a avaliação das alterações sobre o projeto original da unidade e,
- conservar, durante os testes, um referencial com respeito à ordem de grandeza dos resultados obtidos.

Foram realizados testes com a variação do número de trocadores de calor utilizados no pré-aquecimento da água de alimentação e com a disponibilidade da temperatura da água de resfriamento na unidade condensadora.

A seguir, são apresentados os resultados destes testes e as discussões físicas pertinentes.

5.1. Testes com a Variação do Número de Trocadores de uma Usina Original.

Como foi mencionado no Capítulo 2, o propósito do ciclo Rankine regenerativo, é a busca de uma eficiência maior com o pré-aquecimento da água de alimentação, através de vapor extraído ao longo das turbinas. Uma vez que, o vapor responsável pela produção de trabalho é desviado ao longo das turbinas para o pré-aquecimento da água de alimentação, supõe-se que haja uma queda na produção de trabalho à medida que é introduzido um novo trocador de calor.

Este fato motivou a investigação do comportamento de uma usina termelétrica em função de seu número de trocadores. Neste sentido, foram realizados testes com a variação do número de trocadores no ciclo para um projeto original. Este tipo de postura permite simular uma suposta avaliação de uma proposta de projeto ou, ainda, uma modificação de uma usina em operação.

Para tanto, foram mantidos os dados para a perda por exaustão da usina utilizada para a validação. Nesta usina, o conjunto de trocadores situados entre a bomba de alimentação e de condensado, possuíam um único valor para as TTD. Neste sentido, cada novo trocador introduzido entre estas bombas, possuía uma TTD igual às demais. Da mesma forma, os trocadores instalados após a bomba de alimentação possuíam uma TTD e DCA iguais entre si. Novamente, foi obedecido o mesmo critério adotado para o outro conjunto de trocadores de calor. Ainda com respeito às considerações para o processo de alteração do número de trocadores de calor, não foram consideradas as vazões secundárias da instalação e permitiu-se a variação da pressão de condensação.

As vazões secundárias não foram consideradas uma vez que, cada alteração substancial no ciclo, requer um estudo do direcionamento das vazões secundárias. Outro aspecto, é o fato de haver interesse somente nos resultados de natureza global, o que não justifica a consideração das vazões secundárias.

Quanto à consideração da pressão de condensação variável, simula a alteração de um ciclo em que são mantidos seus equipamentos básicos, ou seja: caldeira, turbina e unidade condensadora.

Conforme a referência [15], os resultados para a potência e aproveitamento energético (GHR) ao longo das condições de carga, são apresentados nas Figuras 5.1 e 5.2, respectivamente.

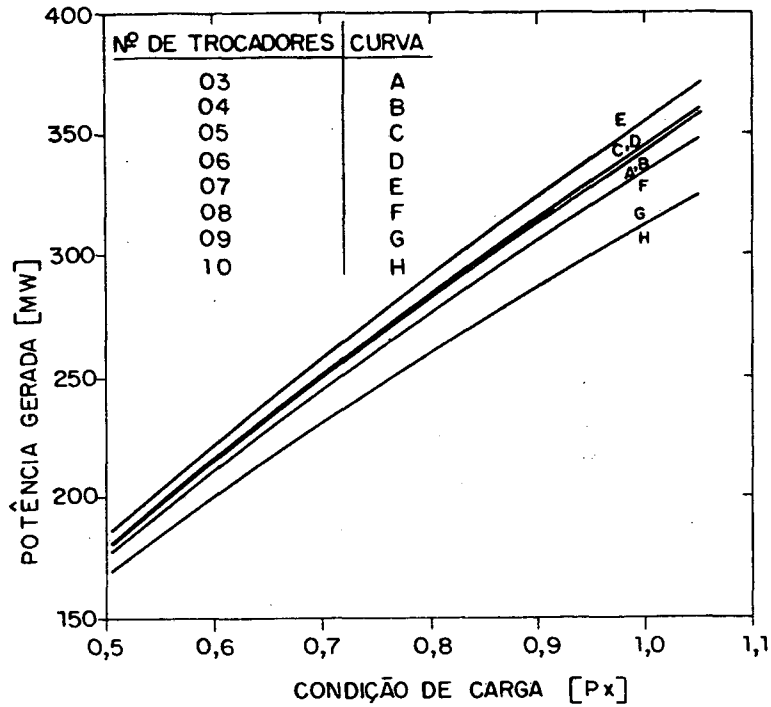


Figura 5.1 - Influência do número de trocadores de calor sobre a potência gerada.

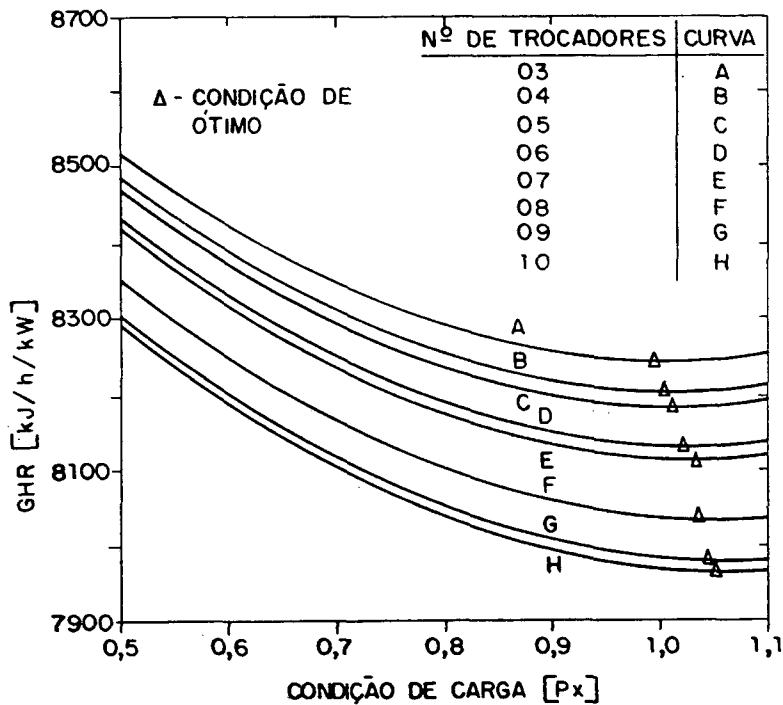


Figura 5.2 - Influência do número de trocadores de calor sobre o aproveitamento energético.

Do ponto de vista da potência gerada a melhor condição vem a ser aquela com 7 trocadores de calor, correspondendo à configuração original do ciclo proposto pelo fabricante. Isto leva a concluir que este foi um possível critério de otimização do ciclo.

Um dos fatores que pode estar associado a esta otimização, é a quantidade de vapor extraído ao longo das turbinas. Na Tab. 5.1, são apresentados os resultados para as vazões de extração ao longo das turbinas, para cada arranjo de trocadores, na condição de carga nominal. Nesta tabela, a coluna denominada arranjo apresenta o número de trocadores instalados em cada secção da turbina, ou seja, alta pressão (HP), pressão intermediária (IP) e baixa pressão (LP).

Tabela 5.1 - Vazão extraída para cada arranjo de trocadores de calor em carga nominal.

NÚMERO DE TROCADORES	ARRANJO			VAZÃO EXTRAÍDA EM CADA TURBINA						VAZÃO TOTAL [kg/h]
				[kg/h] e [%]						
	HP	IP	LP	\dot{m}_{HP}		\dot{m}_{IP}		\dot{m}_{LP}		\dot{m}_T (100%)
A - 3	1	1	1	192645	55,1%	79339	22,7%	77435	22,2%	349419
B - 4	1	1	2	192645	54,6%	53639	15,2%	106238	30,1%	352522
C - 5	1	1	3	192645	54,3%	40147	11,3%	121418	34,3%	354211
D - 6	1	2	3	110572	31,7%	116048	33,3%	122232	35,0%	348853
E - 7	1	3	3	76424	22,1%	147317	42,5%	122611	35,4%	346353
F - 8	2	3	3	148950	37,3%	135444	33,9%	114560	28,7%	398956
G - 9	3	3	3	218064	48,6%	124082	27,6%	106761	23,8%	448908
H - 10	3	3	4	218064	48,4%	116768	26,0%	115038	25,6%	449872

Como pode ser verificado na Tabela 5.1, a condição 7 corresponde à situação em que ocorre a menor quantidade de vapor extraído. Isto, por si só, poderia justificar a ocorrência da maior potência produzida com este arranjo de 7 trocadores. No entanto, pode-se verificar que, da condição com 3 trocadores de calor até 5, há um crescimento da vazão total extraída aliada a um aumento da potência produzida, o que pode parecer um contracenso.

Deve-se, entretanto, verificar a forma como o vapor é extraído ao longo das turbinas. Ocorre que, apesar do aumento da vazão total extraída, o acréscimo de um novo trocador, passando de 3 para 4, promove um deslocamento da vazão extraída na turbina intermediária para a turbina de baixa pressão, como pode ser observado na Tabela 5.1. A transferência de parte do vapor extraído da turbina IP para a LP, significa manter um vapor com uma disponibilidade entálpica mais elevada para a produção de trabalho. Quando o vapor atinge a turbina LP, com uma disponibilidade menor, é realizado, então, seu desvio para a extração.

Esta análise, aplicada ao comportamento do ciclo para as configurações de 03 a 05 trocadores, pode ser estendida para as demais configurações.

Aliado a este comportamento do ciclo em si, há que se considerar ainda o efeito da perda por exaustão na turbina LP. Esta perda é otimizada para uma determinada vazão e pressão de exaustão, estando associada a uma determinada configuração do ciclo. Assim, deve-se ter em mente que, a inclusão ou retirada de um trocador de calor está também alterando as condições de exaustão da turbina LP. O efeito de tal alteração, dependerá do grau de sensibilidade desta perda em relação à vazão de exaustão e pressão de condensação. Esta sensibilidade está associada ao projeto da exaustão da turbina LP, conforme mencionado no item 2.2.1.

Analisando-se a influência do número de trocadores de calor sob o ponto de vista do aproveitamento energético (GHR), Fig. 5.2, percebe-se que o

aumento da quantidade destes equipamentos no ciclo é sempre benéfico. Outro aspecto a ser observado é que, a inclusão de um novo trocador de calor tende a deslocar a condição de ótimo do GHR para a esquerda, na Fig. 5.2. Este comportamento deve estar associado à própria configuração do ciclo, ou seja, número e posicionamento dos trocadores, e ao nível das TTD e DCA.

Deve ser salientado que esta análise em que foi alterado o número de trocadores, tem o caráter de examinar um projeto original sob o ponto de vista termodinâmico, uma vez que nem sempre é possível, em termos físicos, manipular as extrações ao longo de uma turbina. Na verdade, as turbinas possuem pontos específicos que permitem o acoplamento de uma linha de extração de vapor. Assim, a introdução de um novo trocador pode estar associada à possibilidade de uma conexão disponível na própria turbina.

Convém salientar os aspectos que motivaram a escolha do caminho percorrido para a introdução de cada novo trocador, isto é, partindo-se do arranjo 111 e passando por 112, 113, 123 e assim por diante, conforme apresentado na Tabela 5.1. Na realidade, o objetivo era partir-se do arranjo 111 e passar pela configuração original da usina utilizada para a validação, ou seja, o arranjo 133, o que permitiu a comparação da planta estabelecida pelo fabricante com as demais configurações. A partir do arranjo 133, foram acrescentados novos trocadores, cujo critério, foi a distribuição equitativa ao longo das secções de pressão da turbina, chegando ao arranjo 333.

Como pode ser visto, a distribuição dos trocadores pode interferir na otimização de um ciclo. Isto motivou uma nova investigação, onde, os objetivos seriam a otimização do ciclo em relação à potência e ao aproveitamento energético (GHR). Os resultados e discussões são apresentados a seguir.

5.2. Testes com a Variação do Número de Trocadores Visando a Maximização da Potência.

Com o objetivo de isolar o efeito do número de trocadores de calor sobre os parâmetros do ciclo, a perda por exaustão da turbina foi considerada nula nos testes realizados nesta secção.

Quanto aos trocadores de calor, foi admitida a existência de um trocador de contacto na exaustão da turbina IP, o que estabelece uma condição fixa para as relações de pressão das bombas de condensado e de alimentação. Os demais trocadores foram adotados como sendo de superfície e com TTD constante e igual a 2 °C.

A posição de instalação dos trocadores ao longo das turbinas foi determinada pelo próprio programa, através do princípio de igual aumento de entalpia, proposto por Salisbury [9]. Foi adotada esta postura uma vez que, automaticamente o programa de simulação distribui os arranjos de trocadores de calor de maneira equitativa ao longo de cada secção da turbina.

Nestes testes o caminho percorrido com a introdução de cada novo trocador de calor, foi estabelecido através da busca da maximização da potência gerada pelo ciclo. Esta atitude simula a elaboração do projeto de uma instalação cujo objetivo reside na otimização da potência, a despeito dos demais parâmetros.

Os resultados foram obtidos para as condições de carga nominal e parcial de 50%. Estes resultados são apresentados nas Figuras 5.3 a 5.10.

Nestas figuras, são apresentados os arranjos adotados para cada configuração. Assim, o arranjo 231, corresponde a 2 trocadores que recebem vapor da turbina HP, 3 da IP e 1 da LP. O arranjo adotado é destacado com um traço sublinhado e o caminho percorrido, através de uma linha contínua. Os demais caminhos são representados por linhas tracejadas.

Na Fig. 5.3, é apresentado o comportamento da potência gerada em relação ao número de trocadores de calor. Nesta figura verifica-se que, apesar

do aumento do número de trocadores no trem de pré-aquecedores da água de alimentação, há um ganho na produção de potência. Novamente, pode-se buscar a explicação deste comportamento através da quantidade de vapor extraída, de maneira análoga à análise realizada no item anterior.

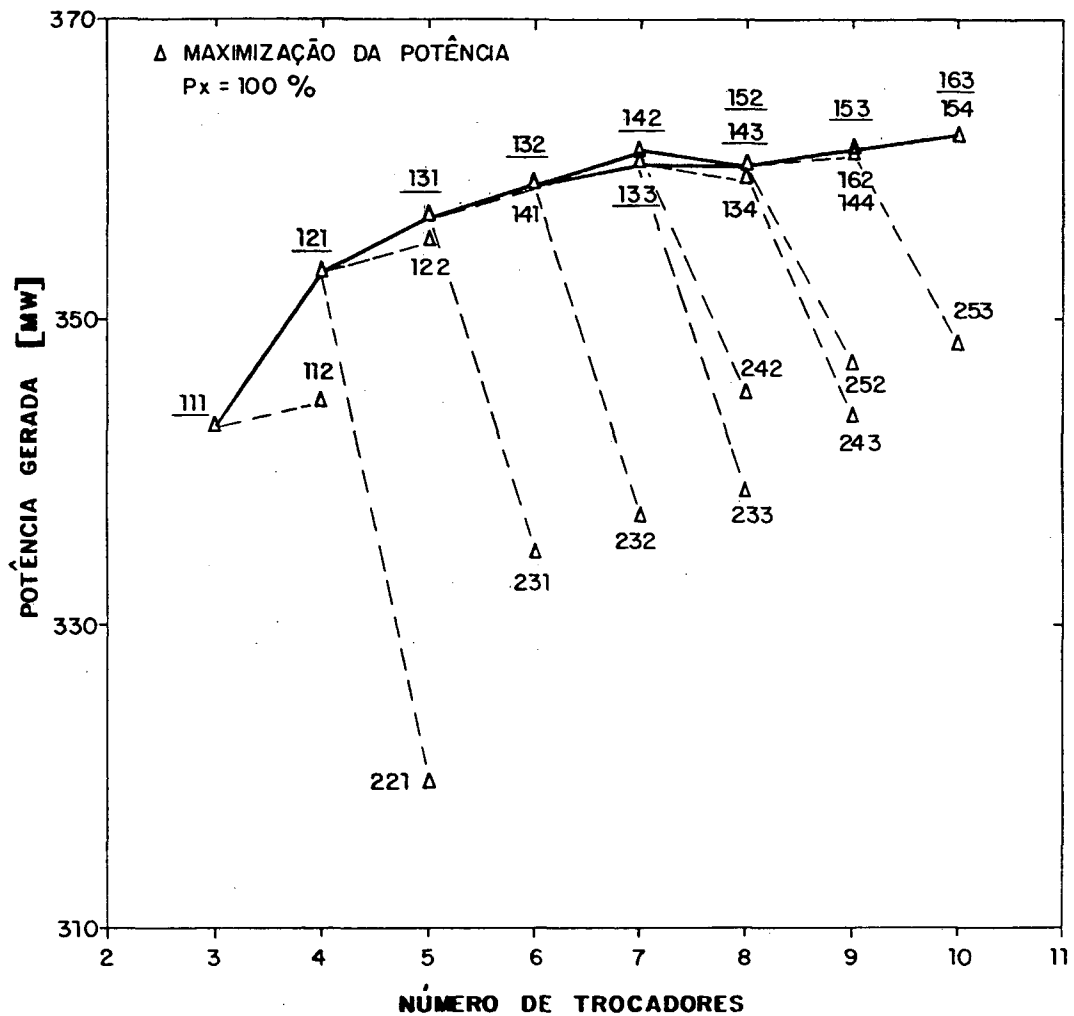


Figura 5.3 - Influência do número de trocadores de calor sobre a potência gerada em carga nominal visando a maximização da potência.

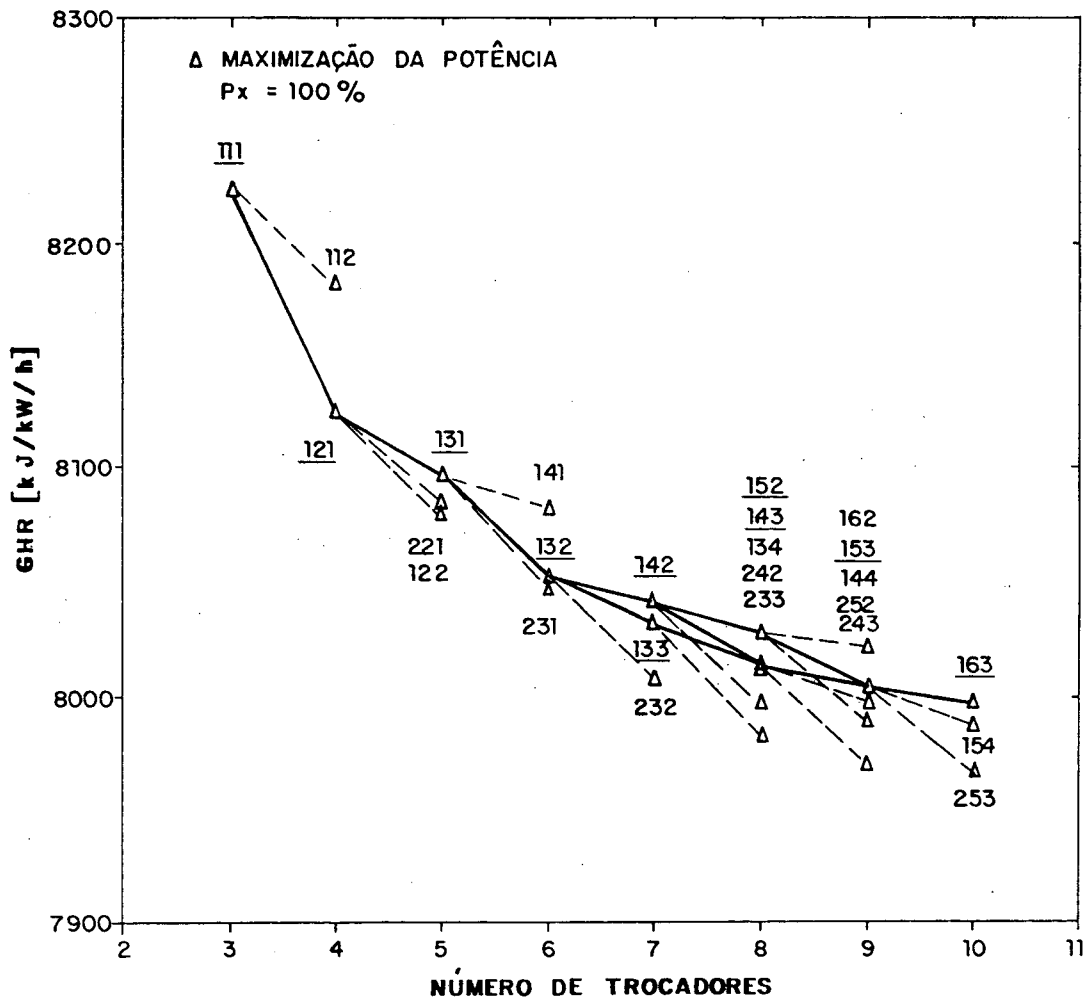


Figura 5.4 - Influência do número de trocadores de calor sobre o aproveitamento energético em carga nominal visando a maximização da potência.

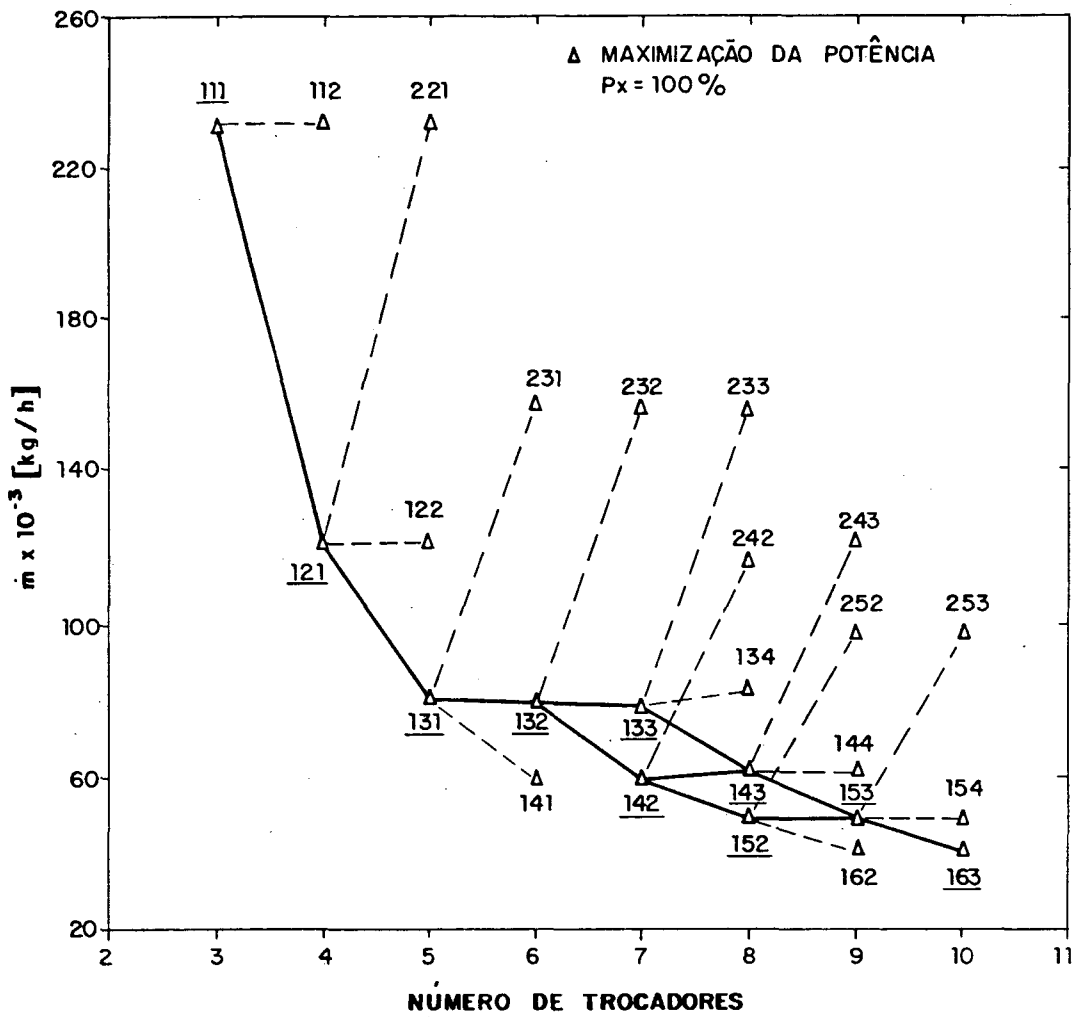


Figura 5.5 - Influência do número de trocadores de calor sobre a vazão total extraída da turbina HP em carga nominal visando a maximização da potência.

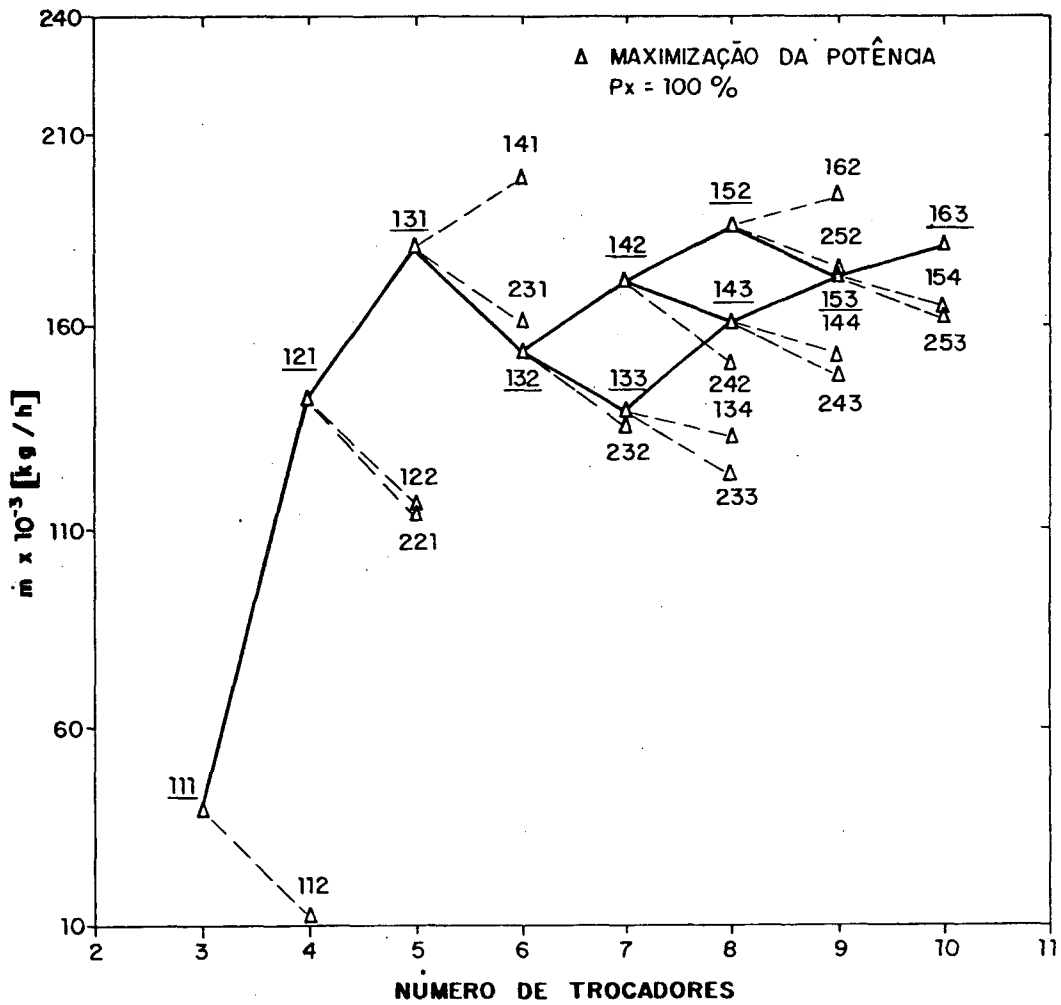


Figura 5.6 - Influência do número de trocadores de calor sobre a vazão total extraída da turbina IP em carga nominal visando a maximização da potência.

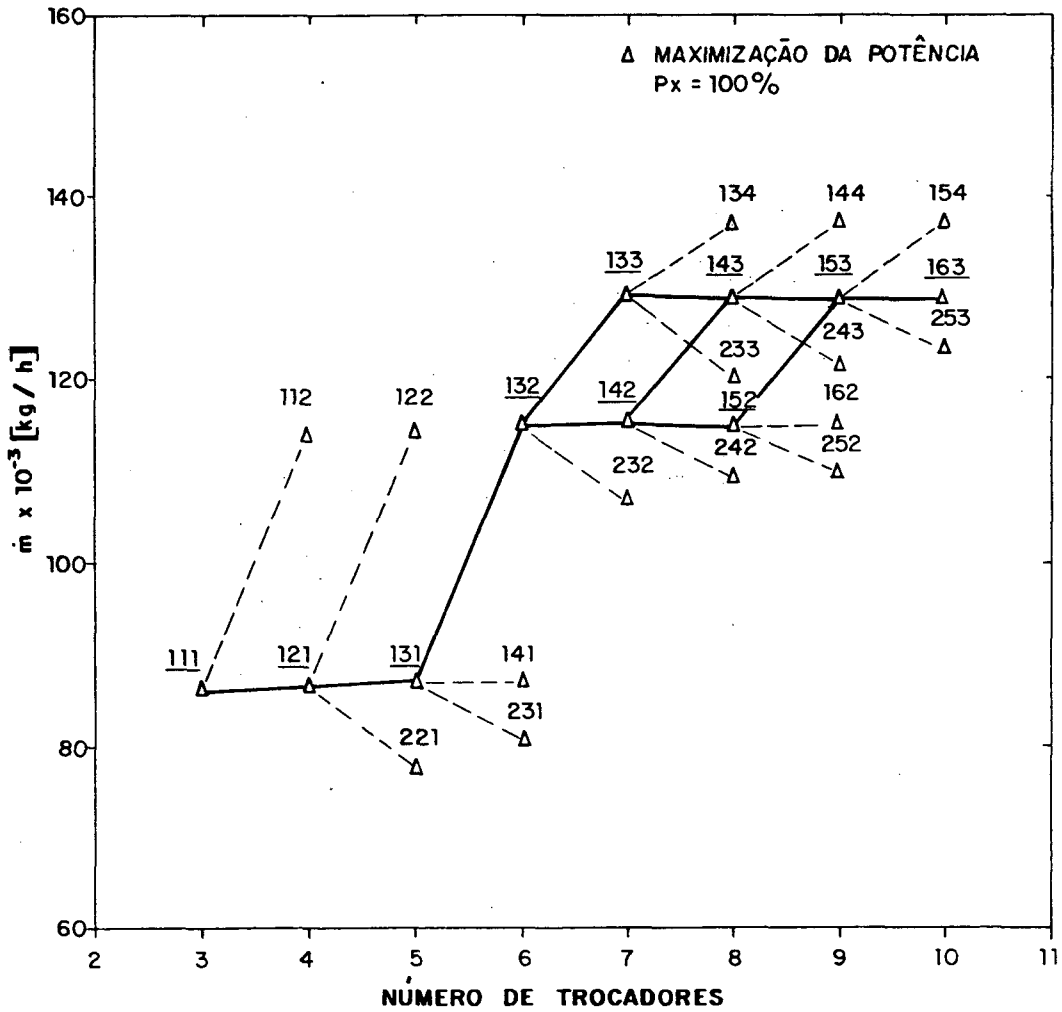


Figura 5.7 - Influência do número de trocadores de calor sobre a vazão total extraída da turbina LP em carga nominal visando a maximização da potência.

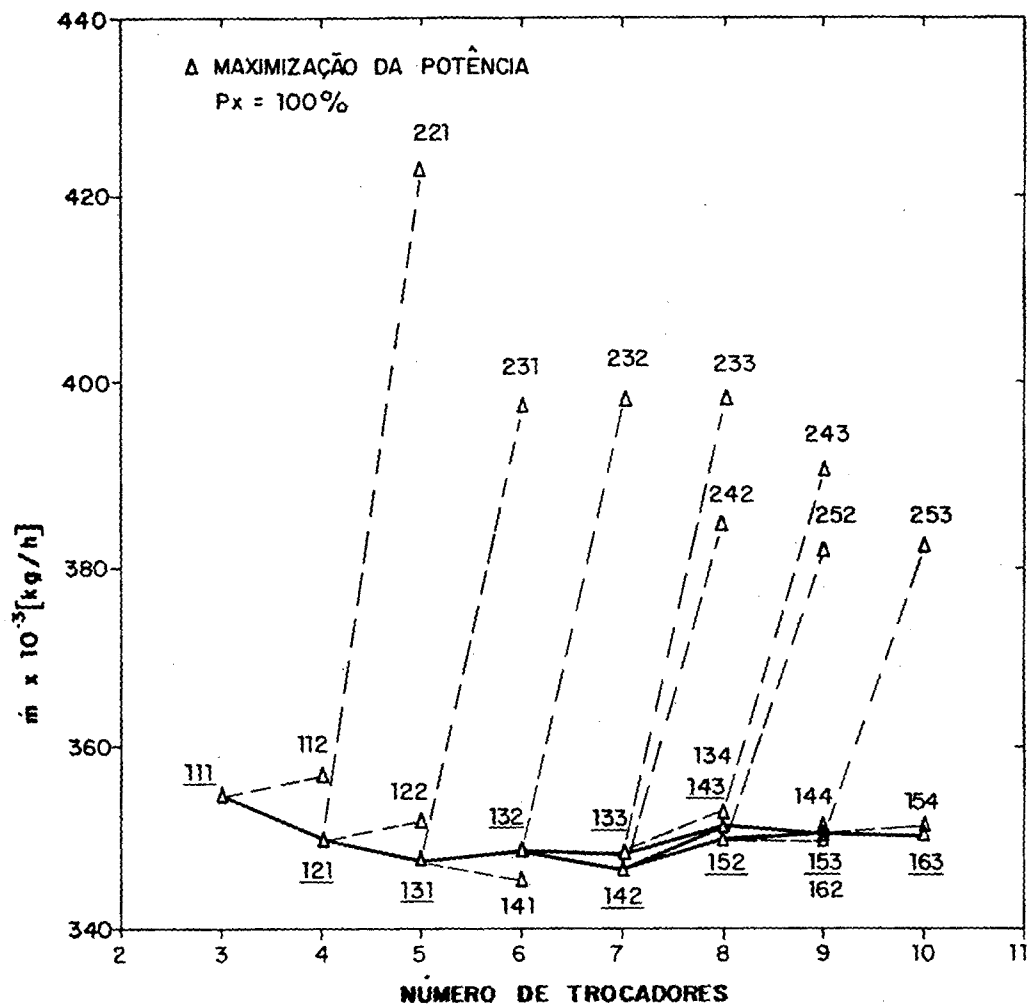


Figura 5.8 - Influência do número de trocadores de calor sobre a vazão total extraída ao longo das turbinas em carga nominal visando a maximização da potência.

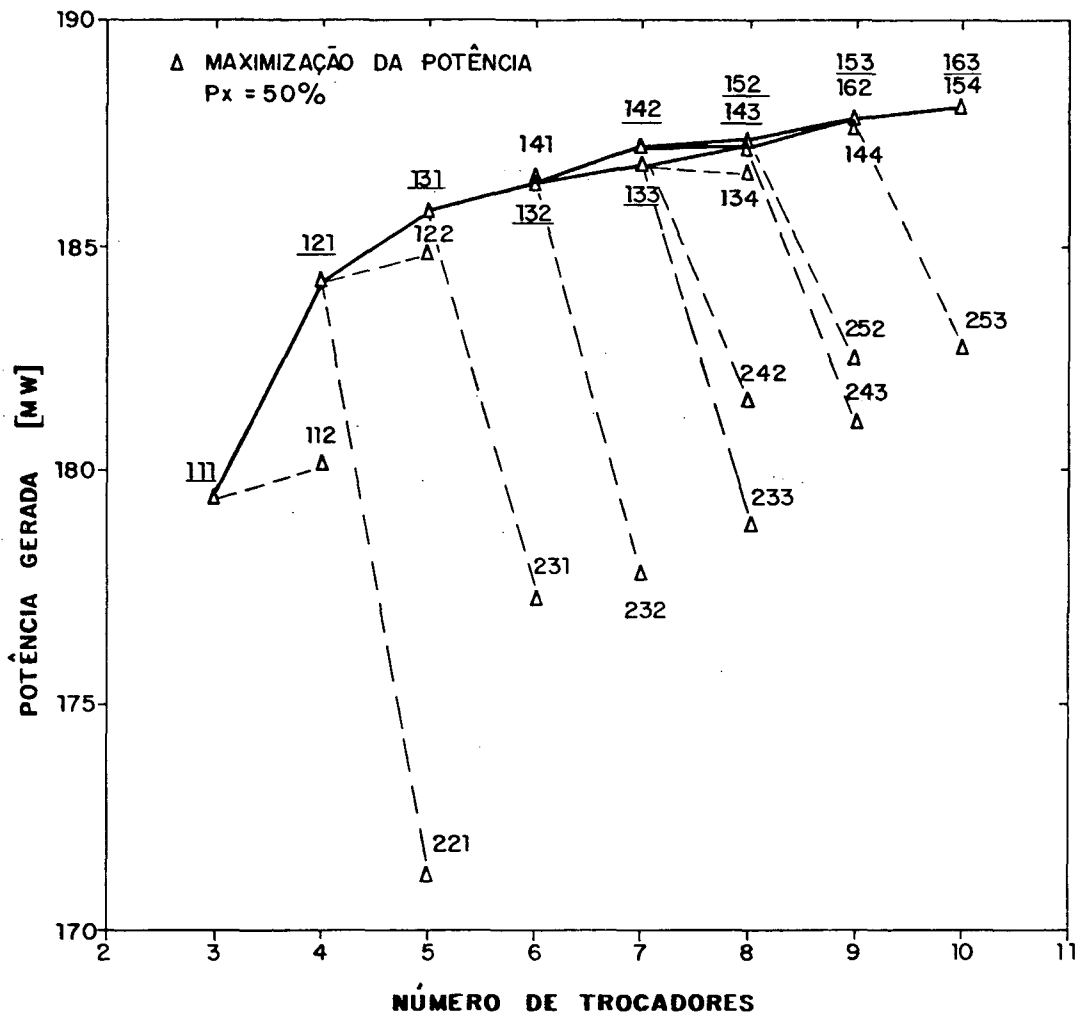


Figura 5.9 - Influência do número de trocadores de calor sobre a potência gerada em carga parcial de 50% visando a maximização da potência.

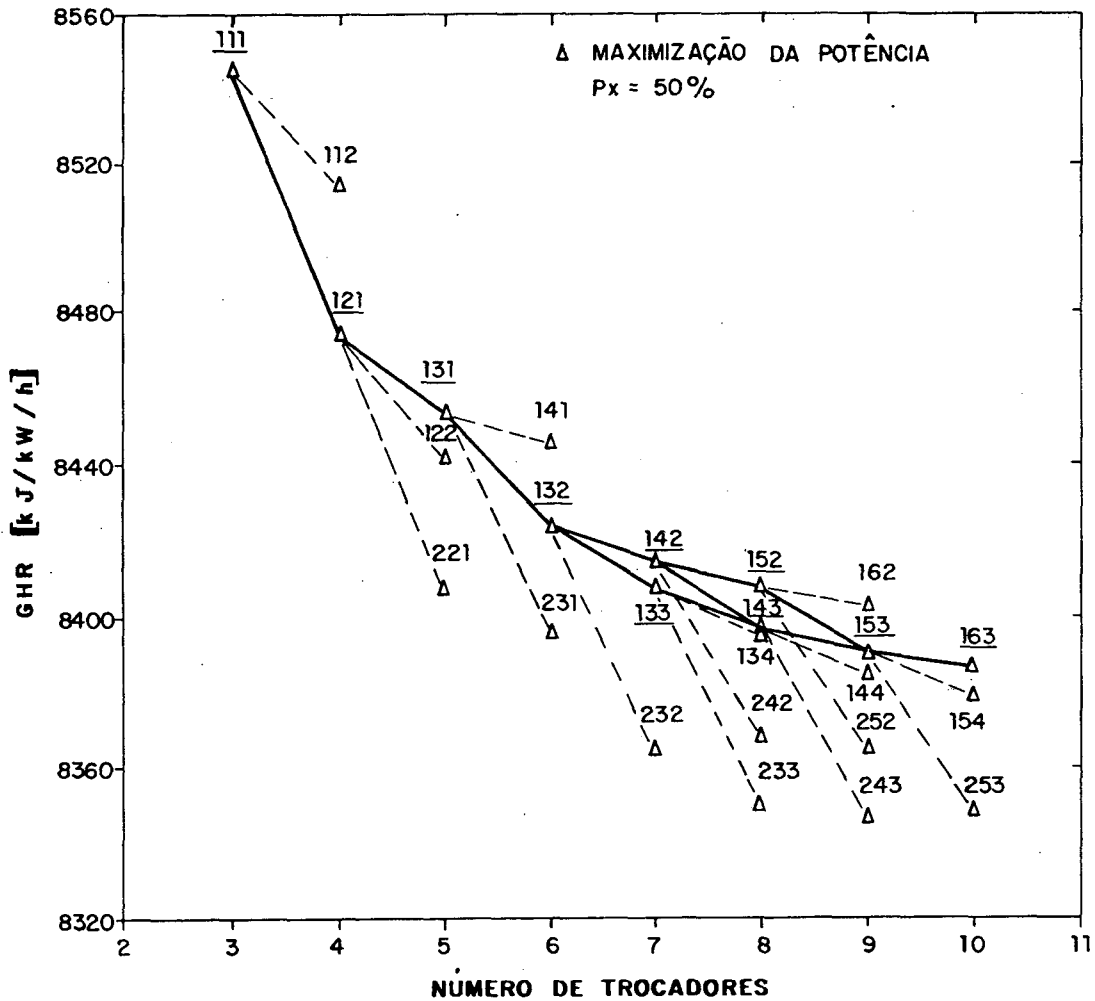


Figura 5.10 - Influência do número de trocadores de calor sobre o aproveitamento energético em carga parcial de 50% visando a maximização da potência.

Na Fig. 5.8, verifica-se uma queda da vazão total extraída até a configuração com 5 trocadores de calor. A partir de 5 trocadores, a

quantidade total de vapor extraída deixa de assumir qualquer tendência mais clara. Desta forma, não é possível justificar o comportamento da potência apenas através do comportamento da vazão total extraída das turbinas. No entanto, como pode ser verificado na Fig. 5.5, o caminho adotado promove uma redução da vazão extraída na turbina HP à medida que é acrescentado um novo trocador. Já para as turbinas IP e LP, de uma maneira geral, há um aumento da vazão extraída conforme pode ser verificado nas Figuras 5.6 e 5.7 respectivamente. Isto traduz a tendência de desviar a vazão extraída da turbina HP para a IP e LP. Na busca da maximização da potência, a melhor configuração corresponde àquela que utiliza o vapor com maior disponibilidade para a produção de trabalho. Este comportamento é evidenciado quando é introduzido um trocador de calor que utiliza vapor extraído da turbina HP, onde há uma queda acentuada na produção de potência e um aumento considerável na vazão de extração desta turbina conforme pode ser verificado nas Figuras 5.3 e 5.5.

Outro aspecto que deve ser salientado, refere-se à inflexão que ocorre na curva de potência gerada quando se atinge a condição de 7 trocadores na Fig. 5.3. Ao ser incluído mais um trocador, isto é, quando se chega à condição de 8 trocadores, há uma pequena queda na produção de potência retornando a níveis equivalentes a uma configuração com 5 trocadores. Ao ser verificada a passagem de 7 para 8 trocadores na vazão extraída das turbinas HP, IP e LP, nas Figuras 5.5 à 5.7, há uma tendência em reduzir a vazão extraída na HP e aumentar a vazão extraída para as outras duas turbinas. No entanto, há uma queda na potência gerada na passagem de 7 para 8 trocadores de calor, conforme Fig. 5.3. Aparentemente, isto não é consistente com relação às discussões apresentadas até o momento. Por outro lado, se for verificado o comportamento apresentado pela vazão total extraída das turbinas na passagem de 7 para 8 trocadores, na Fig. 5.8, percebe-se um aumento desta vazão. Como a transferência de vazão extraída da turbina HP para as outras duas turbinas não é capaz de compensar o aumento da vazão total extraída, isto resulta numa

queda na produção de potência.

Na Fig. 5.4 é apresentado o comportamento do aproveitamento energético (GHR) em função do número de trocadores. Verifica-se que o GHR tende a melhorar continuamente a medida que é acrescido um novo equipamento. Outro aspecto a ser salientado na Fig. 5.4, é que o caminho percorrido não necessariamente corresponde à melhor condição para o GHR. Percebe-se que as melhores opções correspondem àquelas em que era acrescido um novo trocador na turbina HP. Este comportamento justifica-se sob o ponto de vista da disponibilidade do vapor de extração na turbina HP. Como o vapor nesta turbina possui temperaturas mais altas, a água de alimentação vai entrar na caldeira em um estado energético mais elevado, aumentando assim a temperatura média com que é introduzido calor no ciclo. Já as situações em que é extraído vapor com estados energéticos menos elevados, a temperatura média com que é introduzido calor no ciclo é menor, resultando em um aproveitamento energético pior.

Nas Figuras 5.9 e 5.10, é apresentado o comportamento da potência e do GHR, respectivamente, em relação ao número de trocadores de calor para a condição de carga de 50%. Estes dois parâmetros possuem um comportamento semelhante ao ocorrido em carga plena. Para a potência, verifica-se que o arranjo 132 não corresponde à melhor opção quando em carga parcial, demonstrando que a melhor configuração em carga nominal não necessariamente corresponde à melhor em carga parcial.

Nas figuras apresentadas neste item, observa-se que algumas vezes foi eleita mais de uma opção de arranjo, como por exemplo na condição com 7 trocadores de calor. Apesar do arranjo 133 ter uma produção de potência menor do que o 142, procurou-se mantê-lo uma vez que o mesmo correspondia à configuração original do fabricante. Foi adotada esta atitude com o propósito de verificar se, a partir da configuração do fabricante, haveria uma divergência em relação ao melhor caminho. No entanto, a partir de 9 trocadores o caminho volta a ser novamente único.

Outra consideração a ser efetuada refere-se ao fato de que o caminho percorrido não necessariamente vem a ser o melhor. Por exemplo: a potência produzida com o arranjo 141 é bastante próxima daquela correspondente ao arranjo 132. Com a inclusão de um novo equipamento existe a possibilidade do arranjo 151 produzir mais potência do que 142. No entanto, a abrangência do processo de maximização foi limitado uma vez que, esta investigação mais detalhada, não era o objetivo deste trabalho. Certamente, num projeto real, estes arranjos deveriam ser investigados mais cuidadosamente.

Como pode ser observado nas Figuras 5.4 e 5.10, as melhores opções sob o ponto de vista do aproveitamento energético (GHR), correspondem às configurações em que são acrescentados trocadores que utilizam vapor da turbina de alta pressão. No entanto, a produção de potência apresentou quedas acentuadas quando o sistema foi submetido a este tipo de configuração. Este comportamento do ciclo, motivou a execução de testes cujo critério de otimização foi baseado na minimização do GHR. Os resultados e as respectivas discussões físicas são apresentados no tópico seguinte.

5.3. Testes com a Variação do Número de Trocadores de Calor Visando a Minimização do Aproveitamento Energético (GHR).

As hipóteses e considerações assumidas na obtenção destes testes, correspondem às mesmas utilizadas para os testes de maximização da potência produzida. A diferença limita-se apenas ao próprio critério de minimização do GHR. Os resultados foram obtidos para as condições de carga de operação (PX) nominal e parcial de 50%. Estes resultados são apresentados a seguir, nas Figuras 5.11 a 5.19.

Estas figuras seguem as mesmas convenções utilizadas para as figuras do item anterior onde, os arranjos adotados são destacados com um traço sublinhado e, o caminho resultante, por uma linha contínua. Os arranjos obedecem, novamente, a uma seqüência onde o primeiro, o segundo e o terceiro

digitos correspondem, respectivamente, à quantidade de trocadores de calor que recebem vapor de extração para pré-aquecimento da água de alimentação proveniente da turbina de alta pressão, de pressão intermediária e de baixa pressão.

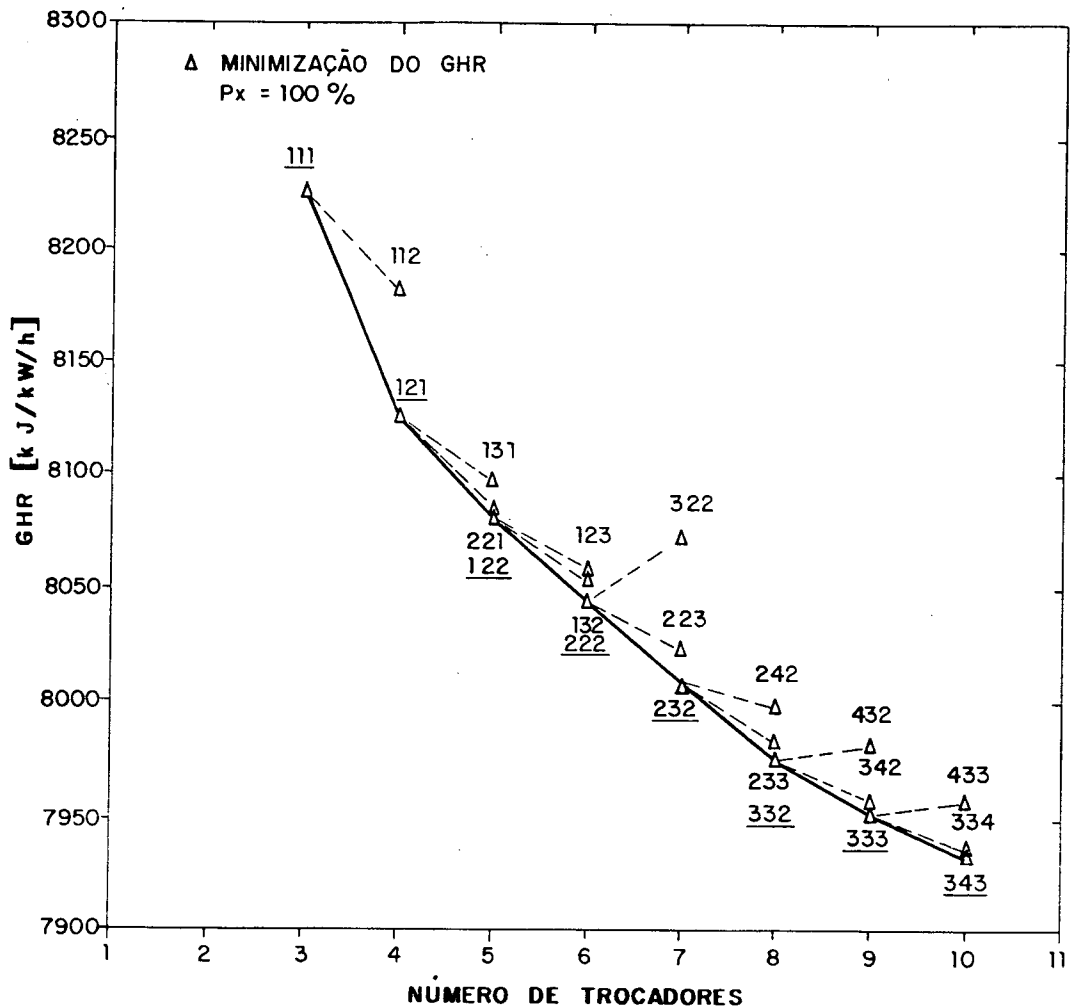


Figura 5.11 - Influência do número de trocadores de calor sobre o aproveitamento energético em carga nominal visando a minimização do GHR.

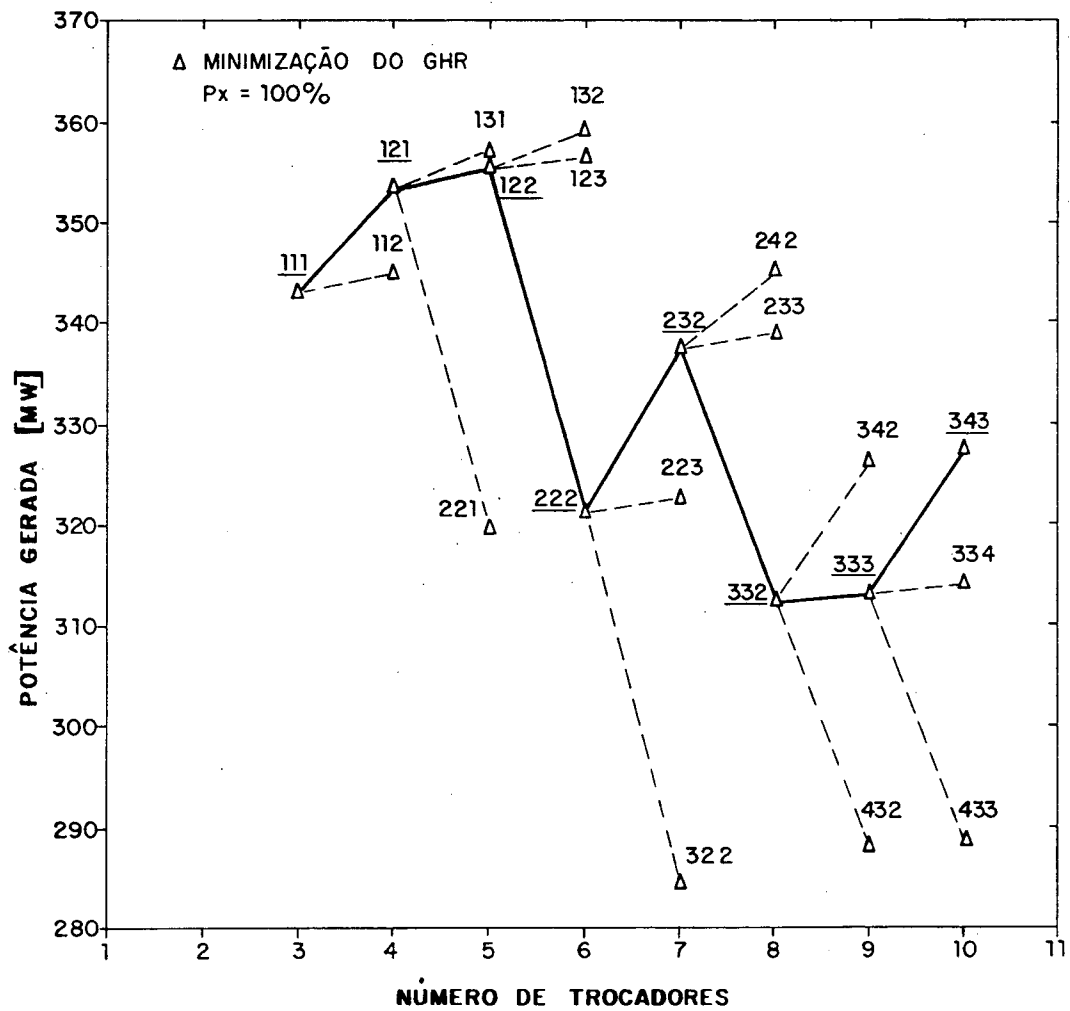


Figura 5.12 - Influência do número de trocadores de calor sobre a potência gerada em carga nominal visando a minimização do GHR.

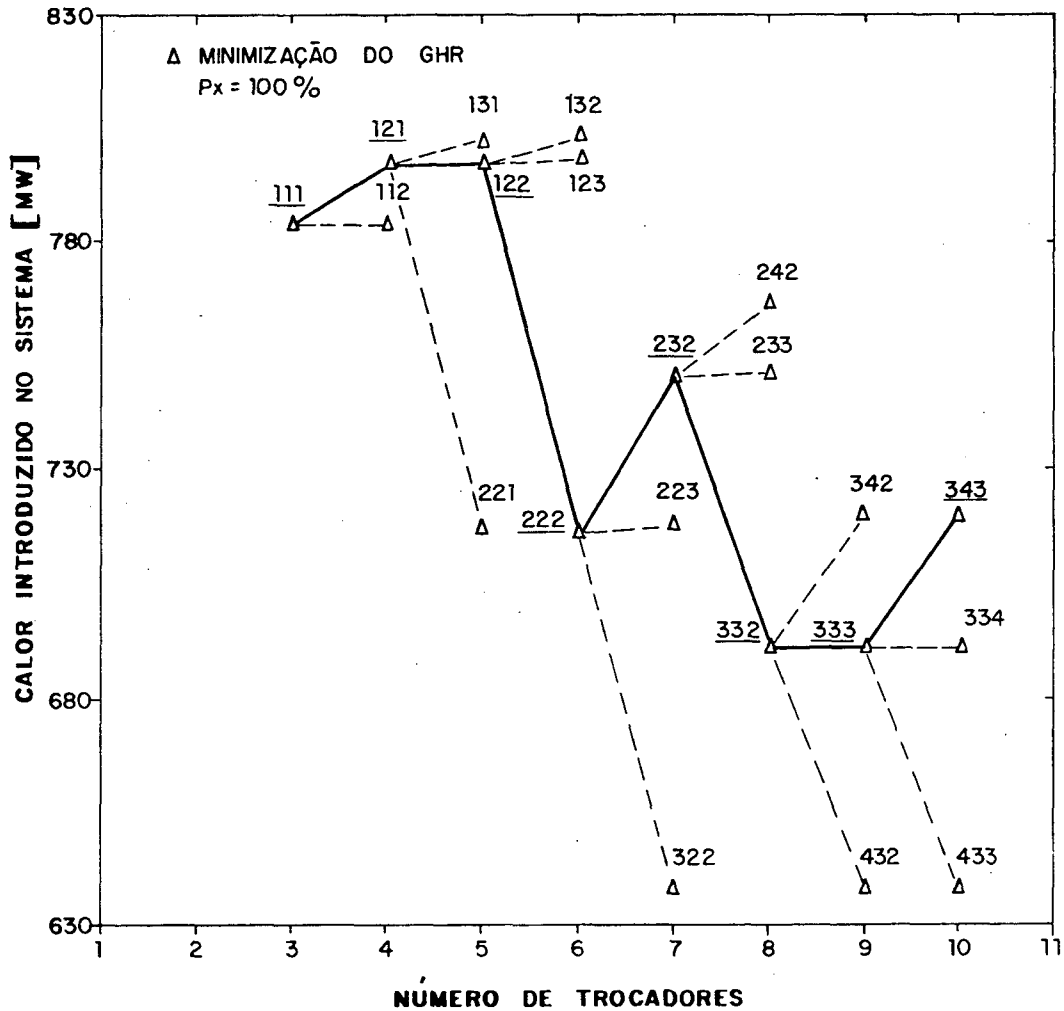


Figura 5.13 - Influência do número de trocadores de calor sobre a quantidade de calor introduzida no sistema em carga nominal visando a minimização do GHR.

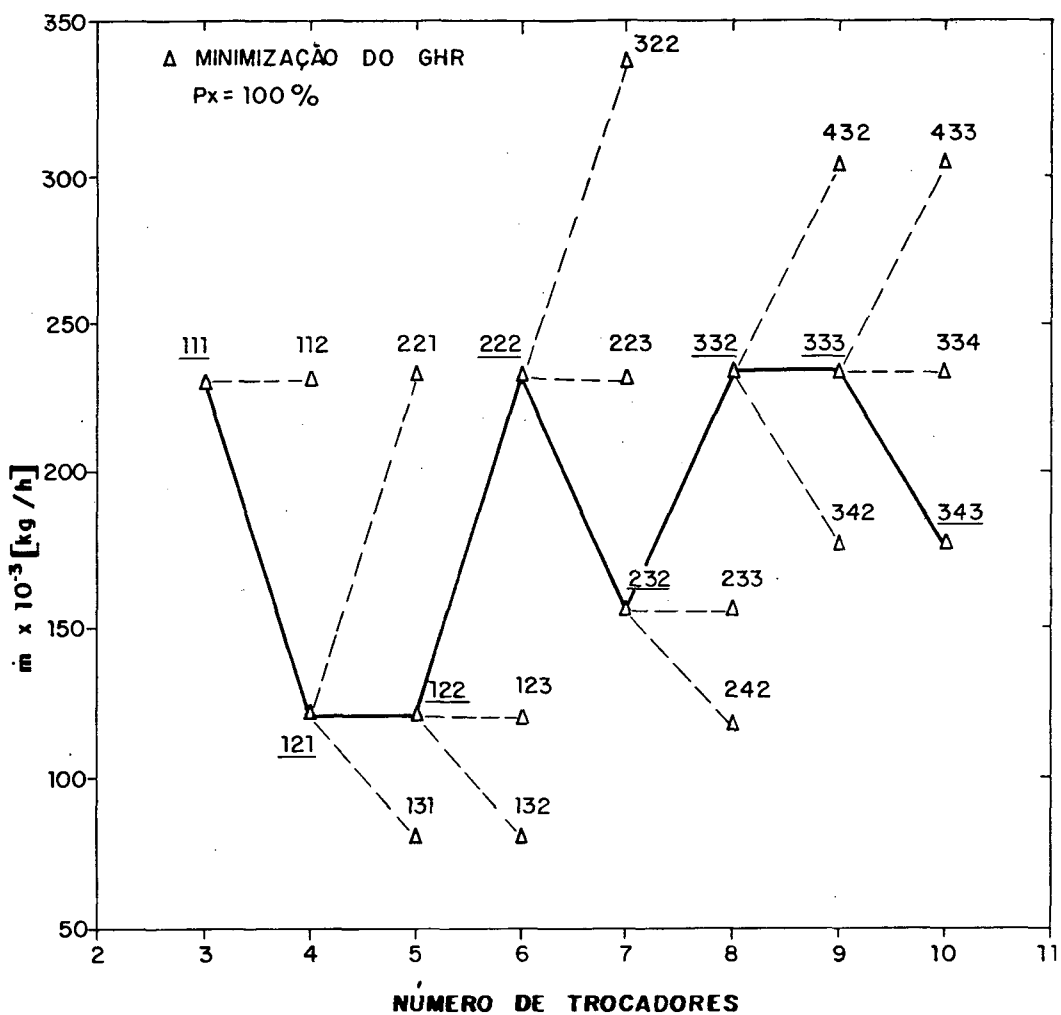


Figura 5.14 - Influência do número de trocadores de calor sobre a vazão extraída da turbina HP em carga nominal visando a minimização do GHR.

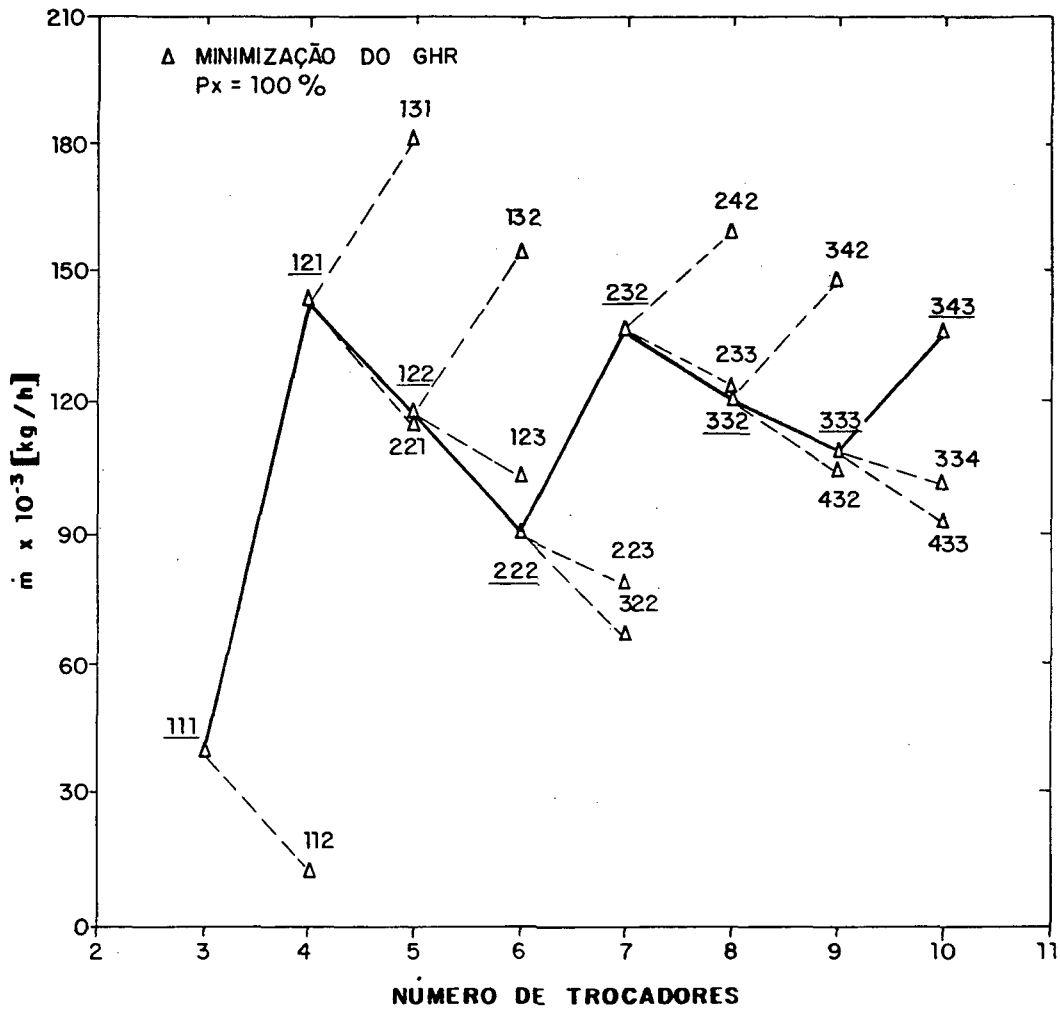


Figura 5.15 - Influência do número de trocadores de calor sobre a vazão extraída da turbina IP em carga nominal visando a minimização do GHR.

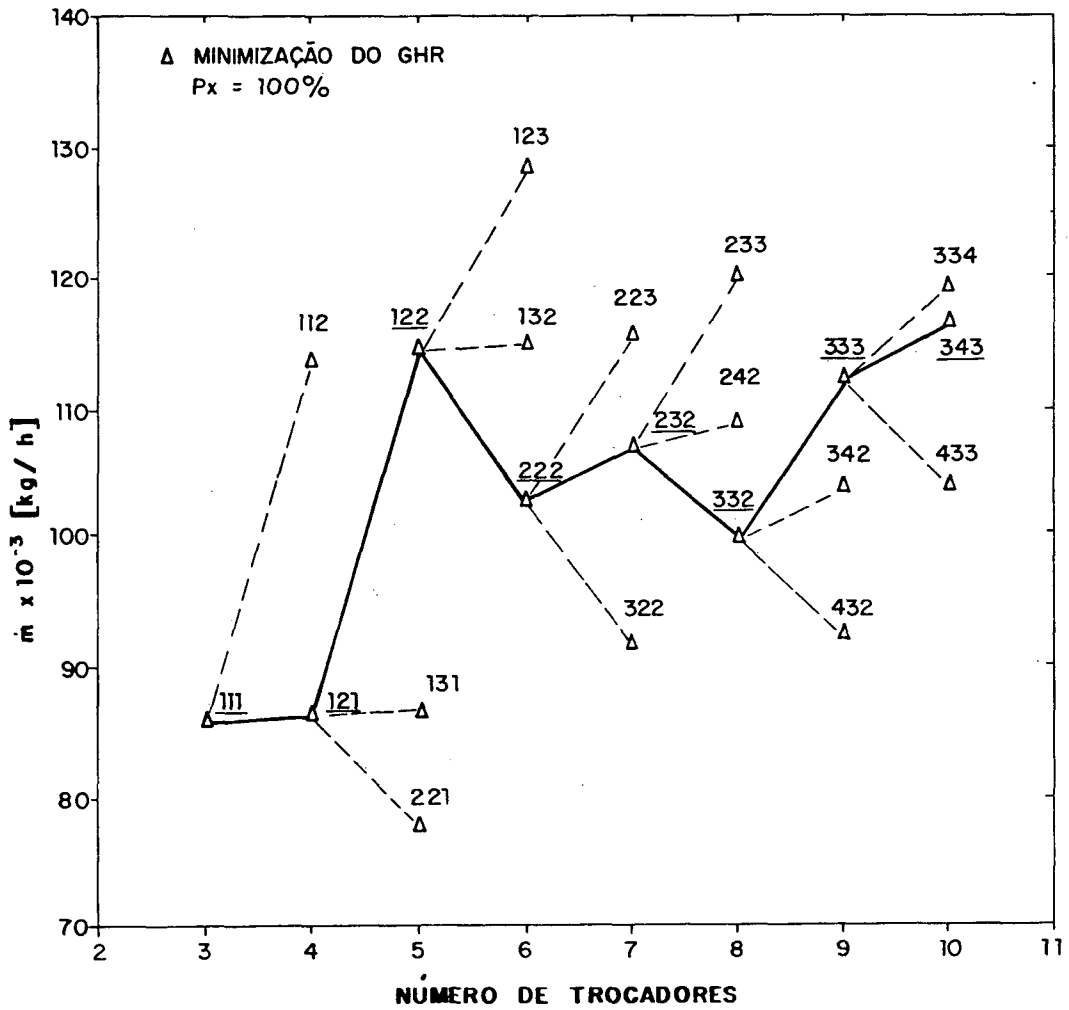


Figura 5.16 - Influência do número de trocadores de calor sobre a vazão extraída da turbina LP em carga nominal visando a minimização do GHR.

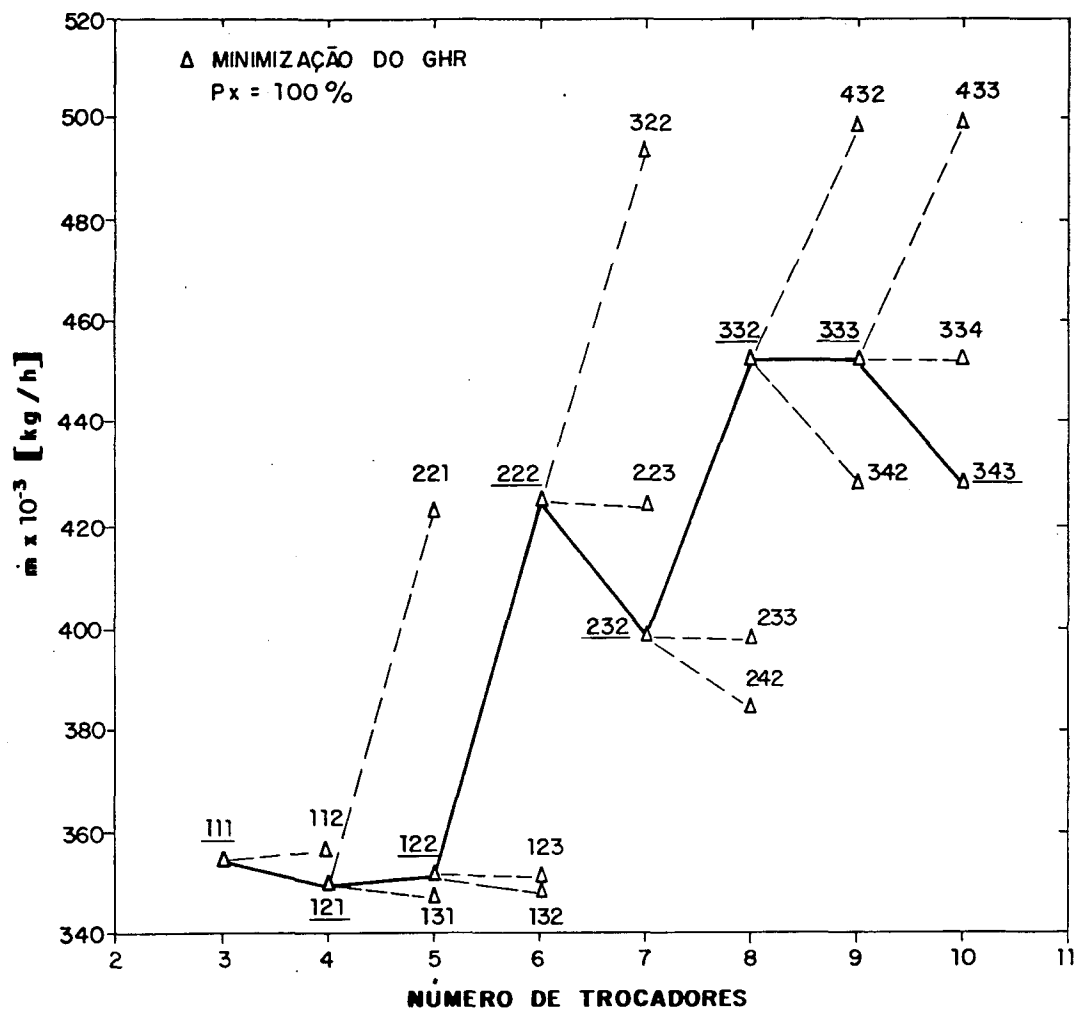


Figura 5.17 - Influência do número de trocadores de calor sobre a vazão total extraída das turbinas em carga nominal visando a minimização do GHR.

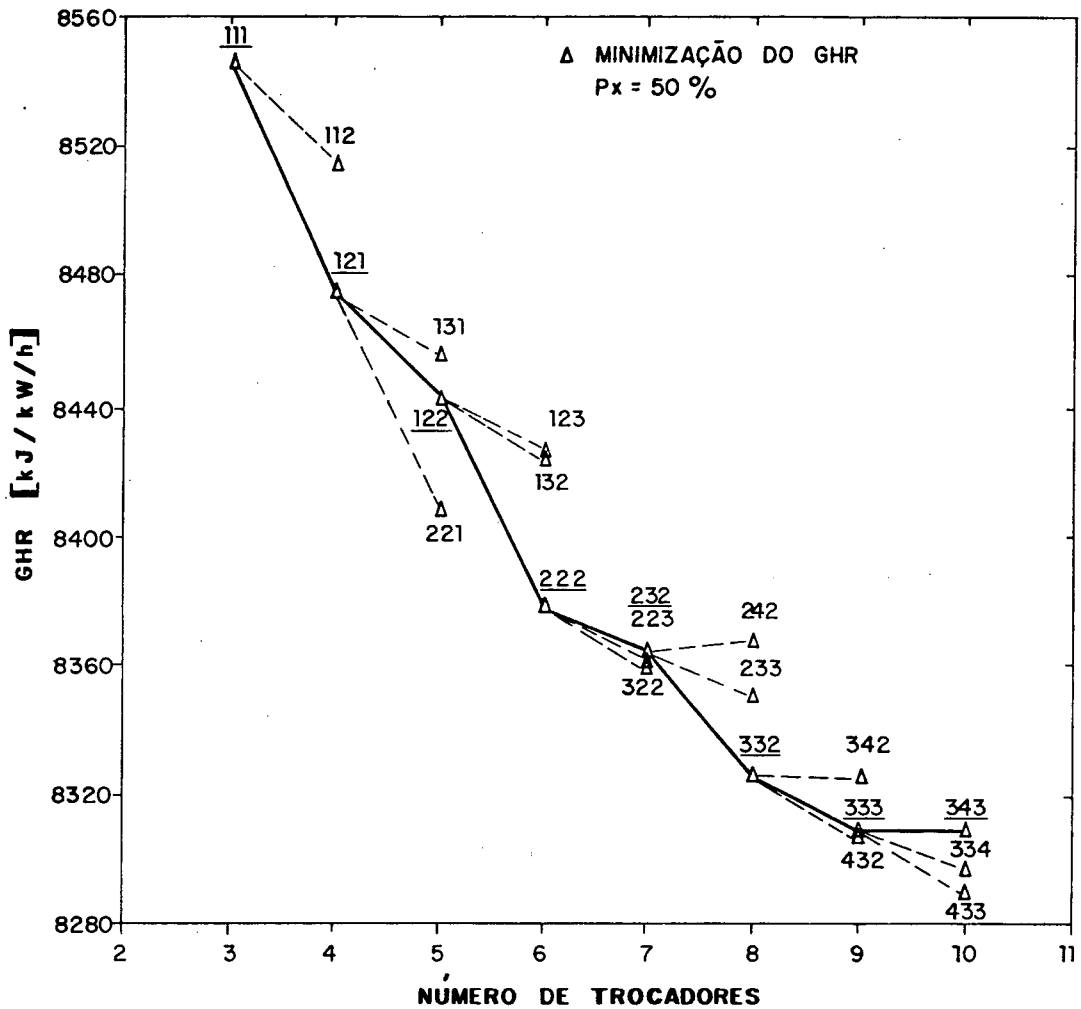


Figura 5.18 - Influência do número de trocadores de calor sobre o aproveitamento energético em carga parcial de 50% visando a minimização do GHR.

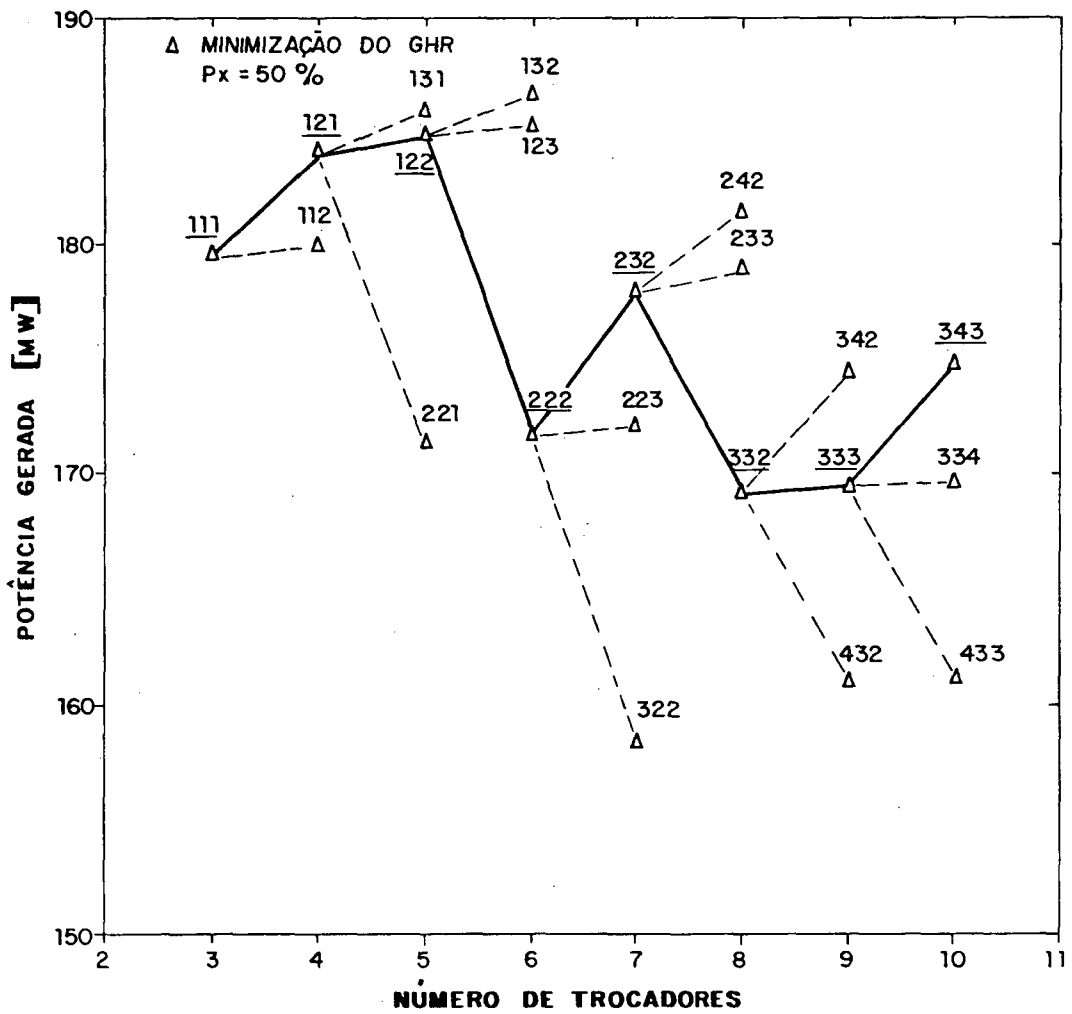


Figura 5.19 - Influência do número de trocadores de calor sobre a potência gerada em carga parcial de 50% visando a minimização do GHR.

Na Fig. 5.11, é apresentado o comportamento do aproveitamento energético (GHR) à medida que é variado o número de trocadores de calor. Pode-se verificar uma melhoria contínua no GHR a cada novo trocador introduzido no sistema.

De acordo com as discussões apresentadas nos testes de maximização da potência produzida, seria de se esperar uma concentração das extrações na turbina de alta pressão (HP), o que reduziria sensivelmente a quantidade de calor a ser introduzida no gerador de vapor. Como pode ser observado na Fig. 5.11, não há a tendência que indique este tipo de comportamento, mas sim a de distribuí-los ao longo das três turbinas. Isto é explicado sob o ponto de vista da potência gerada, a qual apresenta uma grande queda com o aumento da quantidade de vapor extraída na turbina HP, o que não é benéfico para a minimização do GHR. Assim, na busca da maximização da eficiência, há uma tendência a distribuir os trocadores de calor recebendo vapor a partir de extrações ao longo das três secções de pressão da turbina.

O GHR é a relação entre a quantidade de calor externa introduzida no ciclo e a potência gerada. Deve-se, então, associar o comportamento dessa grandeza ao próprio comportamento das outras duas. Nas Figuras 5.12 e 5.13 são apresentadas, respectivamente, a potência gerada e a quantidade de calor externa introduzida no ciclo em função do número de trocadores de calor. Verifica-se, nestas duas figuras, que o comportamento da potência produzida está intimamente associado à quantidade de calor introduzida no ciclo. A partir do arranjo 111 para 121, na Fig. 5.12, há um ganho na potência produzida, o que é benéfico do ponto de vista de minimização do GHR. No entanto, há também um aumento da quantidade de calor introduzida no ciclo, Fig. 5.13, o que viria a deteriorar o GHR.

De outro modo, partindo-se de 111 para 112, há um ganho na potência gerada e uma pequena redução na quantidade de calor introduzida no ciclo, ou seja as duas situações contribuem no sentido de melhorar o processo de

otimização com base no GHR. Ao ser verificado o comportamento do GHR na Fig. 5.11, a melhor opção vem a ser 121 e não a 112. Ocorre, porém, que proporcionalmente o ganho na potência gerada é maior do que o aumento da quantidade de calor introduzida no ciclo, quando é atingida a configuração 121 em relação à 112. Este mesmo tratamento pode ser estendido às demais configurações.

Quanto ao comportamento da própria potência, Fig. 5.12, verifica-se que a mesma não possui uma tendência clara no comportamento de seus resultados. No entanto, isto está associado à quantidade de vapor extraída em cada secção de pressão da turbina. A mesma análise apresentada para a potência gerada em relação às extrações, no item anterior, é válida para este item.

Da mesma forma que a potência, as vazões extraídas nas turbinas não apresentam uma tendência clara como pode ser verificado nas Figuras 5.14, 5.15 e 5.16. Quanto à vazão total extraída, há uma certa tendência a aumentar, à medida que é acrescido um novo trocador de calor, conforme Fig. 5.17.

Já em carga parcial, verifica-se que o comportamento do GHR, mostrado na Fig. 5.18, não corresponde necessariamente à melhor opção para algumas configurações. Isto resulta da minimização do GHR ter sido realizada em carga plena. Duas configurações distintas mas, com o mesmo número de trocadores poderão, eventualmente, possuir um comportamento diferenciado ao longo das condições de carga de operação. Em outras palavras, um determinado ciclo poderá ter um grau de sensibilidade maior para seus parâmetros em carga parcial do que um outro ciclo. Entretanto, à medida que é acrescido um novo trocador, há uma melhoria dos resultados para o GHR. Quanto à potência gerada, Fig. 5.19, não há novamente um comportamento de seus resultados a ponto de sugerir uma tendência.

5.4. Testes com a Disponibilidade da Temperatura da Água de Condensação

Um dos aspectos que altera o desempenho de uma central termelétrica é a disponibilidade da temperatura ambiente de rejeição de calor. Teoricamente, quanto menor for esta temperatura, maior será a eficiência térmica do ciclo. A temperatura ambiente dependerá do local de instalação da usina.

Com o propósito de investigar o efeito desta temperatura sobre uma usina termelétrica, submeteu-se o programa à configuração da usina utilizada para a validação deste trabalho. A execução foi realizada na sua versão implementada com vazões secundárias e pressão de condensação variável.

A temperatura de rejeição de calor corresponde aqui à temperatura da água de resfriamento ou condensação, a qual é responsável pela conversão do vapor de exaustão da turbina LP em água saturada. Esta temperatura foi variada numa faixa de 14 a 32 °C.

Na Fig. 5.20 é apresentado o comportamento do aproveitamento energético (GHR) em função da temperatura da água de resfriamento, conforme referência [15]. A melhoria do aproveitamento energético à medida que é reduzida a temperatura da água de resfriamento, vem a confirmar a afirmação de que, a eficiência do ciclo, tende a melhorar com a redução da temperatura de rejeição de calor. No entanto, verifica-se uma condição de mínimo para o GHR nas duas condições de carga do ciclo. Em carga nominal, a melhor condição para o GHR, ocorre a uma temperatura da água de resfriamento de 20 °C, aproximadamente. Isto sugere que esta seja a temperatura nominal para a água de resfriamento utilizada no projeto do fabricante. Outro aspecto a ser notado, é a sensibilidade do GHR à temperatura da água de resfriamento ser menor para a condição de carga plena do que parcial. Isto vem a reforçar a hipótese de que esta usina foi projetada para operar em carga nominal.

A temperatura da água de alimentação tem ação direta sobre a pressão de condensação. Esta, por sua vez, atua sobre as condições de exaustão da turbina LP, disponibilidade do ciclo e nas próprias propriedades de condensa-

ção, as quais influenciam a quantidade de vapor extraída no primeiro trocador de calor. Este conjunto de parâmetros determina a otimização do ciclo.

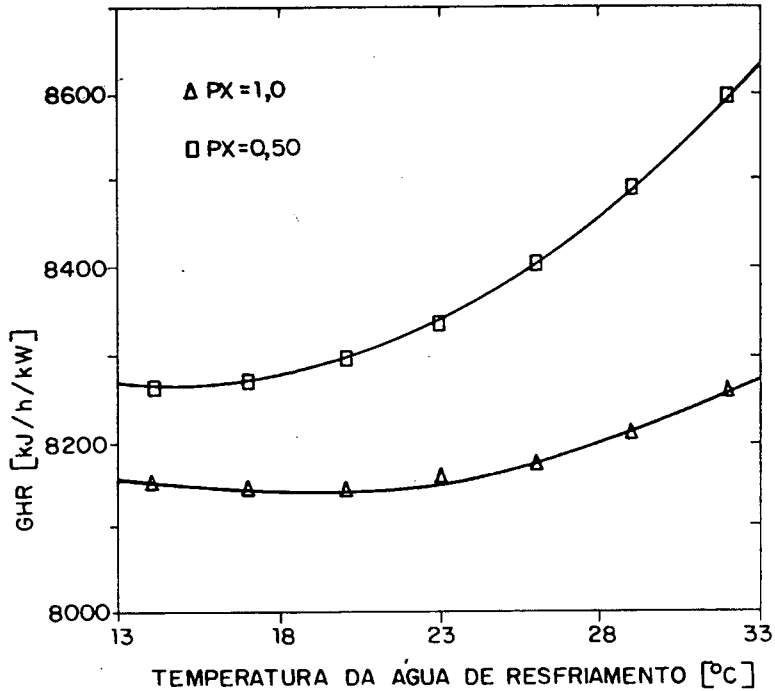


Figura 5.20 - Influência da temperatura da água de resfriamento sobre o aproveitamento energético da instalação.

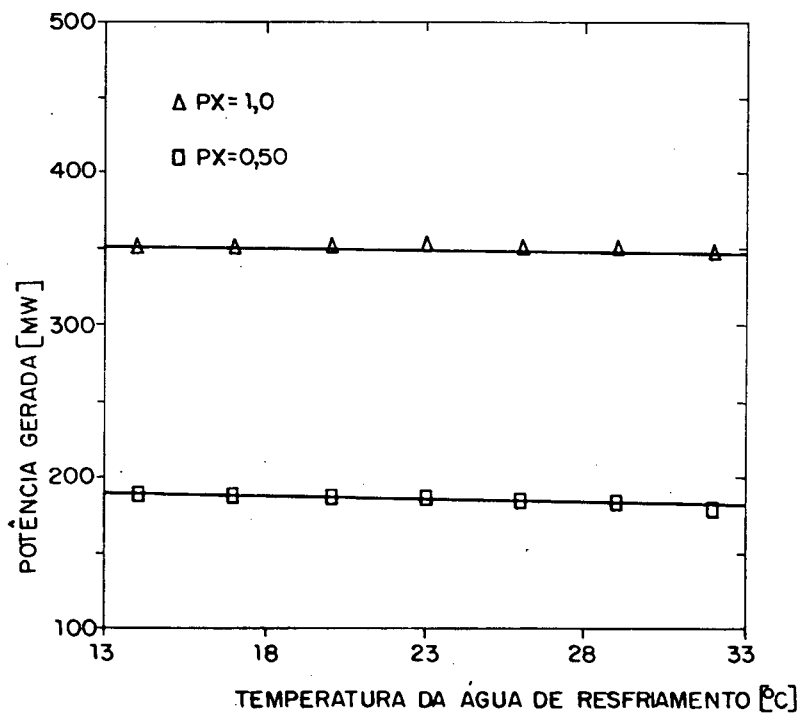


Figura 5.21 - Comportamento da potência gerada com a temperatura da água de resfriamento.

Na Fig. 5.21, é apresentado o comportamento da potência gerada em função da temperatura da água de resfriamento. Como pode ser constatada, a potência apresenta uma sensibilidade bastante reduzida com relação à temperatura da água de resfriamento. Há uma pequena tendência a aumentar a potência gerada à medida que esta temperatura é reduzida.

CAPÍTULO 6

COMENTÁRIOS E CONCLUSÕES FINAIS

6.1. Comentários a Respeito da Solução Numérica.

A solução numérica elaborada para o modelo matemático, necessita do prévio conhecimento de algumas propriedades ao longo do ciclo e de características de funcionamento de alguns equipamentos, como por exemplo:

- pressões na saída das turbinas HP e IP;
- pressões de extração;
- diferença de temperatura terminal (TTD) e diferença de temperatura de acesso do dreno (DCA) dos trocadores de calor.

Evidentemente este tratamento simplifica muito a modelação. No entanto, poder-se-ia argüir que não faz sentido o prévio conhecimento ou o estabelecimento destes parâmetros uma vez que, num sistema real, os diversos equipamentos deveriam buscar o seu ponto de funcionamento através de sua inter-relação. Em outras palavras, a própria modelação das turbinas, por exemplo, buscaria o valor de suas pressões conforme estes equipamentos estivessem submetidos ao sistema. Da mesma forma, seria inconsistente o prévio estabelecimento das TTD e DCA dos diversos trocadores de calor sem ao menos terem sido estabelecidas as vazões envolvidas nestes equipamentos, já que há uma interdependência entre as vazões envolvidas e as TTD e DCA de cada trocador.

No entanto, este quadro pode ser focalizado sob outro ponto de vista. Quando se tratar de um sistema já existente, não é inválida a utilização deste procedimento, uma vez que será disponível o prévio conhecimento destes

parâmetros. Por outro lado, quando se tratar da elaboração de um projeto, também não é incorreta esta postura, pois, ao serem estabelecidos estes parâmetros, isto corresponderá à especificação dos próprios equipamentos, ou seja, uma turbina cujas características de operação promovam as pressões estabelecidas previamente e trocadores de calor que atendam às condições estabelecidas para as vazões, TTD e DCA especificadas. Os setores encarregados do projeto destes equipamentos, responderão pela viabilidade técnica e econômica dos mesmos.

6.2. Características do Código Computacional.

Uma das características básicas do programa, é a forma simples como foi elaborada a modelação dos equipamentos. Procurou-se enfatizar um tratamento com dados de características globais e algumas aproximações empíricas que eliminaram processos iterativos mais complexos.

Este tipo de tratamento resultou numa solução numérica que permitiu o desenvolvimento de um código computacional com a capacidade de reunir três qualidades importantes: acessibilidade, generalidade e flexibilidade. Estas três qualidades, associadas à boa concordância dos resultados, fazem deste programa uma ferramenta bastante atraente.

Com esta modelação, atingiu-se um programa pouco iterativo. No entanto, a proposta de responder por uma generalidade, resultou em um algoritmo dotado de uma lógica consistente. Quanto ao tempo de execução, por ser pouco iterativo, resultou em um programa bastante rápido.

6.3. Limitações do Código Computacional.

O programa possui algumas limitações originadas ora pela própria modelação, ora pela contenção de ocupação de memórias. Dentre as limitações, pode-se citar:

- não pode haver dois trocadores de calor sucessivos com seus drenos

bombeados para a água de alimentação;

- não pode haver mais de um trocador de calor de contacto no trem de trocadores. O número máximo de trocadores de calor é 10 e o mínimo é 3, sendo que deve haver pelo menos uma extração em cada secção de pressão da turbina;

- se houver um trocador de calor de contacto, a bomba de alimentação deverá ser instalada imediatamente após este equipamento;

- o limite para a condição de carga (PX) deve estar situado entre 0,2 e 1,1;

- a modelação é feita com base na primeira Lei da Termodinâmica e restringe-se ao ciclo de vapor.

6.4. Validação.

Como pode ser verificado no Capítulo 4, o programa apresenta bons resultados, a nível global, em todas as versões de execução e ao longo das cargas de operação.

Quando houver interesse em resultados de características locais, como por exemplo as vazões de extração, os fluxos de massa provenientes dos selos e válvulas poderão provocar erros significativos nestes resultados. Estes erros ocorrerão principalmente quando as vazões secundárias estiverem diretamente associadas às extrações.

Por outro lado, a possibilidade de ser utilizado um modelo que prevê a variação da pressão de condensação ao longo das condições de operação, permite a redução de erros no cálculo da potência gerada, na perda por exaustão e na extração do primeiro trocador de calor. A utilização deste modelo, quando houver variação da pressão de condensação, tende a ser mais importante quanto menor for a carga de operação do sistema. Esta é a situação quando a variação da pressão de condensação se manifesta de maneira mais expressiva.

No Capítulo 4, foram apresentados estudos sobre os desvios entre os

valores determinados pelo programa para as vazões de extração e os valores calculados pelo fabricante. Nestes estudos, é realizada uma identificação das origens dos desvios através de análises de sensibilidade para as extrações de vapor 1 e 5, onde ocorreram os maiores desvios. Para a extração 1, existe duas fontes causadoras de desvios: as propriedades do vapor na extração e as propriedades da água de alimentação na entrada do trocador desta extração. Para a extração 5, os desvios são oriundos da modelação prevista para a bomba de alimentação e da divergência no cálculo de propriedades da água de alimentação na saída deste trocador. Existe ainda uma fonte de erro comum às extrações 1 e 5, que é da consideração de TTD e DCA constantes para os trocadores de calor ao longo das condições de operação.

6.5. Testes Efetuados.

Os testes realizados permitiram avaliar as potencialidades do programa, bem como a consistência física do comportamento de seus resultados. Dentre as potencialidades, pode-se destacar sua aplicabilidade como ferramenta auxiliar no projeto e estudo de centrais termelétricas. Quanto aos resultados, os mesmos demonstraram um comportamento fisicamente consistente.

Os testes efetuados com a variação do número de trocadores de calor, demonstraram que o desvio da vazão extraída da turbina HP para as outras secções é benéfico sob o ponto de vista da geração de potência. Quando o critério de projeto passa a ser o aproveitamento energético (GHR), há uma tendência a se distribuir, de maneira mais equitativa, os trocadores de calor ao longo das secções de pressão das turbinas.

Outro parâmetro submetido a testes foi a temperatura da água de resfriamento do condensador. Teoricamente, era esperada uma melhoria contínua tanto para o GHR como para a potência gerada. No entanto, foi detectada uma condição de ótimo para o GHR. Isto vem a denotar a otimização do ciclo,

realizada pelo fabricante, para uma temperatura nominal da água de resfriamento. Os resultados numéricos levam a crer que esta temperatura é de aproximadamente 20 °C para a condição de carga nominal.

Outro aspecto que os resultados obtidos na validação e nos testes da usina disponível confirmam, é o fato de a mesma ter sido projetada para sua condição de carga nominal, uma vez que, os melhores resultados foram alcançados para esta condição de operação.

6.6. Sugestões para Trabalhos Futuros.

As sugestões aqui apresentadas tem o propósito de tornar os resultados mais precisos e dotar o programa de uma abrangência mais ampla. Estas sugestões são resumidas nos seguintes itens:

i) implementação do comportamento das TTD e DCA de maneira mais precisa para os trocadores de calor.

ii) estudo mais amplo da generalidade da versão de execução do programa considerando-se as vazões secundárias.

iii) incluir uma modelação para o gerador de vapor.

iv) propor a possibilidade de ser prevista a modelação das bombas.

v) implementação de análise do ciclo com base na segunda Lei da Termodinâmica.

vi) testar a validade do modelo para usinas de outros fabricantes.

vii) eliminar a limitação associada ao número de trocadores de calor, o que permitiria o estudo de pequenas centrais termelétricas.

viii) verificar a possibilidade de estender esta modelação para a simulação de usinas nucleares.

ix) comparar os resultados do programa com valores experimentais obtidos de usinas em operação.

REFERÊNCIAS BIBLIOGRÁFICAS

- [1] Flores, T.T., "Alternativas de Transporte do Carvão e Política de Comercialização", Debatedor do 6^o Painel, Anais da 1^a Conferência Nacional do Carvão, Florianópolis, SC, 1979.
- [2] Thé, J.S.M.L., Ferreira, R.T.S., Palma, L.N., Abreu, R.C., "Numerical Simulation of Thermoelectric Power Station with a Non-linear Solution Technique", International Conference on High Technology in the Power Industry, p. 115-119, Scottsdale, Arizona, 1988.
- [3] Ferreira, R.T.S., Palma, L.N., Perin, M., Thé, J.S.M.L., "Desempenho Global de Unidades Termelétricas", Relatório de Pesquisa II, Convênio UFSC/FEESC/ELETROSUL, 1987.
- [4] Stoecker, W.F., "Design of Thermal Systems" 3rd edition, McGraw-Hill Book Company, Singapore, 1989.
- [5] Li, K.W., Yang, P.P., "User's Manual for Generalized Turbine Cycle Heat Balance Program", Internal Report, Dept. Mechanical Engineering, North Dakota State University, 1980.
- [6] Combustion Engineering Inc. Combustion Engineering", New York, 1967.
- [7] Central Electricity Generating Board, "Modern Power Station Practice", Vol. 3, Pergamon Press, 1971.
- [8] Van Wylen, G.J., Sontag, R.E., "Fundamentos da Termodinâmica Clássica," 2^a ed., Editora Edgard Blücher, 1984.
- [9] Salisbury, J.K., "Steam Turbines and Their Cycles," 2nd Ed., R.E. Krieger Publ. Co., 1974.
- [10] Shlyakhin, P., "Steam Turbines-Theory and Design", Peace Publishers, Moscow.
- [11] Li, K.W., Priddy, A.P., "Power Plant System Design", 1st Ed., John Wiley & Sons, New York, 1985.

- [12] Kearton, W.J., "Steam Turbine Theory and Practice", 7th Ed., Pitman Publishing, London, 1972.
- [13] Stoecker, W.F., Jones, J.W., "Refrigeração e Ar Condicionado", Mc Graw-Hill do Brasil, São Paulo, 1985.
- [14] Fox, R.W., Mc Donald, A.T., "Introdução à Mecânica dos Fluidos", 2^a Ed., Editora Guanabara Dois, Rio de Janeiro, 1981.
- [15] Brascher Filho, P.P., Ferreira, R.T.S., "Simulação Numérica Generalizada de Centrais Termelétricas," III Encontro Nacional de Ciências Térmicas, p. 901-906, Itapema, Santa Catarina, 1990.
- [16] Reynolds, W.C., "Thermodynamic Properties in SI," Department of Mechanical Engineering, Stanford University, California, 1979.

APÊNDICE A

ENTRADA DE DADOS

Neste Apêndice são apresentados todos os dados necessários à execução do programa na versão original e implementada, com a respectiva unidade da nomenclatura utilizada no programa. Os dados são apresentados em ordem alfabética. Após a especificação dos dados de entrada, é realizada a apresentação da nomenclatura utilizada ao longo do Capítulo 3.

A.1. - Entrada de Dados Principal

A.1.1. - Dados Relativos às Características Básicas do Ciclo

ANAREA - área de passagem no estágio de exaustão da turbina LP [m^2] ou [pe^2].

ANFLOW - número de exaustão da turbina LP [-].

ATBPEY - método de acionamento da bomba de alimentação:

0 - motor elétrico.

1 - pela própria turbina.

2 - turbina auxiliar.

BLOQ - vazão de saída do gerador de vapor [kg/h] ou [lb/h].

CC1(J), CC2(J) e CC3(J) - constantes para a curva característica do condensador

DRAIN(I) - direcionamento dos drenos dos trocadores de calor:

0 - não possui dreno, trocador de contacto [-].

1 - a drenagem é direcionada para a água de alimentação.

2 - a drenagem é direcionada para o trocador subsequente à pressão inferior.

3 - a drenagem é direcionada para a unidade condensadora.

- ECONPI - pressão de condensação. Caso seja requerido cálculo com pressão de condensação, o valor a ser fornecido deve ser nulo. Unidades em [mbar] ou [in. Hg].
- HTR(I) - especificação do tipo de trocador de calor:
- 1 - contacto.
 - 2 - superfície.
 - 3 - superfície com resfriador de dreno.
- IWMGW - variável de controle para a execução do programa com vazões prescritas e adimensionalizadas em relação à vazão de saída do gerador de vapor (BLOQ=1.0) [-].
- PEXP(I) - pressão de extração I [bar] ou [psi].
- PISTP - pressão de saída do primeiro estágio da turbina de alta pressão (opcional) [bar] ou [psi].
- PX - fração de vazão para a saída do gerador de vapor na condição de carga parcial [0,2 a 1,1].
- RHROT - temperatura de saída do vapor no reaquecedor [°C] ou [°F].
- RVAN(I) - velocidade de exaustão da turbina LP [m/s] ou [pés/s].
- RXLOS(I) - perda por exaustão relativa a velocidade RVAN(I). Caso não haja disponibilidade da perda por exaustão, pode-se utilizar valores preparados por Li e Yang [5]. Unidades [kJ/kg] ou [BTU/lb].
- THPIP - pressão de entrada na turbina HP [bar] ou [psi].
- THPIT - temperatura de entrada na turbina HP [°C] ou [°F].
- THPOP - pressão de saída da turbina HP [bar] ou [psi].
- XN1 - número de extrações na turbina HP [-].
- XN2 - número de extrações na turbina IP [-].
- XN3 - número de extrações na turbina LP [-].

A.1.2 - Dados Relativos às Características Secundárias do Ciclo.

- AIRHTR - variável de controle para utilização de vapor no pré-aquecimento de ar [-].
- ATEX - posição da nova fonte de vapor para a turbina auxiliar em carga parcial muito baixa:
=0 - vapor extraído na saída da caldeira.
≠0 - vapor extraído de uma nova posição de extração nas turbinas.
- ATSW - condição de carga limite para nova fonte de vapor para a turbina auxiliar. Valor original preparado por Li e Yang [5]: 0,35.
- CHMP1 - posição de retorno do vapor industrial primário:
0 - vapor retorna para o condensador.
1 - vapor retorna para um dos trocadores de calor.
- CHMP2 - posição de retorno do vapor industrial secundário:
0 - vapor retorna para o condensador.
1 - vapor retorna para um dos trocadores de calor.
- CHMPX1(I) - trocador de retorno para o vapor industrial primário:
0 - não há retorno de vapor industrial primário para o trocador I.
1 - retorno de vapor industrial primário para o trocador I.
- CHMPX2(I) - trocador de retorno para o vapor industrial secundário:
0 - não há retorno de vapor industrial secundário para o trocador I.
1 - retorno de vapor industrial secundário para o trocador I.
- CPOP - pressão de saída da bomba de condensado, deve ser fornecida quando não houver trocador de contacto [bar] ou [psi].
- CWIT - temperatura da água de resfriamento [°C] ou [°F].
- DCA(I) - diferença de temperatura de acesso do dreno [°C] ou [°F].
- DELP - perda de carga entre a exaustão da turbina auxiliar e o condensador [mbar] ou [in.Hg].
- DPX - incremento para PX quando é desejado o cálculo em várias condições de carga parcial [decimal].

- EFFAT - eficiência da turbina auxiliar [decimal].
- EFFBL - eficiência do gerador de vapor [decimal].
- EFFBP - eficiência da bomba de alimentação [decimal].
- EFFCP - eficiência da bomba de condensado [decimal].
- EFFCPL - eficiência de acoplamento mecânico [decimal].
- EFFDPG - eficiência das bombas de drenagem dos trocadores de calor [decimal].
- EFFGNR - eficiência do gerador elétrico [decimal].
- EFFHPT - eficiência da turbina HP [decimal].
- EFFIPT - eficiência da turbina IP [decimal].
- EFFLPT - eficiência da turbina LP [decimal].
- EFFMTR - eficiência do motor elétrico [decimal].
- ELOSS - perdas elétricas [decimal].
- EXMP1(I) - localização da extração para o vapor industrial primário:
0 - não é extraído vapor industrial primário da extração I.
1 - é extraído vapor industrial primário da extração I.
- EXMP2(I) - localização da extração para o vapor industrial secundário:
0 - não é extraído vapor industrial secundário da extração I.
1 - é extraído vapor industrial secundário da extração I.
- HRBPXX - localização da bomba de alimentação quando não há trocador de contacto.
- IPDT - variável de controle para o cálculo da perda de carga nas linhas de extração:
0 - não é requerido cálculo com perda de carga na temperatura de saturação
1 - cálculo com perda de carga na temperatura de saturação.
- PDPAR - perda de carga no pré-aquecedor de ar [decimal].
- PDPAT - perda de carga na tubulação de acesso para a turbina auxiliar [decimal].

- PDPBL - perda de carga no gerador de vapor [decimal].
- PDPEX(I) - perda de carga nas linhas de extração [decimal].
- PDPIL - perda de carga entre as turbinas LP e IP [decimal].
- P DPRH - perda de carga no reaquecedor [decimal].
- PDT(I) - queda na temperatura de saturação correspondente à perda de carga para as linhas de extração, conforme apresentado no item 2.2.7 [°C] ou [°F].
- PERAP - fração de consumo de energia da planta [decimal].
- PISTGE - relação entre a pressão de saída do primeiro estágio da turbina HP e a pressão de entrada [decimal].
- PJUMP - controle de impressão dos resultados de carga nominal.
- TTD(I) - diferença de temperatura terminal [°C] ou [°F].
- WMGW - potência de saída do gerador [kW].
- XMP1 - variável de controle para o cálculo com vapor industrial primário:
0 - não é utilizado vapor industrial primário.
1 - é utilizado vapor industrial primário.
- XMP2 - variável de controle para o cálculo com vapor industrial secundário.
0 - não é utilizado vapor industrial secundário.
1 - é utilizado vapor industrial secundário.
- XMPIT1 - temperatura de retorno para o vapor industrial primário [°C] ou [°F].
- XMPIT2 - temperatura de retorno para o vapor industrial secundário [°C] ou [°F].
- XMPOQ1 - vazão de vapor industrial primário requerida [kg/h] ou [lb/h].
- XMPOQ2 - vazão de vapor industrial secundário requerida [kg/h] ou [lb/h].

A.2. Entrada de Dados Secundária.

- CCH(I,J) - constantes para a curva característica do comportamento da entalpia no selo I.

- CCP(I,J) - constantes para a curva característica do comportamento da vazão no selo I.
- DSHH - entalpia do vapor de injeção [kJ/kg] ou [Btu/lb].
- DSHQ - vazão de vapor de injeção [kg/h] ou [lb/h].
- EJSOH - entalpia de saída do vapor utilizado pelo ejetor de ar [kJ/kg] ou [Btu/lb].
- EJSQ - vazão de vapor utilizada no ejetor de ar [kg/h] ou [lb/h].
- GSCOH - entalpia de saída do vapor de selagem no condensador de vapor de selagem [kJ/kg] ou [Btu/lb].
- GSL1 - variável de controle para versão de execução implementada com variáveis secundárias:
0 - sem vazões secundárias.
1 - com vazões secundárias.
- IRSS - posição de retorno para o excesso de vapor do dessuperaquecedor de baixa pressão.
- ITHPV - número do trocador de retorno para o vapor operacional utilizado nas válvulas reguladoras.
- NGHP - número de pacotes de labirintos no eixo da turbina de alta pressão.
- NGIP - número de pacotes de labirintos no eixo da turbina de pressão intermediária.
- NGLP - número de pacotes de labirintos no eixo da turbina de baixa pressão.
- NRGL(I) - variável de controle para o retorno do vapor de selagem para os trocadores de calor.
≠ 0 - número do trocador de retorno para o selo I.
= 0 - o vapor do selo I não retorna para um trocador de calor.
- RGL(I) - variável de controle para o retorno do vapor de selagem.
1 - o vapor é direcionado para um trocador de calor.

2 - o vapor é direcionado para o dessuperaquecedor de baixa pressão.

3 - o vapor é direcionado para o condensador do vapor de selagem.

4 - o vapor é direcionado para a unidade condensadora.

TVHPSQ - vazão de retorno do vapor operacional a baixa pressão utilizado nas válvulas reguladoras [kg/h] ou [lb/h].

TVQ - vapor a alta pressão utilizado pelas válvulas reguladoras [kg/h] ou [lb/h].

TVSQ - vapor de selagem direcionado para as válvulas reguladoras a ser misturado com TVHPSQ [kg/h] ou [lb/h].

VQ - vapor de ventilação [kg/h] ou [lb/h].

A.3. Nomenclatura das Variáveis Apresentadas no Capítulo 3.

ANAREA - ver item A.1.1.

ANFLOW - ver item A.1.1.

APQi - variáveis auxiliares para as vazões prescritas.

ATBPEX(I) - ver item A.1.1.

ATBPOQ - vazão de vapor utilizada para o acionamento da turbina auxiliar [kg/h] ou [lb/h].

ATBPOS - entropia de retorno do vapor utilizado na turbina auxiliar [kJ/kh/K] ou [Btu/lb/°F].

ATBPOT - temperatura de retorno do vapor utilizado na turbina auxiliar [°C] ou [°F].

ATBPOW - potência requerida pela turbina auxiliar [kW].

ATBPOX - título do vapor utilizado pela turbina auxiliar [decimal].

BLIP - pressão de entrada da água na bomba de alimentação [bar] ou [psi].

BLOQ - ver item A.1.1.

CHSIQT - vazão de drenagem direcionada para o condensador [kg/h] ou [lb/h].

- CIQ - vazão de entrada na unidade condensadora [kg/h] ou [lb/h].
- CMEIP - pressão do vapor na saída da turbina auxiliar [bar] ou [psi].
- CMEIQ1 - vazão de condensado de retorno do vapor industrial primário, que é direcionada para o condensador [kg/h] ou [lb/h].
- CMEIQ2 - vazão de condensado de retorno do vapor industrial secundário, que é direcionada para o condensador [kg/h] ou [lb/h].
- CONTR1 - variável de controle lógico.
- CONTR5 - variável de controle lógico.
- CONTR6 - variável de controle lógico.
- COQ - vazão de saída da unidade condensadora [kg/h] ou [lb/h].
- CPOH - entalpia da água de alimentação na saída da bomba de condensado [kJ/kg] ou [Btu/lb].
- CPOP - pressão de saída da água de alimentação na saída da bomba de condensado [bar] ou [psi].
- DCA(I) - ver item A.1.2.
- DCIH(I) - entalpia de entrada da água de alimentação em um trocador com resfriador de dreno [kJ/kg] ou [Btu/kg].
- DCIQ(I) - vazão de entrada da água de alimentação em um trocador com resfriador de dreno [kg/h] ou [lb/h].
- DCIT(I) - temperatura de entrada da água de alimentação em um trocador com resfriador de dreno [°C] ou [°F].
- DEP(I) - pressão de extração em carga nominal [bar] ou [psi].
- DH - critério de convergência para execução do programa com pressão de condensação variável [-].
- DPGL(I) - diferença de pressão no pacote de labirintos I [bar] ou [psi].
- DQ - critério de convergência para execução do programa com pressão de condensação variável.
- DRAIN(I) - ver item A.1.1.
- DSHH - ver item A.2.

- DSHQ - ver item A.2.
- DSHWH - entalpia da água de dessuperaquecimento utilizada no L.P.DSH. [kJ/kg] ou [Btu/lb].
- DSHWQ - vazão da água de dessuperaquecimento utilizada no L.P.DSH. [kg/h] ou [lb/h].
- DSOH(I) - entalpia do condensado drenado de um trocador de superfície com resfriador de dreno [kJ/kg] ou [lb/h].
- DSOP(I) - pressão do vapor de extração no trocador de superfície com resfriador de dreno [bar] ou [psi].
- DSOQ(I) - vazão drenada em um trocador de superfície com resfriador de dreno [kg/h] ou [lb/h].
- DSOT(I) - temperatura da drenagem em um trocador de superfície com resfriador de dreno [°C] ou [°F].
- DTHPOP - variável auxiliar para armazenar o valor da pressão de saída da turbina HP em carga nominal [bar] ou [psi].
- DTIQ(I) - vazão nominal na posição I da turbina [kg/h] ou [lb/h].
- DTIPOP - variável auxiliar para armazenar o valor nominal da pressão de saída das turbina IP [bar] ou [psi].
- ECONH - entalpia de exaustão na turbina LP [kJ/kg] ou [Btu/lb].
- ECONP - pressão de exaustão na turbina LP [bar] ou [psi].
- ECONT - temperatura de exaustão na turbina LP [°C] ou [°F].
- ECONX - título na exaustão da turbina LP [decimal].
- EFFBP - ver item A.1.2.
- EFFCPL - ver item A.1.2.
- EFFGNR - ver item A.1.2.
- EFFHPT - ver item A.1.2.
- EFFIST - eficiência do primeiro estágio da turbina HP em carga parcial [decimal].
- EFFP - eficiência de bombeamento [decimal].

- EFFT - eficiência interna da turbina [decimal].
- EH - entalpia de extração [kJ/kg] ou [Btu/lb].
- EJSQ - vazão de vapor utilizada no ejetor [kg/h] ou [lb/h].
- EP - pressão de extração [bar] ou [psi].
- ET - temperatura do vapor de extração [°C] ou [psi].
- EX - título do vapor de extração [decimal].
- GCH - entalpia total do vapor de selagem direcionado para a unidade condensadora [kJ/kg] ou [Btu/lb].
- GCIH - entalpia de entrada da água de alimentação no condensador do vapor de selagem [kJ/kg] ou [Btu/lb].
- GCQ - vazão total de vapor de selagem direcionada para a unidade condensadora [kg/h] ou [Btu/h].
- GNROPT - potência bruta no gerador [kW].
- GSCIH - entalpia total do vapor de selagem direcionado para o condensador de vapor de selagem [kJ/kg] ou [Btu/lb].
- GSCQ - vazão de vapor de selagem direcionada para o condensador de vapor de selagem [kg/h] ou [lb/h].
- GSL1 - ver item A.2.
- H2 - entalpia de saída em determinada posição da turbina [kJ/kg] ou [Btu/lb].
- HCIH(I) - entalpia de entrada da água de alimentação no trocador I [kJ/kg] ou [Btu/lb].
- HCIQ(I) - vazão de água de alimentação no trocador I [kg/h] ou [lb/h].
- HCOH(I) - entalpia de saída da água de alimentação na saída do trocador de calor I [kJ/kg] ou [Btu/lb].
- HCOP(I) - pressão da água de alimentação no trocador de calor I [bar] ou [psi].
- HCOQ(I) - vazão de saída da água de alimentação no trocador de calor I [kg/h] ou [lb/h].

- HCOT(I) - temperatura de saída da água de alimentação no trocador I [$^{\circ}\text{C}$] ou [$^{\circ}\text{F}$].
- HPSTOP - pressão de saída no primeiro estágio da turbina HP em carga parcial [bar] ou [psi].
- HSIH(I) - entalpia do vapor de extração no trocador I [kJ/kg] ou [Btu/lb].
- HSIP(I) - pressão do vapor extração no trocador I [bar] ou [psi].
- HSIQ(I) - vazão de vapor extraída para o trocador de calor I [kg/h] ou [lb/h].
- HSIS(I) - entropia do vapor de extração no trocador de calor I [kJ/kg/K] ou [Btu/lb/ $^{\circ}\text{F}$].
- HSIT(I) - temperatura do vapor de extração no trocador de calor I [$^{\circ}\text{C}$] ou [$^{\circ}\text{F}$].
- HSIX(I) - título do vapor de extração no trocador de calor I [decimal].
- HSOH(I) - entalpia do condensado drenado do trocador de calor I [kJ/kg] ou [Btu/lb].
- HSOP(I) - pressão do condensado drenado do trocador de calor I [kJ/kg] ou [Btu/lb].
- HSOQ(I) - vazão do condensado drenado no trocador I [kg/h] ou [lb/h].
- HSOS(I) - entropia do condensado drenado no trocador de calor I [kJ/kg/K] ou [BTU/lb/ $^{\circ}\text{F}$].
- HSOT(I) - temperatura do condensado drenado no trocador de calor I [$^{\circ}\text{C}$] ou [$^{\circ}\text{F}$].
- HTR(I) - ver item A.1.1.
- IRSS - ver item A.2.
- ITHPV - ver item A.2.
- IWMGW - ver item A.1.1.
- K3 - variável auxiliar.
- N - número de extrações.
- NGHP - ver item A.2.

- NGIP - ver item A.2.
- NGLP - ver item A.2.
- NRGL - ver item A.2.
- OTLIH - variável auxiliar para o ganho de calor no sistema [kJ/kg] ou [Btu/lb].
- OTLIB - variável auxiliar para o ganho de calor na caldeira [kJ/kg] ou [Btu/lb].
- P1 - pressão de entrada do vapor em um determinado estágio da turbina [bar] ou [psi].
- P2 - pressão de saída do vapor em um determinado estágio da turbina [bar] ou [psi].
- PBLIP - pressão de entrada da água de alimentação na caldeira para a condição de carga parcial [bar] ou [psi].
- PCPOP - pressão de saída da água de alimentação na bomba de condensado [bar] ou [psi].
- PDPBL - ver item A.1.2.
- PDPEX - ver item A.1.2.
- PEFFBP - eficiência da bomba de alimentação na condição de carga parcial [decimal].
- PEXP(I) - ver item A.1.1.
- PIP - pressão de entrada na bomba [bar] ou [psi].
- PISTP - ver item A.1.1.
- POP - pressão de saída da bomba [bar] ou [psi].
- PQ(I) - vazões prescritas [kg/h] ou [lb/h].
- PRHROT - temperatura de saída do reaquecedor na condição de carga parcial [°C] ou [°F].
- PTHPIP - pressão de entrada na turbina de alta pressão na condição de carga parcial [bar] ou [psi].

- PTHPIT - temperatura de entrada na turbina de alta pressão na condição de carga parcial [$^{\circ}\text{C}$] ou [$^{\circ}\text{F}$].
- PTHPOP - pressão de saída na turbina de alta pressão na condição de carga parcial [bar] ou [psi].
- PWR(I) - trabalho produzido no estágio I da turbina na condição de carga parcial [kJ/kg] ou [Btu/lb].
- RDSHH - entalpia do vapor de excesso no dessuperaquecedor de baixa pressão [kJ/kg] ou [Btu/lb].
- RDSHQ - vazão de excesso no dessuperaquecedor de baixa pressão [kg/h] ou [lb/h].
- RGL - ver item A.2.
- RGLHH(I) - entalpia do vapor proveniente dos labirintos no trocador de calor I [kJ/kg] ou [Btu/lb].
- RGLHQ(I) - vazão de vapor proveniente dos labirintos no trocador de calor I [kg/h] ou [lb/h].
- RGLOH(I) - entalpia do vapor extraído do pacote de labirintos I [kJ/kg] ou [Btu/lb].
- RGLOQ(I) - vazão do vapor extraído do pacote de labirintos I [kg/h] ou [lb/h].
- RHROT - ver item A.1.1.
- RSSH(I) - entalpia de retorno do vapor de excesso do L.P.DSH. e do vapor operacional a baixa pressão nas válvulas reguladoras para o trocador de calor I [kJ/kg] ou [Btu/lb].
- RSSQ(I) - vazão de retorno do vapor de excesso do L.P.DSH. e do vapor operacional à baixa pressão nas válvulas reguladoras para o trocador de calor I [kg/h] ou [lb/h].
- S2 - entropia de saída do vapor em determinado estágio da turbina [kJ/kg/K] ou [Btu/lb/ $^{\circ}\text{F}$].

- T1 - temperatura de entrada do vapor em um determinado estágio da turbina [$^{\circ}\text{C}$] ou [$^{\circ}\text{F}$].
- T2 - temperatura de saída do vapor em um determinado estágio da turbina [$^{\circ}\text{C}$] ou [$^{\circ}\text{F}$].
- TBSFT - potência total requerida no eixo para acionamento da bomba de alimentação [kW].
- THPIH - entalpia do vapor na entrada da turbina HP [kJ/kg] ou [Btu/lb].
- THPIP - ver item A.1.1.
- THPIT - ver item A.1.1.
- THPOP - ver item A.1.1.
- THPOT - temperatura do vapor na saída da turbina HP [$^{\circ}\text{C}$] ou [$^{\circ}\text{F}$].
- THPVH - entalpia de retorno do vapor operacional a alta pressão das válvulas reguladoras [kJ/kg] ou [Btu/lb].
- THPVQ - vazão de retorno do vapor operacional a alta pressão das válvulas reguladoras [kg/h] ou [lb/h].
- TIP - temperatura de entrada na bomba [$^{\circ}\text{C}$] ou [$^{\circ}\text{F}$].
- TIPOH - entalpia de saída da turbina IP [kJ/kg] ou [Btu/lb].
- TIPOP - pressão de saída da turbina IP [bar] ou [psi].
- TIPOT - temperatura de saída da turbina IP [$^{\circ}\text{C}$] ou [$^{\circ}\text{F}$].
- TIH(I) - entalpia na posição I da turbina [kJ/kg] ou [Btu/lb].
- TIQ(I) - vazão na posição I da turbina [kg/h] ou [lb/h].
- TIQFIN - vazão de exaustão na turbina LP [kg/h] ou [lb/h].
- TIT - temperatura do vapor na entrada de determinada posição da turbina [$^{\circ}\text{C}$] ou [$^{\circ}\text{F}$].
- TIX - título do vapor na entrada de determinada posição da turbina [decimal].
- TLPOQ - vazão de saída da turbina LP [kg/h] ou [lb/h].
- TOTLIH - calor específico total introduzido no ciclo [kJ/kg] ou [Btu/lb].

- TPOWER - trabalho específico total desenvolvido pelas turbinas sem a inclusão da perda por exaustão [kJ/kg] ou [Btu/lb].
- TTD(I) - ver item A.1.2.
- TVHPSH - entalpia de retorno do vapor operacional a baixa pressão utilizado nas válvulas reguladoras [kJ/kg] ou [Btu/lb].
- TVHPSQ - ver item A.2.
- TVQ - ver item A.2.
- TVSH - entalpia do vapor de selagem a ser misturado com TVHPSQ [kJ/kg] ou [Btu/lb].
- TVSQ - ver item A.2.
- TXLOSS - perda por exaustão [kJ/h] ou [Btu/h].
- UEEP - energia utilizável no ponto final da expansão do vapor na turbina [kJ/kg] ou [Btu/lb].
- ULOSS - perda por exaustão específica [kJ/kg] ou [Btu/lb].
- VAN - velocidade de exaustão na turbina de baixa pressão [m/s] ou [pés/s].
- VDSHH - entalpia do vapor de selagem direcionada para o dessuperaquecedor de baixa pressão [kJ/kg] ou [Btu/lb].
- VDSHQ - vazão do vapor de selagem direcionada para o dessuperaquecedor de baixa pressão [kg/h] ou [lb/h].
- VE(I) - propriedades extensivas.
- W - trabalho específico [kJ/kg] ou [Btu/lb].
- WMGW - potência produzida pelo conjunto turbo gerador [kW].
- X1 - título na entrada de determinado estágio da turbina [decimal].
- X2 - título na saída de determinado estágio da turbina [decimal].
- XMISCH(I) - entalpia de retorno do vapor industrial primário para o trocador de calor I [kJ/kg] ou [Btu/lb].
- XMISQ(I) - vazão de retorno do vapor industrial primário para o trocador de calor I [kJ/kg] ou [Btu/lb].

- XSIH(I) - entalpia do condensado proveniente do dreno do trocador de calor à uma pressão mais alta para o trocador de pressão mais baixa [kJ/kg] ou [Btu/lb].
- XSIQ(I) - vazão do condensado proveniente do dreno do trocador de calor a uma pressão mais alta para o trocador de pressão mais baixa [kg/h] ou [lb/h].
- YMISCH(I) - entalpia de retorno do vapor industrial secundário para o trocador de calor I [kJ/kg] ou [Btu/lb].
- YMISCQ(I) - vazão de retorno do vapor industrial secundário para o trocador de calor I [kg/h] ou [lb/h].

APÊNDICE B

CURVAS CARACTERÍSTICAS DO PRIMEIRO PACOTE DE LABIRINTOS DA
TURBINA DE ALTA PRESSÃO (HP)

Com o propósito de ilustrar o comportamento encontrado para os selos, são apresentadas a seguir as curvas características do comportamento da vazão e da entalpia no primeiro pacote de labirintos da turbina HP.

Estes resultados são exibidos na forma adimensional, a fim de se evitar a apresentação dos valores fornecidos diretamente pelo fabricante. Para a entrada de dados no programa, os coeficientes das equações que regem o comportamento destes selos, devem ser fornecidos em sua forma dimensional.

Na Fig. B.1, é apresentado o comportamento da vazão ao longo do selo em função do diferencial de pressão a que este está submetido. Como pode ser verificado nesta Figura, há uma excelente correlação linear entre a vazão neste pacote de labirintos e seu diferencial de pressão. Este tipo de comportamento se manifesta de maneira semelhante nos demais selos em que a vazão é dependente do diferencial de pressão.

Na Fig. B.2, é apresentado o comportamento da entalpia do escoamento, na saída do primeiro pacote de labirintos da turbina HP, em função da temperatura média do vapor ao longo da turbina. Como pode ser verificado, os pontos apresentam uma boa correlação com uma equação quadrática, entre a entalpia e a temperatura média do vapor na turbina HP. Isto levou a adotar este tipo de curva para representar o comportamento deste parâmetro.

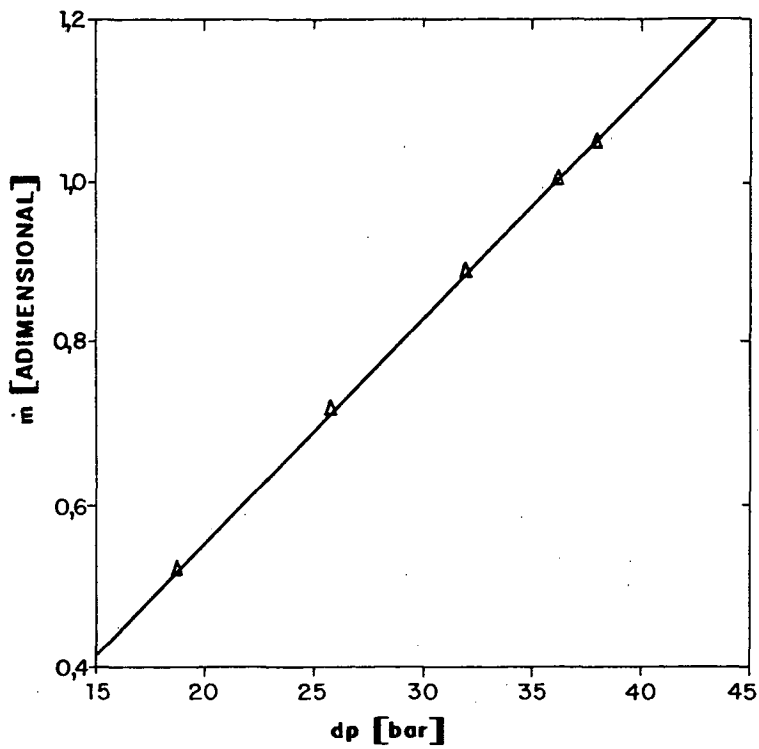


Figura B.1 - Comportamento típico do vazamento em um selo em função do seu diferencial de pressão.

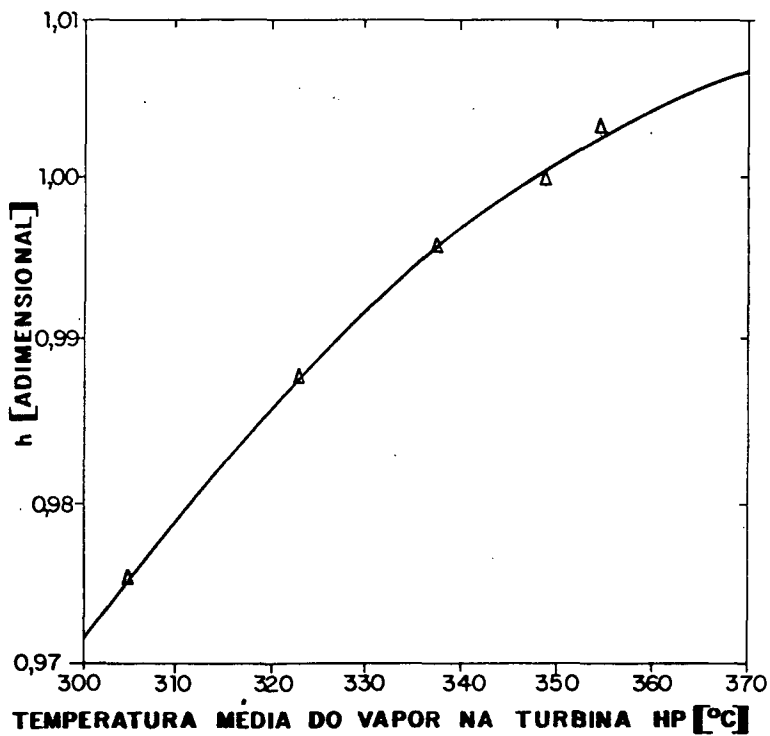


Figura B.2 - Comportamento típico da entalpia do escoamento na saída de um pacote de labirintos da turbina HP.

APÊNDICE C

LISTAGEM DOS DADOS DE ENTRADA

Neste Apêndice são apresentados os dados de entrada utilizados para a execução do caso exemplo elaborado para este trabalho.

Tabela C.1 - Dados elaborados para a execução do caso exemplo.

FILEO EXEMPLO DADOS C1 VM/XA SP REL2 EXPRESS = CMS 5.5 = VMSUF 8902+

180.0	540.0	60.0	7.50	00.0	540.0	000.0	8.00000	2.0
1.0	3.0	3.0						
3	2	2	1	3	3	3		
3	2	2	0	2	2	2		
1.0	0.504563	1						
2.0	1							
0.450	1.500	3.80	7.50	17.10	34.05	60.0		
000.00	000.00	000.00	000.00	000.00	000.00	000.00	000.00	00.00
00.00	00.00	00.00	00.00	00.00	00.00	00.00	00.00	00.00
4.41405	3.17403	5.7300						
6.1465D-2	4.3816D-4	7.8632D-7						
1.7071D-7	1.2503D-9	2.3141D-12						
16.0	3.5							
17.0	3.5							
18.0	3.5							
19.0	0.0							
20.0	2.0							
21.0	2.0							
22.0	2.0							
23.0	0.0							
24.0	0.0							
25.0	0.0							
26.0	10.0							
27.0	0.0							
28.0	0.0							
29.0	0.0							
30.0	5.0							
31.0	5.0							
32.0	5.00							
33.0	0.0							
34.0	0.0							
35.0	0.0							
41.0	1.0							
47.0	1.0							
48.0	30000.0							
49.0	187.0							
50.0	1.0							
57.0	1.0							
63.0	1.0							
71.0	1.0							
72.0	25000.0							
73.0	166.0							
74.0	1.0							
78.0	1.0							
85.0	1.0							
96.0	5.0							
97.0	550000.00							
98.0	0.0							
100.0	1.00							
101.0	0.02							
102.0	0.02							
103.0	0.03							
104.0	0.03							
105.0	0.03							
106.0	0.04							

Tabela C.1 - Dados elaborados para a execução do caso exemplo (continuação).

```
FILE0 EXEMPLO DADOS C1 VM/XA SF REL2 EXPRESS - CMS 5.5 - VMSUP 8902+

107.0 0.0E
108.0 0.0
109.0 0.0
110.0 0.0
111.0 0.0
113.0 0.0
114.0 0.0
115.0 0.0
116.0 0.04
117.0 1.1
118.0 1.1
119.0 1.1
120.0 1.1
121.0 1.1
122.0 1.1
123.0 1.1
129.0 1.0
130.0 20.0
131.0 4.5E2007
0.0 0.0
1.0
26.0 363.0
27.0 18.0
72.0 7.0
73.0 1542.0
74.0 837.0
75.0 2828.4
76.0 419.1
77.0 776.0
78.0 419.1
0.0 0.0
```

APÊNDICE D

LISTAGEM DOS RESULTADOS DO PROGRAMA
(AHBP)

Com o propósito de ilustrar de maneira mais substancial a saída dos resultados do programa, é apresentada uma listagem de um caso exemplo especialmente montado para este fim. Neste caso, procurou-se utilizar de todos os recursos disponíveis no programa, ou seja, foram incluídas vazões secundárias, vapor industrial primário e secundário, pressão de condensação variável com a condição de carga, TTD e DCA variáveis e acionamento da bomba de alimentação por turbina auxiliar. A listagem é apresentada na Tabela D.1.

Tabela D.1 - Listagem de saída do programa.

PROGRAMA AVANÇADO DE BALANÇO DE ENERGIA

(DADOS PARA O PROGRAMA)

1. CONDIÇÕES NA SAÍDA DA CALDEIRA

TEMP (C) 540.00
 PRESSÃO (BAR) 180.00
 VAZÃO (KG/H) 1.00
 PERDA DE CARGA NA CALDEIRA (ADIMENSIONAL) 0.10

2. REAQUECEDOR

TEMP. DE SAÍDA (C) 540.00
 PERDA DE CARGA (ADIMENSIONAL) 0.10

3. TURBINAS

TURBINA HP	P. ENTR. (BAR)	P. SAÍDA (BAR)	EFIC. DA TURBINA
TURBINA IP	180.00	60.00	0.830
TURBINA LP		7.50	0.880
		0.00 (MBAR)	0.880
NO. DE EXTRACÇÕES P/ A TURBINA HP	1		
NO. DE EXTRACÇÕES P/ A TURBINA IP	3		
NO. DE EXTRACÇÕES P/ A TURBINA LP	3		
PRESSÃO DE SAÍDA DO PRIMEIRO ESTÁGIO DA TURBINA HP (EAR)	129.60		
PERDA DE CARGA ENTRE A TURBINA IP & LP (ADIMENSIONAL)	0.00		

4. TROCADORES DE CALOR

NO. DO TROCADOR (VER NOTA(E))	1	2	3	4	5	6	7
TIPO DO TROCADOR (VER NOTA(A))	3	2	2	1	3	3	3
DESCARGA DO DRENHO (VER NOTA(B))	3	2	2	0	2	2	2
DIF. DE TEMP. TERMINAL (C)	3.50	3.50	3.50	0.00	2.00	2.00	2.00
DIF. DE TEMP. DE ACESSO DO DRENHO (C)	10.00	0.00	0.00	0.00	5.00	5.00	5.00
QUEDA NA TEMP. DE SAT. EQUIVALENTE A PERDA DE CARGA NA LINHA DE EXTRACÇÃO (C)	1.10	1.10	1.10	1.10	1.10	1.10	1.10

5. BOMBAS

BOMBA DE CONDENSADO	P. ENTR. (BAR)	P. SAÍDA (BAR)	EFIC. DA BOMBA	ACION.
BOMBA DE DRENHO	0.00 (MBAR)		0.82	MOTOR ELÉTRICO
BOMBA DE ALIMENTAÇÃO			0.80	MOTOR ELÉTRICO
			0.85	TURBINA AUXILIAR

6. OUTROS DADOS (VER NOTA(C))

EFIC. DO MOTOR 0.950
 EFIC. ACPL. MECÂNICO 1.000
 PERDAS ELÉTRICAS 0.050
 EFIC. DA CALDEIRA 0.900
 PRESSÃO DE CONDENSADO VARIÁVEL
 CONDIÇÕES DA ÁGUA DE RESFRIAMENTO
 TEMPERATURA DE ENTRADA (C) 20.00
 VAZÃO (KG/H) 4562000.00
 EFIC. DA TURBINA AUXILIAR 0.800

Tabela D.1 - Listagem de saída do programa (continuação).

EFICIENCIA DO GERADOR 0.985
 CONSUMO DE ENERGIA DA PLANTA 0.070
 SAIDA BRUTA DO GERADOR (KW) 550000.000
 PERDA DE CARGA ADIMENSIONAL NA EXAUSTAO TURB. AUX. (MBAR) 5.000
 PERDA DE CARGA ADIMENS. NA ENTRADA DA TURB. AUX.) 0.000
 VAPOR P/ A TURBINA AUXILIAR PROVENIENTE DA EXTRACAO (6)

7. VAPOR INDUSTRIAL

USO NO.	INDICE	EXTRACAO POSICAO	RETORNO POSICAO (NOTA(D))	CONDICAO DE RETORNO (AGUA SAT. (C))	VAZAO (KG/H)
NO.1	1.00	7.00	3.00	187.00	30000.00
NO.2	1.00	4.00	1.00	166.00	25000.00

8. DADOS PARA CALCULO EM CARGA PARCIAL

RAZAO DE VAZAO NA SAIDA DA CALDEIRA (PX) 0.50

EXTRACAO NUMERO	1	2	3	4	5	6	7
PRESSAO DE EXTRACAO NOMINAL (BAR)	0.49	1.50	3.80	7.50	17.10	34.05	60.00

9. DADOS P/ O CALCULO DA PERDA POR EXAUSTAO

AREA ANULAR DE EXAUSTAO NA TURBINA (M2)	8.00
NUMERO DE EXAUSTOES	2.00
CURVA DA PERDA POR EXAUSTAO (VER NOTA(G))	1
VELOCIDADE DE EXAUSTAO (M/SEC)	0.0
PERDA POR EXAUSTAO (KJ/KG)	0.0

10. DADOS PARA A VERSAO DE EXECUCAO IMPLEMENTADA

VAPOR DE SELAGEM	SELO	TURBINA	DIRECIONAMENTO
1	LP	COND.VAP.-SEL.	
2	LP	DESSUPERAQ.	
3	IP	COND.VAP.-SEL.	
4	IP	DESSUPERAQ.	
5	HP	COND.VAP.-SEL.	
6	HP	DESSUPERAQ.	
7	HP	TROCADOR (5)	

EJOTOR DE AR (EJ.)
 VAZAO DE VAPOR A ALTA PRESSAO (KG/H) 776.00
 ENTALPIA DE SAIDA DO DRENO (KJ/KG) 419.10

CONDENSADOR DE VAPOR DE SELAGEM (GSC)
 ENTALPIA DE SAIDA DO DRENO (KJ/KG) 419.10

DESSUPERQUECEDOR DE BAIXA PRESSAO (L.P.C.SH.)
 ENTALPIA DO VAPOR DE INJECAO (KJ/KG) 2828.40

9 8 7 6 5 4 3 2 1
 0.0 0.0 0.0 0.0 0.0 0.0 0.0 0.0 0.0

Tabela D.1 - Listagem de saída do programa (continuação).

	VAZAO DE VAPOR DE INJECAO (KG/H)	837.00
VAPOR DE RESFRIAMENTO PARA A TURBINA (LP)		
VAZAO DE VAPOR (KG/H)	5443.00	
VALVULAS DE CONTROLE		
	VAZAC (KG/H)	
VAPOR OPERAC. DE ALTA PRESSAO (EXTRAIÇO NA SAIDA DA CALD.)	1905.00	
VAPOR OPERAC. DE BAIXA PRESSAO (EXTRAIÇO DO L.P.DSH.)	18.00	
VAPOR OPERAC. DE DE RETOR. A ALTA PRESSAO ENV. P/ O TROCADOR(7)	1542.00	
VAPOR OPERAC. DE RETOR. A BAIXA PRESSAO ENV. P/ O TROCADOR(1)	381.00	
NCTA1A) 0	1.0=TROC. DE CONTACTO 2.0=TROC. DE SUPERFICIE 3.0=TROC. DE SUPERFICIE C/ DRENO RESFRIADOR	
NCTA1B) 0	C.0=TROCADOR DE CONTACTO 1.0=CARREGADO PARA A AGUA DE ALIMENTACAO 2.0=CARREGADO PARA O PROXIMO TROCADOR 3.0=CARREGADO PARA O CONDENSADOR	
NCTA1C) 0	PERDA DE CARGA,PERDA ELETRICA E CONSUMO DE ENERGIA DA PLANTA SAO EXPRESSOS NA FORMA ADIMENSIONAL	
NCTA1D) 0	C.0 A AGUA RETORNA PARA O CONDENSADOR VALOR NAO NULO ESPECIFICA O TROCADOR DE RETORNO PARA A AGUA	
NCTA1E) 0	OS TROCADORES DE CALOR SAO CONTADOS A PARTIR DO CONDENSADOR	
NCTA1F) 0	AS DEFINICOES DE APROVEITAMENTO ENERGETICO SAO APRESENTADAS A SEGUIR	
	1. CHR = (CALOR TOTAL INTROD. NO SISTEMA)/(POT. BRUTA DE SAIDA DO GERADOR + POT. DA TURBINA AUXILIAR PARA ACIONAMENTO DA BOMBA DE ALIMENTACAO)	
	2. NHR = (CALOR TOTAL INTROD. NO SISTEMA)/(POT. BRUTA DE SAIDA GERADOR)	
	3. PHR = (NHR)/(EFIC. DA CALDEIRA*(1.0 CONSUMO DE ENERGIA DA PLANTA))	
NCTA1G) 0	QUANDO A VELOCIDADE E PERDA POR EXAUSTAO SAC IGUAIS A ZERO, SIGNIFICA QUE A CURVA DE EXAUSTAO PRELIMINARMENTE PREPARADA PARA O PROGRAMA SERA USADA NA EXECUCAO	

Tabela D.1 - Listagem de saída do programa (continuação).

PROGRAMA AVANÇADO DE BALANÇO DE ENERGIA

SAÍDA DO PROGRAMA (PARTE 4)

** (CONDIÇÃO NOMINAL) **

RESUMO

TEMP. DO VAPOR (C) 540.09
 PRESSAO DO VAPOR (BAR) 180.00
 VAZAO DE VAPOR (KG/H) 1858105.85
 EFIC. DO 1 ESTAGIO DA TURBINA HP 0.83
 EFIC. DA BOMBA DE ALIM. 0.85
 CONSUMO DE ENERGIA DA PLANTA 0.67
 EFIC. DA CALDEIRA 0.90
 POT. NA BOMBA DE ALIM. (KW) 12902.36
 POT. BRUTA NO GERADOR (KW) 550000.09
 POT. LIQ. NO GERADOR (KW) 550000.00
 SAÍDA DA PLANTA (KW) 511500.09
 GHP (KJ/KW.H) 8427.81
 NHR (KJ/KW.H) 8625.52
 PHR (KJ/KW.H) 10305.28

TURBINA DE ALTA PRESSAO	TEMP. (C)	PRESSAO (BAR)	ENTALPIA (KJ/KG)	VAZAO (KG/H)
CONDIC. NA ENTRADA	540.00	180.00	3387.76	1855427.143
CONDIC. DE EXAUSTAO (ENTR. DO REAQUECEDOR)	376.58	60.00	3119.18	1663922.002
CONDIC. DE EXTRACAO (7)	376.58	60.00	3119.18	175295.508

TURBINA DE PRESSAO INTERMEDIARIA

CONDIC. DE ENTRADA	CONDIC. DE SAÍDA (ENTR. DA TURBINA LP)	CONDICAO DE EXTRACAO (6)	CONDICAO DE EXTRACAO (5)	CONDICAO DE EXTRACAO (4)
540.00	278.09	469.06	374.54	278.09
54.09	7.50	34.05	17.10	7.50
3520.62	3012.31	3382.13	3198.07	3012.31
1663922.002	1323827.469	161265.007	78289.011	98421.985

TURBINA BAIXA PRESSAO

CONDIC. DE ENTR. (ELET.)	CONDICAO DE EXTRACAO (3)	CONDICAO DE EXTRACAO (2)	CONDICAO DE EXTRACAO (1)
278.09	40.10	206.17	123.48
7.50	0.08	3.80	1.50
3012.31	2331.51	2874.36	2718.38
1323827.469	1112708.083	78688.815	75556.596
			57315.598

CONDENSADOR

CONDIC. DE ENTR. DO VAPOR (UEEP)	CONDIC. DE SAÍDA DO CONDENSAO	VAZAO DE AGUA DE RESFRIAMENTO (KG/H)	TEMPERATURA DE ENTRADA (C)	TEMPERATURA DE SAÍDA (C)
40.10	40.10	45620000.00	20.00	33.62
0.07	0.07			
2391.39	167.87			
1112708.083	1437097.637			

Tabela D.1 - Listagem de saída do programa (continuação).

PROGRAMA AVANÇADO DE BALANÇO DE ENERGIA

SAÍDA DO PROGRAMA (PARTE B)

** (CONDICAO NOMINAL) **

TRCQADOR DE CALOR (1) (DE SUPERF. C/ RESFR. DE DRENO	TTD(1)= 3.5, DCA(1)= 10.0)	TEMP. (C)	PRESSAO (BAR)	ENTALPIA (KJ/KG)	VAZAO (KG/M)
AGUA DE ALIM. NA SAIDA	40.93	7.30		171.86	1437097.64
AGUA DE ALIM. NA SAIDA	76.24	7.30		319.70	1437097.64
VAPOR DE EXTRACAO	79.74	0.47		2559.19	57315.60
CCNOIC. DO DRENO	50.93	0.47		213.18	259859.04
TRCQADOR DE CALOR (2) (DE SUPERFICIE	TTD(2)= 3.5)				
AGUA DE ALIM. NA ENTR.	76.24	7.30		319.70	1437097.64
AGUA DE ALIM. NA SAIDA	106.77	7.30		448.11	1437097.64
VAPOR DE EXTRACAO	123.21	1.45		2718.38	75556.60
CCNOIC. DO DRENO	110.27	1.45		462.49	184219.80
TRCQADOR DE CALOR (3) (DE SUPERFICIE	TTD(3)= 3.5)				
AGUA DE ALIM. NA ENTR.	106.77	7.30		448.11	1437097.64
AGUA DE ALIM. NA SAIDA	137.18	7.30		577.29	1437097.64
VAPOR DE EXTRACAO	205.90	3.68		2874.36	78688.81
CCNOIC. DO DRENO	140.68	3.68		592.07	108663.21
TRCQADOR DE CALOR (4) (DE CONTACTO	TTD(4)= 0.0)				
AGUA DE ALIM. NA ENTR.	137.18	7.30		577.29	1437097.64
AGUA DE ALIM. NA SAIDA	166.60	7.30		704.25	1858105.85
VAPOR DE EXTRACAO	277.81	7.30		3012.31	73443.32
CCNOIC. DO DRENO	166.60	7.30		704.25	1858105.85
TRCQADOR DE CALOR (5) (DE SUPERF. C/ RESFR. DE DRENO	TTD(5)= 2.0, DCA(5)= 5.0)				
AGUA DE ALIM. NA SAIDA	170.00	200.00		729.25	1858105.85
AGUA DE ALIM. NA SAIDA	201.49	200.00		867.00	1858105.85
VAPOR DE EXTRACAO	374.23	16.72		3198.07	78289.01
CCNOIC. DO DRENO	175.00	16.72		741.49	347564.89
TRCQADOR DE CALOR (6) (DE SUPERF. C/ RESFR. DE DRENO	TTD(6)= 2.0, DCA(6)= 5.0)				
AGUA DE ALIM. NA SAIDA	201.49	200.00		867.00	1858105.85
AGUA DE ALIM. NA SAIDA	237.87	200.00		1030.44	1858105.85
VAPOR DE EXTRACAO	468.69	33.40		3382.13	111548.92
CCNOIC. DO DRENO	206.49	33.40		882.34	258410.72
TRCQADOR DE CALOR (7) (DE SUPERF. C/ RESFR. DE DRENO	TTD(7)= 2.0, DCA(7)= 5.0)				

Tabela D.1 - Listagem de saída do programa (continuação).

AGUA DE ALIM. NA SAIDA	237.87	200.00	1030.44	1858105.85
AGUA DE ALIM. NA SAIDA	272.45	200.00	1194.09	1858105.85
VAPOR DE EXTRACAO	375.77	58.99	3119.18	145321.11
CONDIC. DO DRENO	242.87	58.99	1051.48	146861.80
PROGRAMA AVANÇADO DE BALANÇO DE ENERGIA				
SAIDA DO PROGRAMA (PARTE C)				
** (CONDICAO NOMINAL) **				
PRESSAO DE ENTRADA (BAR)		PRESSAO DE SAIDA (BAR)	VAZAO (KG/H)	POT. (KW)
BOMBA DE CONDENSADO	0.07	7.30	1437097.64	MOTDR 389.09
BOMBA DE ALIM.	7.30	200.00	1858105.85	TURBINA 12902.36
EXTRACCES OIVERSAS				
TEMP. DO VAPOR (C)		PRESSAO (BAR)	ENTALPIA DO VAPOR (KJ/KG)	VAZAO (KG/H)
P/ A TURBINA AUXILIAR	469.06	34.05	3382.13	49716.09
BOMBA DE ALIM.				41.32
VAPOR INDUSTRIAL (1)	376.58	60.00	3119.18	30000.00
VAPOR INDUSTRIAL (2)	278.09	7.50	3012.31	25000.00
(USADO COMO PREAQUECEDOR DE AR)				
				CONDIC. DE RETOFNO (C)
				41.32
				187.00 (LIC.SAT.)
				166.09 (LIC.SAT.)

Tabela D.1 - Listagem de saída do programa (continuação).

PROGRAMA AVANÇADO DE BALANÇO DE ENERGIA

SAÍDA DO PROGRAMA (PARTE D)

** (CONDIÇÃO NOMINAL) **

RESULTADOS PARA A VERSÃO DE EXECUÇÃO IMPLEMENTADA

SELO	TURBINA	DIRECIONAMENTO	VALOR DE SELAGEM ENTALPIA (KJ/KG)	VAZAO (KG/H)
1	LP	COND.-VAP.-SEL.	2828.40	394.663
2	LP	DESSUPERAQ.	2828.40	836.286
3	IP	COND.-VAP.-SEL.	3012.31	253.783
4	IP	DESSUPERAQ.	3012.31	1864.747
5	HP	COND.-VAP.-SEL.	3239.28	179.846
6	HP	DESSUPERAQ.	3249.46	5164.619
7	HP	TROCADOR (5)	3248.27	10865.167

DESSUPERQUECEDOR DE BAIXA PRESSÃO (L.P.-DSH.)

	ENTALPIA (KJ/KG)	VAZAO (KG/H)
VAZAO DE ENTRADA	3186.54	7029.367
VAZAO DE EXCESSO	3186.54	6274.345
AGUA DE DESSUPERQUECIMENTO	168.76	99.249
VAZAO DE VAPOR DE INJEÇÃO	2828.40	837.000

CONDENSADOR DE VAPOR DE SELAGEM (GSC)

	ENTALPIA (KJ/KG)	VAZAO (KG/H)
VAPOR DCS LABIRINTOS	2973.96	828.292
CONDICIONES DO DRENO	419.10	828.292
AGUA DE ALIM. NA ENTRADA	168.76	1423787.596
AGUA DE ALIM. NA SAÍDA	170.24	1423787.596

EJETOR DE AR (EJ.)

	ENTALPIA (KJ/KG)	VAZAO (KG/H)
VAPOR A ALTA PRESSÃO	3387.76	776.000
CONDICIONES DO DRENO	419.10	776.000
AGUA DE ALIM. NA ENTRADA	170.24	1423787.596
AGUA DE ALIM. NA SAÍDA	171.86	1423787.596

VAPOR DE RESFRIAMENTO

Tabela D.1 - Listagem de saída do programa (continuação).

ENTALPIA (KJ/KG)	VAZAO (KG/H)
3119.18	5443.000

VALVULAS DE CONTROLE

	ENTALPIA (KJ/KG)	VAZAO (KG/H)
VAPOR OPERAC. DE ALTA PRESSAO (EXTRATICO NA SAICA DA CALD.)	3387.76	1903.684
VAPOR OPERAC. DE BAIXA PRESSAO (EXTRATICO DO L.P.DSF.)	3186.54	18.000
VAPOR OPERAC. DE RETOR. A ALTA PRESSAO ENV. P/ O TROCADOR (T)	3387.76	1540.684
VAPOR OPERAC. DE RETOR. A BAIXA PRESSAO ENV. P/ O TROCADOR (I)	381.00	3378.253

Tabela D.1 - Listagem de saída do programa (continuação).

PROGRAMA AVANÇADO DE BALANÇO DE ENERGIA

SAÍDA DO PROGRAMA (PARTE A)

** (CONDIÇÃO DE CARGA PARCIAL, FRAÇÃO DE VAZÃO = .50) **
 ** (FRAGAÇÃO DE SAÍDA BRUTA DO GERADOR = 0.53) **

RESUMO

	TEMP. DO VAPOR (C)	PRESSAO (BAR)	VAZAO (KG/H)	EFIC.	CONSUMO DE ENERGIA (KW)	EFIC.	POT. BRUTA (KW)	POT. LIG. NO GERADOR (KW)	SAÍDA DA PLANTA (KW)	GHR (KJ/KW.H)	NHR (KJ/KW.H)	PHR (KJ/KW.H)	TEMP. (C)	PRESSAO (BAR)	ENTALRIA (KJ/KG)	VAZAO (KG/H)
TURBINA DE ALTA PRESSAO																
CONDIC. NA ENTRADA	540.00	180.00	934850.464										322.43	30.36	3387.76	934850.464
CONDIC. DE EXAUSTAO (ENTR. DO PEQUENCEDOR)	322.43	30.36	841858.562										420.54	65.39	3050.47	841858.562
CONDIC. DO PRIMEIRO ESTAGIO	420.54	65.39	934850.464										322.43	30.36	3222.71	934850.464
CONDIC. DE EXTRACAO (7)	322.43	30.36	84767.370												3050.47	84767.370
TURBINA DE PRESSAO INTERMEDIARIA																
CONDIC. DE ENTRADA	514.46	27.32	841858.562										514.46	3.83	3488.49	841858.562
CONDIC. DE SAÍDA (ENTR. DA TURBINA LP)	263.33	3.83	676141.292										263.33	3.83	2992.48	676141.292
CONDICAO DE EXTRACAO (6)	447.72	17.38	74745.417										447.72	8.83	3356.33	74745.417
CONDICAO DE EXTRACAO (5)	358.03	8.83	31965.582										358.03	8.83	3177.77	31965.582
CONDICAO DE EXTRACAO (4)	263.33	3.83	57925.203										263.33	3.83	2992.48	57925.203
TURBINA BAIXA PRESSAO																
CONDIC. DE ENTR.	263.33	3.83	676141.292										263.33	3.83	2992.48	676141.292
COND. DE SAÍDA (ELEP)	31.43	0.05	587882.556										31.43	0.05	2350.26	587882.556
CONDICAO DE EXTRACAO (3)	194.32	1.96	32843.269										194.32	1.96	2859.20	32843.269
CONDICAO DE EXTRACAO (2)	114.06	0.78	34381.514										114.06	0.78	2706.97	34381.514
CONDICAO DE EXTRACAO (1)	65.77	0.26	21475.953										65.77	0.26	2554.81	21475.953
CONDENSADOR																
CONDIC. DE ENTP. DO VAPOR (UEEP)	31.43	0.05	587882.556										31.43	0.05	2393.24	587882.556
CONDIC. DE SAÍDA DO CONDENSADO	31.43	0.05	765433.201										31.43	0.05	131.63	765433.201
VAZAO DE AGUA DE RESFRIAMENTO (KG/H) 45620000.00																
TEMPERATURA DE ENTRADA (C) 20.00																
TEMPERATURA DE SAÍDA (C) 27.23																

Tabela D.1 - Listagem de saída do programa (continuação).

PROGRAMA AVANÇADO DE BALANÇO DE ENERGIA

SAÍDA DO PROGRAMA (PARTE B)

** (CONDICAO DE CARGA PARCIAL, FRACAO DE VAZAO = 0.50) **
 ** (FRACAO DE SAÍDA BRUTA DO GERADOR = 0.53) **

	TEMP. (C)	PRESSAO (BAR)	ENTALPIA (KJ/KG)	VAZAO (KG/H)
TROCADOR DE CALOR (1) (DE SUPERF. C/ RESFR. DE DRENO TTD(1) = 3.5, DCA(1) = 10.0)				
AGUA DE ALIM. NA SAÍDA	32.92	8.75	138.50	765433.20
AGUA DE ALIM. NA SAÍDA	61.16	3.71	256.24	765433.20
VAPOR DE EXTRACAO	64.66	0.25	2554.81	21475.95
CCNDIC. DO DRENO	42.92	0.25	179.65	140719.73
TROCADOR DE CALOR (2) (DE SUPERFICIE TTD(2) = 3.5)				
AGUA DE ALIM. NA ENTR.	61.16	3.71	256.24	765433.20
AGUA DE ALIM. NA SAÍDA	88.26	3.71	369.86	765433.20
VAPOR DE EXTRACAO	113.89	0.75	2706.97	34381.51
CCNDIC. DO DRENO	91.76	0.75	384.36	97224.78
TROCADOR DE CALOR (3) (DE SUPERFICIE TTD(3) = 3.5)				
AGUA DE ALIM. NA ENTR.	88.26	3.71	369.86	765433.20
AGUA DE ALIM. NA SAÍDA	115.04	3.71	482.82	765433.20
VAPOR DE EXTRACAO	194.15	1.90	2859.20	32843.27
CCNDIC. DO DRENO	118.54	1.90	497.55	62843.27
TROCADOR DE CALOR (4) (DE CONTACTO TTD(4) = 0.0)				
AGUA DE ALIM. NA ENTR.	115.04	3.71	482.82	765433.20
AGUA DE ALIM. NA SAÍDA	140.91	3.71	593.02	937531.46
VAPOR DE EXTRACAO	263.16	3.71	2992.48	32925.20
CCNDIC. DO DRENO	140.91	3.71	593.02	937531.46
TROCADOR DE CALOR (5) (DE SUPERF. C/ RESFR. DE DRENO TTD(5) = 2.0, DCA(5) = 5.0)				
AGUA DE ALIM. NA SAÍDA	144.79	186.00	620.90	937531.46
AGUA DE ALIM. NA SAÍDA	171.42	186.00	735.29	937531.46
VAPOR DE EXTRACAO	357.84	8.60	3177.77	31965.58
CCNDIC. DO DRENO	149.79	8.60	631.47	139173.06
TROCADOR DE CALOR (6) (DE SUPERF. C/ RESFR. DE DRENO TTD(6) = 2.0, DCA(6) = 5.0)				
AGUA DE ALIM. NA SAÍDA	171.42	186.00	735.29	937531.46
AGUA DE ALIM. NA SAÍDA	202.29	186.00	869.90	937531.46
VAPOR DE EXTRACAO	447.50	16.99	3356.33	45395.71
CCNDIC. DO DRENO	176.42	16.99	747.74	101705.08
TROCADOR DE CALOR (7)				

Tabela D.1 - Listagem de saída do programa (continuação).

(DE SUPERF. C/ RESFF. DE DRENQ	TID(7)=	2.0,	UCA(7)=	5.0)				
AGUA DE ALIM. NA SAIDA	202.29	186.00	869.90	937531.46				
AGUA DE ALIM. NA SAIDA	231.40	186.00	1000.46	937531.46				
VAPOR DE EXTRACAO	321.79	29.76	3050.47	54767.37				
CONDIC. DO DRENQ	207.29	29.76	885.82	56309.37				
PROGRAMA AVANÇADO DE BALANÇO DE ENERGIA								
SAIDA DO PROGRAMA (PARTE C)								
** (CONDICAO DE CAPA PARCIAL, FRACAO DE VAZAO = 0.50) **								
** (FRACAO DE SAIDA BRUTA DO GERADOR = 0.53) **								
	PRESSAO DE ENTRADA (BAR)	PRESSAO DE SAIDA (EAP)	VAZAO (KG/H)	ACIÃO	POT. (KW)			
BOMBA DE CONDENSAO	0.05	8.75	765433.2	MOTOR	249.26			
BOMBA DE ALIM.	3.71	186.00	937531.46	TURBINA	7258.40			
EXTRACCES DIVERSAS								
	TEMP. DO VAPOR (C)	PRESSAO (BAR)	ENTALPIA DO VAPOR (KJ/KG)	VAZAO (KG/H)	CONDIC. DE FETCENO (C)			
P/ A TURBINA AUXILIAR	447.72	17.38	3356.33	29349.70	33.26			
BOMBA DE ALIM.								
VAPOR INDUSTRIAL (1)	322.43	30.36	3050.47	30000.00	187.00			
VAPOR INDUSTRIAL (2)	263.33	3.83	2992.48	25000.00	140.62			
(USADO COMO PRAQUECEDOR DE AR)								

Tabela D.1 - Listagem de saída do programa (continuação).

PROGRAMA AVANÇADO DE BALANÇO DE ENERGIA				
SAÍDA DO PROGRAMA (PARTE D)				
**	(CONDIÇÃO DE CARGA PARCIAL, FRACAO DE VAZAO = 0.50) **			
**	(FRACAO DE SAÍDA BRUTA DO GERADOR = 0.53) **			
RESULTADOS PARA A VERSAO DE EXECUCAO IMPLEMENTADA				
SELO	TURBINA	DIRECIONAMENTO	VAPOR DE SELAGEM ENTALPIA (KJ/KG)	VAZAO (KG/H)
1	LP	COND.VAP.SEL.	2828.40	395.000
2	LP	DESSUPERAQ.	2828.40	837.000
3	IP	COND.VAP.SEL.	2992.48	254.000
4	IP	DESSUPERAQ.	2992.48	827.068
5	HP	COND.VAP.SEL.	3172.21	180.000
6	HP	DESSUPERAQ.	3183.11	2542.138
7	HP	TROCADOR (5)	3181.52	5502.394
DESSUPERAQUECEDOR DE BAIXA PRESSAO (L.P.DSH.)				
	ENTALPIA	VAZAO		
	(KJ/KG)	(KG/H)		
VAZAO DE ENTRADA	3136.31	3369.206		
VAZAO DE EXCESSO	3136.31	2600.010		
AGUA DE DESSUPERAQUECIMENTO	132.70	85.804		
VAZAO DE VAPOR DE INJECAO	2828.40	837.000		
CONDENSADOR DE VAPOR DE SELAGEM (GSC)				
	ENTALPIA	VAZAO		
	(KJ/KG)	(KG/H)		
VAPOR DOS LABIRINTOS	2953.32	829.000		
CONDICAOES DO ORENDO	419.10	829.000		
AGUA DE ALIM. NA ENTRADA	132.70	759471.181		
AGUA DE ALIM. NA SAÍDA	135.47	759471.181		
EJETOR DE AR (EJ.)				
	ENTALPIA	VAZAO		
	(KJ/KG)	(KG/H)		
VAPOR A ALTA PRESSAO	3387.76	776.000		
CONDICAOES DO ORENDO	419.10	776.000		
AGUA DE ALIM. NA ENTRADA	135.47	759471.181		
AGUA DE ALIM. NA SAÍDA	138.50	759471.181		

Tabela D.1 - Listagem de saída do programa (continuação).

VAPOR DE RESFRIAMENTO

ENTALPIA (KJ/KG)	VAZAO (KG/H)
3050.47	5443.000

VALVULAS DE CONTRULE

	ENTALPIA (KJ/KG)	VAZAO (KG/H)
VAPOR OPERAC. DE ALTA PRESSAO (EXTRAICO NA SAICA DA CALD.)	3387.76	1905.000
VAPOR OPERAC. DE BAIXA PRESSAO (EXTRAICO DO L.P. DSP.)	3136.31	18.000
VAPOR OPERAC. DE RETOR. A ALTA PRESSAO ENV. P/O TROCADOR (7)	3387.76	1542.000
VAPOR OPERAC. DE RETOR. A BAIXA PRESSAO ENV. P/O TROCADOR (1)	381.00	3375.880

APÊNDICE E

ANÁLISE DA HIPÓTESE DE DIFERENÇA DE TEMPERATURA TERMINAL (TTD)
CONSTANTE PARA OS TROCADORES DE CALOR 1 E 2

Neste Apêndice, são realizados balanços de energia para a determinação da vazão extraída em dois trocadores de calor, quando estes estão submetidos à condição hipotética de carga parcial. No primeiro exercício, admite-se que haja variação das TTD dos trocadores. Já no segundo, o balanço de energia é realizado admitindo-se TTD constantes. Nestes exercícios, procurou-se guardar a mesma ordem de grandeza da situação real que se verifica na planta utilizada para a validação. Para tanto, estes trocadores de calor hipotéticos foram submetidos a uma condição semelhante àquela ocorrida para os trocadores 1 e 2, da Fig. 2.8, em carga parcial de 50%. Em decorrência das alterações das TTD, somente as propriedades do vapor de extração e da água de alimentação na entrada do primeiro trocador serão iguais nos dois casos. Na Fig. E.1 são apresentados os trocadores de calor 1 e 2 com as respectivas variáveis de interesse nesta análise.

As propriedades constantes para os dois casos são:

$$t_{1e1} = t_{oe1} = 57 \text{ [}^\circ\text{C]} \text{ (sat.)}$$

$$t_{1e2} = t_{oe2} = 78 \text{ [}^\circ\text{C]} \text{ (sat.)}$$

$$h_{1c1} = 150 \text{ [kJ/kg]}$$

$$\dot{m}_c = 440000 \text{ [kg/h]}$$

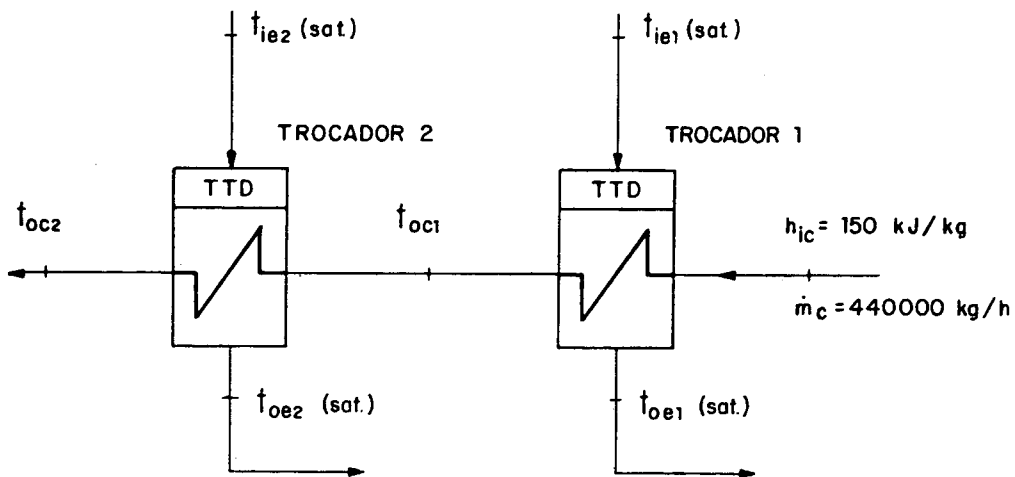


Figura E.1 - Representação esquemática dos trocadores de calor utilizados na análise da hipótese de TTD constantes.

1º Caso: TTD variáveis com a condição de carga.

Neste primeiro Caso as TTD são assumidas como variáveis ao longo das condições de operação. Para esta condição de carga parcial, o valor das TTD é:

$$TTD = 1,0 \text{ [}^\circ\text{C]}$$

Através da Eq. (2.13) chega-se à temperatura de saída da água de alimentação nos dois trocadores de calor:

$$t_{oc1} = t_{ie1} - TTD$$

$$t_{oc1} = 57 - 1$$

$$t_{oc1} = 56 \text{ [}^\circ\text{C]}$$

E:

$$t_{oc2} = t_{ie2} - TTD$$

$$t_{oc2} = 78 - 1$$

$$t_{oc2} = 77 \text{ [}^\circ\text{C]}$$

Como a pressão da água de alimentação atingida pelo fabricante neste estágio de bombeamento é reduzida, a entalpia da água neste exercício é determinada a partir das condições de líquido saturado para as temperaturas t_{oc1} e t_{oc2} , resultando em:

$$h_{oc1} = 234,8 \text{ [kJ/kg]}$$

$$h_{oc2} = 322,5 \text{ [kJ/kg]}$$

A condição de entrada do vapor de extração nos dois trocadores de calor, é dependente da posição em que é realizada a extração ao longo da turbina. Já a drenagem é realizada na condição de água saturada. A entalpia na entrada e na saída destes trocadores é:

$$h_{ie1} = 2603,7 \text{ [kJ/kg]}$$

$$h_{oe1} = 238,4 \text{ [kJ/kg]}$$

$$h_{ie2} = 2639,8 \text{ [kJ/kg]}$$

$$h_{oe2} = 327,31 \text{ [kJ/kg]}$$

Através de um balanço de energia nos dois trocadores, são determinadas as vazões de extração direcionadas para estes dois equipamentos:

$$\dot{m}_{e1} = \dot{m}_c \cdot \frac{(h_{oc1} - h_{ic1})}{(h_{ie1} - h_{oe1})}$$

$$\dot{m}_{e1} = 440000 \cdot \frac{(234,8 - 150)}{(2603,7 - 238,4)}$$

$$\dot{m}_{e1} = 15774,7 \text{ [kg/h]}$$

$$\dot{m}_{e2} = \dot{m}_c \cdot \frac{(h_{oc2} - h_{ic2})}{(h_{ie2} - h_{oe2})}$$

$$\dot{m}_{e2} = 440000 \cdot \frac{(322,5 - 234,8)}{(2639,8 - 327,31)}$$

$$\dot{m}_{e2} = 16686,8 \text{ [kg/h]}$$

2º Caso: TTD constantes com a condição de carga.

Agora, o comportamento das TTD é assumido como constante ao longo das condições de operação do ciclo. Para esta condição de carga parcial, o valor da TTD é:

$$TTD^* = 2,0 \text{ [°C]}$$

Utilizando-se da Eq. (2.13), determina-se a temperatura de saída da água de alimentação no dois trocadores de calor:

$$t_{oc1}^* = t_{ie1} = TTD^*$$

$$t_{oc1}^* = 57 - 2$$

$$t_{oc1}^* = 55 \text{ [°C]}$$

E:

$$t_{oc2}^* = t_{ie2} - TTD^*$$

$$t_{oc2}^* = 78 - 2$$

$$t_{oc2}^* = 76 \text{ [}^\circ\text{C]}$$

As novas entalpias, decorrentes dos novos valores para a temperatura de saída da água de alimentação nos dois trocadores de calor, são:

$$h_{oc1}^* = 230,6 \text{ [kJ/kg]}$$

$$h_{oc2}^* = 318,93 \text{ [kJ/kg]}$$

As condições de extração permanecem inalteradas e correspondem àquelas obtidas para o Caso 1.

De posse de todas as propriedades necessárias aos balanços de energia nos trocadores de calor, são determinadas as vazões extraídas para estes equipamentos:

$$\dot{m}_{e1}^* = \dot{m}_c \cdot \frac{(h_{oc1}^* - h_{ic1})}{(h_{ie1} - h_{oe1})}$$

$$\dot{m}_{e1}^* = 440000 \cdot \frac{(230,6 - 150)}{(2603,7 - 238,4)}$$

$$\dot{m}_{e1}^* = 14993,4 \text{ [kg/h]}$$

$$\dot{m}_{e2}^* = \dot{m}_c \cdot \frac{(h_{oc2}^* - h_{ic2})}{(h_{ie2} - h_{oc2})}$$

$$\dot{m}_{e2}^* = 440000 \cdot \frac{(318,93 - 230,6)}{(2639,8 - 327,31)}$$

$$\dot{m}_{e2}^* = 16806,6 \text{ [kg/h]}$$

Neste segundo Caso, as propriedades destacadas com um asterisco, correspondem àquelas que sofreram alterações em relação ao seu valor original no primeiro Caso.

Verificação dos desvios no cálculo das vazões de extração:

Extração 1:

$$E. \text{ } _{m_{e1}} \% = \frac{(\dot{m}_{e1}^* - \dot{m}_{e1})}{\dot{m}_{e1}} \cdot 100$$

$$E. \text{ } _{m_{e1}} \% = \frac{(14993,4 - 15774,7)}{15774,7} \cdot 100$$

$$E. \text{ } _{m_{e1}} \% = -4,95\%$$

Extração 2:

$$E. \text{ } _{m_{e2}} \% = \frac{(\dot{m}_{e2}^* - \dot{m}_{e2})}{\dot{m}_{e2}} \cdot 100$$

$$E. \text{ } _{m_{e2}} \% = \frac{(16806,6 - 16686,8)}{16686,8} \cdot 100$$

$$E_{m e 2} \% = 0,72\%$$

Assim, neste breve exercício pode-se constatar duas implicações provenientes da hipótese de TTD constantes:

i) o primeiro dos trocadores de calor é o maior responsável pela absorção dos erros provenientes desta hipótese;

ii) os desvios obtidos no cálculo das extrações destes trocadores confirmam os desvios encontrados para os resultados numéricos.

APÊNDICE F

ANÁLISE DA HIPÓTESE DE DIFERENÇA DE TEMPERATURA TERMINAL (TTD)
CONSTANTE PARA UM TROCADOR DE SUPERFÍCIE INSTALADO APÓS UM
TROCADOR DE CONTACTO

No Apêndice E, verificou-se que o primeiro dos trocadores de calor é o responsável pela absorção dos erros provenientes da consideração de TTD constantes, quando estas TTD são iguais entre si e possuem um comportamento idêntico. Neste Apêndice, será demonstrado que o cálculo da vazão extraída para um trocador de contacto, estará também sujeito a erros provenientes da hipótese de TTD constante.

Novamente, no primeiro exercício é admitida a variação da TTD e, no segundo, é simulada a condição em que a TTD é constante. Foi guardada a ordem de grandeza entre a situação encontrada para a usina utilizada para validação e os exercícios. Para tanto, estes trocadores de calor hipotéticos foram submetidos a uma condição semelhante àquela ocorrida para os trocadores 4 e 5 da Fig. 2.8, em carga parcial de 50%. Em decorrência das alterações da TTD, somente as propriedades do vapor de extração e da água de alimentação na entrada do segundo trocador foram mantidas constantes. Na Fig. F.1 são apresentados os trocadores de calor com as respectivas variáveis de interesse nesta análise de sensibilidade.

As propriedades constantes para os dois casos são:

$$t_{1e1} = t_{oe1} = 132 \text{ [}^\circ\text{C]} \text{ (sat.)}$$

$$\Delta h_B = 27 \text{ [kJ/kg]}$$

$$h_{1c2} = 581,0 \text{ [kJ/kg]}$$

$$p_{c2} = 16,55 \text{ [MPa]}$$

$$t_{ie2} = t_{oe2} = 147 \text{ [}^\circ\text{C]} \text{ (sat.)}$$

$$\dot{m}_c = 540000 \text{ [kg/h]}$$

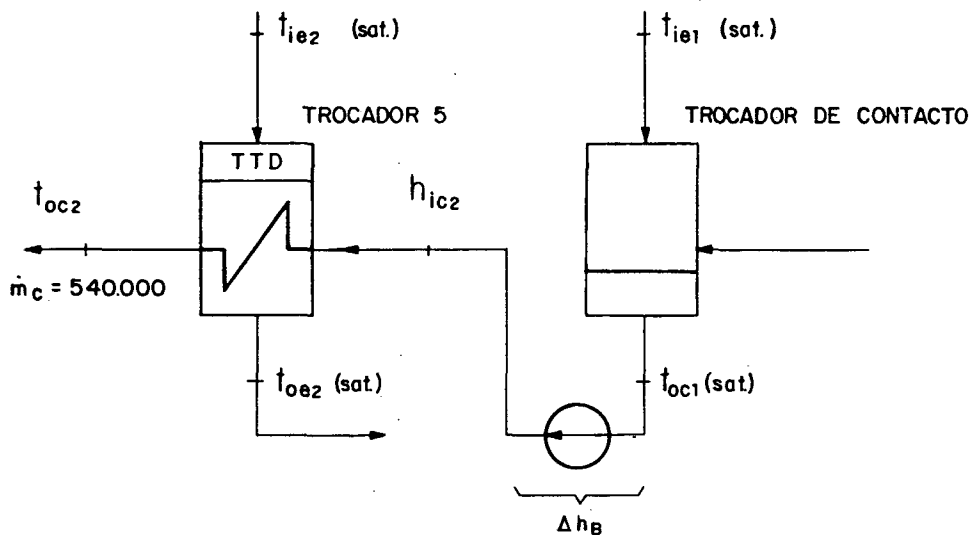


Figura F.1 - Representação esquemática dos trocadores de calor utilizados na análise da hipótese de TTD constante para um trocador de calor de superfície instalado após um trocador de contacto.

1º Caso: TTD variáveis com a condição de carga.

Neste primeiro Caso, as TTD são assumidas como variáveis ao longo das condições de operação. Para esta condição de carga parcial, o valor das TTD é:

$$\text{TTD} = 0,5 \text{ [}^\circ\text{C]} \text{}$$

Através da Eq. (2.13) chega-se à temperatura de saída da água de alimentação no trocador de calor de superfície:

$$t_{oc2} = t_{ie2} - TTD$$

$$t_{oc2} = 147 - 0,5$$

$$t_{oc2} = 146,5 \text{ [}^\circ\text{C]}$$

Utilizando-se da pressão e temperatura da água de alimentação na saída do trocador de calor de superfície, pode-se determinar a entalpia de saída da água de alimentação neste trocador de calor:

$$h_{oc2} = 626,38 \text{ [kJ/kg]}$$

A condição de entrada e saída da extração no trocador de calor de superfície é, respectivamente, vapor e água saturada. A entalpia do vapor dependerá da sua condição na extração da turbina. Já a entalpia da água dependerá da pressão reinante no trocador de calor. O valor destas propriedades é:

$$h_{ie2} = 2742,1 \text{ [kJ/kg]}$$

$$h_{oe2} = 618,2 \text{ [kJ/kg]}$$

Através de um balanço de energia no trocador de superfície, é determinada a vazão de extração direcionada para este trocador:

$$\dot{m}_{e2} = \dot{m}_c \cdot \frac{(h_{oc2} - h_{ic2})}{(h_{ie2} - h_{oe2})}$$

$$\dot{m}_{e2} = 540000 \cdot \frac{(626,38 - 581,00)}{(2742,10 - 618,20)}$$

$$\dot{m}_{e2} = 11538,70 \text{ [kg/h]}$$

2º Caso: TTD constante com a condição de carga.

Agora, o comportamento da TTD é assumido como constante ao longo das condições de operação do ciclo. Para esta condição de carga parcial, o valor da TTD é:

$$TTD^* = 1,0 \text{ [}^\circ\text{C]}$$

Utilizando-se da Eq. (2.13), determina-se a temperatura de saída da água de alimentação no trocador de calor de superfície:

$$t_{oc2}^* = t_{ie2} - TTD^*$$

$$t_{oc2}^* = 147 - 1,0$$

$$t_{oc2}^* = 146 \text{ [}^\circ\text{C]}$$

A nova condição de saída da entalpia da água de alimentação no trocador de superfície, decorrente do novo valor da temperatura da água nesta posição, é:

$$h_{oc2}^* = 624,26 \text{ [kJ/kg]}$$

As condições de extração permanecem inalteradas e correspondem àquelas obtidas para o Caso 1.

De posse de todas as propriedades necessárias à determinação da vazão de extração do trocador de calor de superfície, realiza-se o balanço de energia neste equipamento:

$$\dot{m}_{e2}^* = \dot{m}_c \cdot \frac{(h_{oc2}^* - h_{ic2})}{(h_{ie2} - h_{oe2})}$$

$$\dot{m}_{e2}^* = 540000 \cdot \frac{(624,26 - 581)}{(2742,10 - 618,2)}$$

$$\dot{m}_{e2}^* = 10999,5 \text{ [kg/h]}$$

Neste segundo Caso, as propriedades destacadas com asterisco, correspondem àquelas que sofreram alterações em relação ao seu valor original no primeiro caso.

Verificação do desvio no cálculo da vazão de extração:

$$E_{m_{e2}} \% = \frac{(\dot{m}_{e2}^* - \dot{m}_{e2})}{\dot{m}_{e2}} \cdot 100$$

$$E_{m_{e2}} \% = \frac{(10999,5 - 11538,7)}{11538,7} \cdot 100$$

$$E_{m_{e2}} \% = -4,7\%$$

Novamente a tendência do erro percentual confirma o comportamento dos desvios encontrados para os valores numéricos da simulação. Quanto aos trocadores de calor instalados após o trocador de superfície, espera-se um comportamento semelhante ao encontrado para o trocador 2 do Apêndice E, uma vez que, as TTD destes trocadores de calor são iguais entre si e possuem um comportamento idêntico.

APÊNDICE G

AVALIAÇÃO DA INFLUÊNCIA DOS DESVIOS NAS PROPRIEDADES DO VAPOR DE EXTRAÇÃO SOBRE A DETERMINAÇÃO DA VAZÃO DE EXTRAÇÃO

Neste Apêndice, serão avaliados os efeitos dos desvios associados à determinação das propriedades do vapor de extração, sobre o cálculo das vazões de extração. Como pode ser verificado na Tabela 4.7, os maiores desvios encontrados para a temperatura de extração, residem na condição de carga de 50%. Verificando-se agora a Tabela 4.6, percebe-se que os maiores desvios ocorreram para as vazões de extração 1 e 5 na condição de carga de 50%. Assim, a investigação será restrita a estas extrações na condição de carga parcial de 50%. Primeiramente será dada investigação aos trocadores 1 e 2 e, a seguir, aos trocadores 4 e 5.

G.1. Avaliação da influência das propriedades do vapor de extração sobre o cálculo da vazão de extração dos trocadores de calor 1 e 2.

Na Fig. G.1 são apresentados os trocadores de calor 1 e 2 com as respectivas propriedades de interesse nesta análise de sensibilidade.

Nesta análise, as seguintes propriedades serão mantidas constantes nos dois casos:

$$h_{ic1} = 150 \text{ [kJ/kg]}$$

$$\dot{m}_c = 440000 \text{ [kg/h]}$$

$$TTD = 2,0 \text{ [}^\circ\text{C]}$$

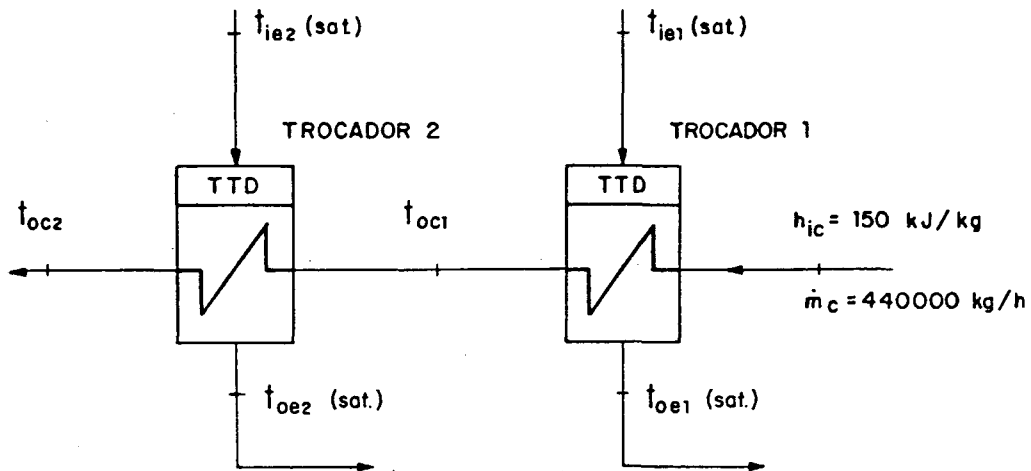


Figura G.1 - Representação esquemática dos trocadores de calor utilizados na análise da influência das propriedades do vapor de extração sobre o cálculo da quantidade de vapor extraída.

1º Caso: Propriedades de extração corretas.

Neste primeiro caso, as propriedades de extração são assumidas como sendo corretas nesta condição de carga parcial. Assim, as temperaturas de extração assumem os seguintes valores:

$$t_{ie1} = t_{oe1} = 57 \text{ [}^\circ\text{C (sat.)]}$$

$$t_{ie2} = t_{oe2} = 78 \text{ [}^\circ\text{C (sat.)]}$$

A entalpia de entrada e saída do ramo de extração de cada trocador de calor é:

$$h_{ie1} = 2603,7 \text{ [kJ/kg]}$$

$$h_{oe1} = 238,4 \text{ [kJ/kg]}$$

$$h_{ie2} = 2639,8 \text{ [kJ/kg]}$$

$$h_{oe2} = 327,31 \text{ [kJ/kg]}$$

A temperatura de saída da água de alimentação é determinada através da Eq. (2.13):

$$t_{oc1} = t_{ie1} - TTD$$

$$t_{oc1} = 57 - 2$$

$$t_{oc1} = 55 \text{ [}^\circ\text{C]}$$

E:

$$t_{oc2} = t_{ie2} - TTD$$

$$t_{oc2} = 78 - 2$$

$$t_{oc2} = 76 \text{ [}^\circ\text{C]}$$

A pressão da água de alimentação deste estágio de bombeamento é bastante reduzida. Desta forma, pode-se determinar a entalpia a partir da condição de saturação para as temperaturas t_{oc1} e t_{oc2} , resultando em:

$$h_{oc1} = 230,6 \text{ [kJ/kg]}$$

$$h_{oc2} = 318,93 \text{ [kJ/kg]}$$

Assim, ficam determinadas todas as propriedades necessárias aos balanços de energia, o que permite a determinação das vazões de extração.

$$\dot{m}_{e1} = \dot{m}_c \frac{(h_{oc1} - h_{ic1})}{(h_{ie1} - h_{oe1})}$$

$$\dot{m}_{e1} = 440000 \frac{(230,6 - 150)}{(2603,6 - 238,4)}$$

$$\dot{m}_{e1} = 14993,4 \text{ [kg/h]}$$

$$E: \quad \dot{m}_{e2} = \dot{m}_c \frac{(h_{oc2} - h_{ic2})}{(h_{ie2} - h_{oe2})}$$

$$\dot{m}_{e2} = 440000 \frac{(318,93 - 230,6)}{(2639,8 - 327,31)}$$

$$\dot{m}_{e2} = 16806,6 \text{ [kg/h]}$$

2º Caso: Propriedades de extração incorretas.

Agora, as propriedades de extração são assumidas como incorretas nesta condição de carga parcial. Aplicando os desvios encontrados para a temperatura de extração 1 e 2 na condição de carga de 50% da Tabela 4.7, os novos valores para a temperatura de extração serão:

$$t_{ie1}^* = 56,5 \text{ [}^\circ\text{C]} \text{ (sat.)}$$

$$t_{ie2} = 78,0 \text{ [}^\circ\text{C]} \text{ (sat.)}$$

A temperatura de extração do trocador de calor 2 é a mesma ocorrida no primeiro Caso uma vez que, não há desvio entre o valor numérico e o valor do fabricante. Portanto, as condições de extração e saída da água de alimentação permanecerão inalteradas.

A entalpia de entrada e saída do ramo de extração do trocador de calor 1 é:

$$h_{ie1} = 2603,70 \text{ [kJ/kg]}$$

$$h_{oe1}^* = 236,92 \text{ [kJ/kg]} \text{ (sat.)}$$

A temperatura de saída da água de alimentação do trocador de calor 1 é determinada através de:

$$t_{oc1}^* = t_{ie1}^* - TTD$$

$$t_{oc1}^* = 56,5 - 2,0$$

$$t_{oc1}^* = 54,5 \text{ [}^\circ\text{C]}$$

Novamente, a pressão da água de alimentação deste estágio de bombeamento é bastante reduzida. Desta forma, determina-se a entalpia a partir da condição de saturação para a temperatura t_{oc1}^* :

$$h_{oc1}^* = 228,48 \text{ [kJ/kg]}$$

Tendo-se determinado todas as propriedades necessárias ao balanço de energia nos trocadores parte-se, então, para a determinação das vazões de extração:

$$\dot{m}_{e1}^* = \dot{m}_c \frac{(h_{oc1}^* - h_{ic1})}{(h_{ie1} - h_{oe1}^*)}$$

$$\dot{m}_{e1}^* = 440000 \frac{(228,48 - 150,00)}{(2603,70 - 236,02)}$$

$$\dot{m}_{e1}^* = 14589,90 \text{ [kg/h]}$$

$$\dot{m}_{e2}^* = \dot{m}_c \frac{(h_{oc2} - h_{ic2}^*)}{(h_{ie2} - h_{oe2})}$$

$$\dot{m}_{e2}^* = 440000 \frac{(318,93 - 228,48)}{(2639,80 - 327,31)}$$

$$\dot{m}_{e2}^* = 17210,00 \text{ [kg/h]}$$

Neste segundo Caso as propriedades destacadas com asterisco, correspondem àquelas que sofreram alterações em relação ao seu valor original.

Verificação dos desvios no cálculo das vazões de extração:

Extração 1:

$$E_{m_{e1}} \% = \left(\frac{\dot{m}_{e1}^* - \dot{m}_{e1}}{\dot{m}_{e1}} \right) \cdot 100$$

$$E_{m_{e1}} \% = \left(\frac{14589,90 - 14993,40}{14993,40} \right) \cdot 100$$

$$E_{m_{e1}} \% = -2,7\%$$

Extração 2:

$$E_{m_{e2}} \% = \left(\frac{\dot{m}_{e2}^* - \dot{m}_{e2}}{\dot{m}_{e2}} \right) \cdot 100$$

$$E_{m_{e2}} \% = \left(\frac{17210,02 - 16806,60}{16806,60} \right) \cdot 100$$

$$E_{m_{e2}} \% = 2,4\%$$

Os desvios encontrados neste exercício, são da mesma ordem de grandeza

e confirmam o comportamento dos desvios verificados na Tabela 4.6. Isto denota que as propriedades de extração são responsáveis pelos desvios ocorridos no cálculo da vazão extraída dos trocadores de calor 1 e 2.

G.2. Avaliação da influência das propriedades do vapor de extração sobre o cálculo da vazão de extração do trocador de calor 5.

Na Fig. G.2 é apresentado um arranjo de trocadores de calor equivalente aos trocadores 4 e 5 da Fig. 2.8 com as respectivas propriedades de interesse nesta análise de sensibilidade.

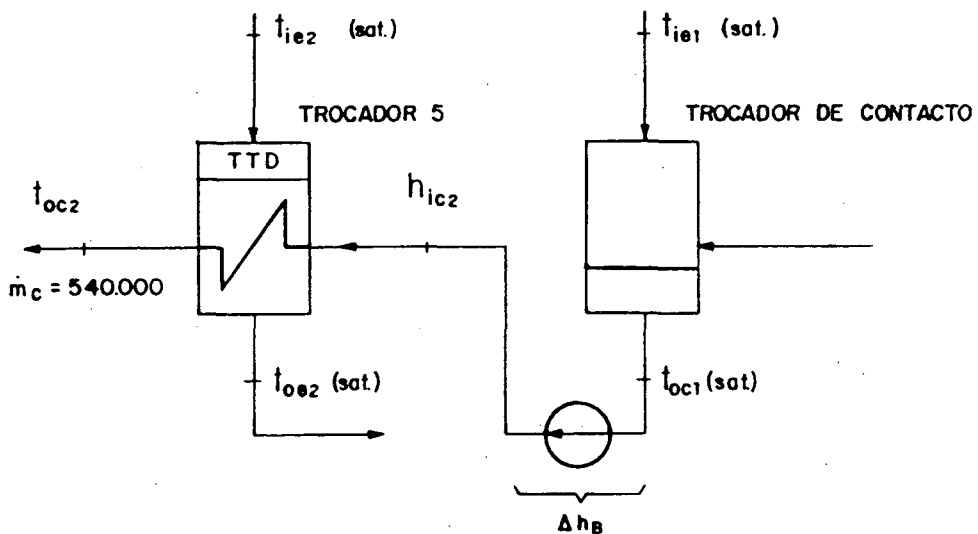


Figura G.2 - Representação esquemática dos trocadores de calor utilizados na análise da influência das propriedades do vapor de extração sobre a quantidade de vapor extraída para um trocador de calor de superfície instalado após um de contacto.

Nesta análise, as seguintes propriedades serão mantidas constantes nos dois casos:

$$\Delta h_B = 27 \text{ [kJ/kg]}$$

$$\text{TTD} = 1,0 \text{ [}^\circ\text{C]}$$

$$p_{c2} = 16,55 \text{ [MPa]}$$

$$\dot{m}_c = 540000 \text{ [kg/h]}$$

1º Caso: Propriedades de extração corretas.

Neste primeiro caso, as propriedades de extração são assumidas como sendo corretas nesta condição de carga parcial de 50%. Assim, as temperaturas de extração assumem os seguintes valores:

$$t_{1e1} = t_{oc1} = 132 \text{ [°C] (sat.)}$$

$$t_{1e2} = t_{oe2} = 147 \text{ [°C] (sat.)}$$

A entalpia de entrada e saída do ramo de extração do trocador de calor 2 é:

$$h_{1e2} = 2742,1 \text{ [kJ/kg]}$$

$$h_{oe2} = 618,2 \text{ [kJ/kg]}$$

Para a água de alimentação na saída do trocador de calor de contacto, a entalpia é:

$$h_{oc1} = 554,02 \text{ [kJ/kg]}$$

A entalpia de entrada da água de alimentação no segundo trocador de calor, pode ser obtida a partir da entalpia de saída da água de alimentação no primeiro trocador e do trabalho de bombeamento introduzido na substância de trabalho. Assim:

$$h_{1c2} = h_{oc1} + \Delta h_B$$

$$h_{1c2} = 554,02 + 27$$

$$h_{1c2} = 581,02 \text{ [kJ/kg]}$$

A temperatura de saída da água de alimentação no segundo trocador de calor pode ser determinada a partir da Eq. (2.13):

$$t_{oc2} = t_{1e2} - \text{TTD}$$

$$t_{oc2} = 147 - 1,0$$

$$t_{oc2} = 146 \text{ [}^\circ\text{C]}$$

De posse do par pressão e temperatura da água de alimentação na saída do segundo trocador de calor, determina-se a entalpia nesta posição:

$$h_{oc2} = 624,26 \text{ [kJ/kg]}$$

Desta forma, ficam estabelecidas todas as propriedades necessárias ao cálculo da vazão de extração no segundo trocador de calor:

$$\dot{m}_{e2} = \dot{m}_c \cdot \frac{(h_{oc2} - h_{1c2})}{(h_{1e2} - h_{oe2})}$$

$$\dot{m}_{e2} = 540000 \cdot \frac{(624,26 - 581,02)}{(2742,10 - 618,20)}$$

$$\dot{m}_{e2} = 10999,5 \text{ [kg/h]}$$

2º Caso: Propriedades de extração incorretas.

Neste segundo caso, as propriedades de extração passam a ser assumidas como incorretas para a condição de carga parcial. Aplicando os

desvios encontrados para a temperatura de extração 4 e 5 na condição de carga de 50% da Tabela 4.7, os novos valores para a temperatura de extração serão:

$$t_{ie1}^* = 131,6 \text{ [}^\circ\text{C]} \text{ (sat)}$$

$$t_{ie2}^* = 146,5 \text{ [}^\circ\text{C]} \text{ (sat)}$$

Estas temperaturas promovem uma alteração na condição de saída do dreno dos trocadores. Os novos valores para a entalpia nestes drenos são:

$$h_{oe1}^* = 552,94 \text{ [kJ/kg]}$$

$$h_{oe2}^* = 618,70 \text{ [kJ/kg]}$$

A entalpia de entrada da água de alimentação no segundo trocador de calor será:

$$h_{ic2}^* = h_{oc1}^* + \Delta h_B$$

$$h_{ic2}^* = 552,94 + 27$$

$$h_{ic2}^* = 579,94 \text{ [kJ/kg]}$$

A temperatura de saída da água de alimentação no segundo trocador de calor pode ser obtida através da Eq. (2.13):

$$t_{oc2}^* = t_{ie2} - \text{TTD}$$

$$t_{oc2}^* = 146,5 - 1,0$$

$t_{oc2}^* = 145,5 \text{ [}^\circ\text{C]}$
--

Com o novo valor da temperatura da água de alimentação na saída do segundo trocador de calor e com a pressão nesta posição, determina-se a entalpia da água:

$$h_{oc2} = 622,78 \text{ [kJ/kg]}$$

Com o estabelecimento de todas as propriedades necessárias ao balanço de energia no segundo trocador, realiza-se o cálculo da vazão extraída neste equipamento:

$$\dot{m}_{e2}^* = \dot{m}_c \cdot \frac{(h_{oc2}^* - h_{ic2}^*)}{(h_{ie2}^* - h_{oe2}^*)}$$

$$\dot{m}_{e2}^* = 540000 \cdot \frac{(622,78 - 579,94)}{(2742,10 - 618,70)}$$

$$\dot{m}_{e2}^* = 10894,6 \text{ [kg/h]}$$

Verificação dos desvios no cálculo das vazões de extração:

$$E_{m_{e1}} \% = \frac{(\dot{m}_{e1}^* - \dot{m}_{e1})}{\dot{m}_{e1}} \cdot 100$$

$$E_{m_{e1}} \% = \frac{(10896,7 - 10999,5)}{10999,5} \cdot 100$$

$$E_{m_{e1}} \% = -0,95\%$$

O desvio obtido neste exercício para o cálculo da vazão extraída para o segundo trocador, confirma o comportamento do desvio verificado na Tabela

4.6. No entanto, o desvio determinado neste exercício não é da mesma ordem de grandeza daquele encontrado na Tabela 4.6. Isto permite concluir que as propriedades de extração não estão sendo responsáveis pelos grandes desvios obtidos nesta extração para a condição de carga parcial de 50%.

APÊNDICE H

ANÁLISE DO EFEITO DOS DESVIOS NA DETERMINAÇÃO DAS PROPRIEDADES DA
ÁGUA DE ALIMENTAÇÃO NA ENTRADA DO PRIMEIRO TROCADOR DE CALOR

O objetivo deste Apêndice é a verificação do efeito associado ao desvio encontrado na determinação das propriedades da água de alimentação na entrada do primeiro dos trocadores de calor. Esta verificação é realizada para a condição de carga parcial de 50% para o trocador de calor 1 da Fig. 2.8. Foi escolhida esta condição de carga uma vez que, os maiores desvios ocorridos no cálculo da vazão extraída e na determinação das propriedades de extração se manifestam de maneira mais expressiva nesta condição.

No primeiro exercício, admite-se que a entalpia está correta. Já o segundo, simula a condição em que a entalpia sofre um desvio de 0,64%, equivalente à situação verificada na condição de carga de 50% da Tabela 4.8. Na Fig. H.1 é apresentado o trocador de calor com as respectivas variáveis de interesse nesta análise.

As propriedades que permanecerão inalteradas para os dois casos são:

$$t_{ie} = t_{oe} = 57 \text{ [}^\circ\text{C]} \text{ (sat)}$$

$$t_{oc} = 55 \text{ [}^\circ\text{C]}$$

$$\dot{m}_c = 440000 \text{ [kg/h]}$$

1º Caso: Valor correto para a entalpia da água de alimentação na entrada do primeiro trocador de calor.

Condição do vapor de extração:

$$h_{ie} = 2603,7 \text{ [kJ/kg]}$$

$$h_{oe} = 238,4 \text{ [kJ/kg]}$$

Condições da água de alimentação:

$$h_{ic} = 150,0 \text{ [kJ/kg]}$$

$$h_{oc} = 230,6 \text{ [kJ/kg]}$$

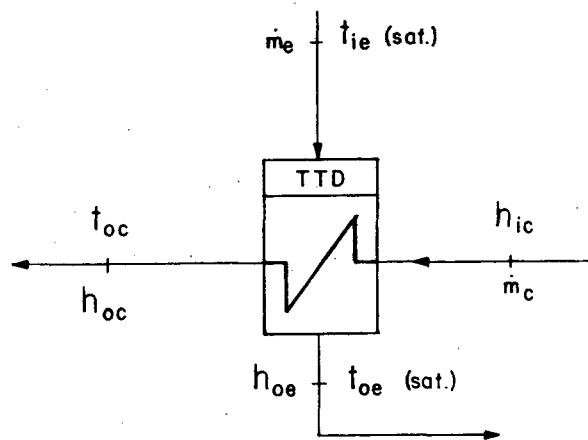


Figura H.1 - Representação esquemática do trocador de calor utilizado na análise do efeito dos desvios na entalpia de entrada da água de alimentação.

Com as propriedades necessárias ao balanço de energia, determina-se a quantidade de vapor extraída para este trocador de calor:

$$\dot{m}_e = \dot{m}_c \frac{(h_{oc} - h_{ic})}{(h_{ie} - h_{oe})}$$

$$\dot{m}_e = 440000 \frac{(230,6 - 150,0)}{(2603,7 - 238,4)}$$

$$\dot{m}_e = 14993,4 \text{ [kg/h]}$$

2º Caso: Valor incorreto para a entalpia da água de alimentação na entrada do primeiro trocador.

A única propriedade que sofre alterações no seu valor original em relação ao primeiro caso, é a entalpia de entrada da água de alimentação no trocador de calor. É introduzido um erro de 0,64% nesta propriedade, simulando a mesma situação ocorrida na Tabela 4.8. Assim:

$$h_{ic}^* = h_{ic} = 1,0064$$

$$h_{ic}^* = 150 \cdot 1,0064$$

$$h_{ic}^* = 150,96 \text{ [kJ/kg]}$$

A vazão de vapor extraída para este trocador de calor será:

$$\dot{m}_e^* = \dot{m}_c \frac{(h_{oc} - h_{ic}^*)}{(h_{ie} - h_{oe})}$$

$$\dot{m}_e^* = 440000 \frac{(230,6 - 150,96)}{(2630,70 - 238,40)}$$

$$\dot{m}_e^* = 14814,90 \text{ [kg/h]}$$

As propriedades destacadas com asterisco, correspondem àquelas que sofreram alterações nos seus valores originais em relação ao primeiro caso.

Verificação dos desvios no cálculo da vazão de extração:

$$E. \text{ }_{m_{e1}} \% = \frac{(\dot{m}_{e1}^* - \dot{m}_{e1})}{\dot{m}_{e1}} \cdot 100$$

$$E. \text{ }_{m_{e1}} \% = \frac{(14814,9 - 14993,4)}{14993,4} \cdot 100$$

$E. \text{ }_{m_{e1}} \% = -1,2\%$

Este desvio confirma o comportamento do desvio encontrado para a vazão de extração do primeiro trocador na condição de carga parcial de 50% na Tabela 4.6. O desvio obtido neste exercício é da mesma ordem de grandeza do desvio ocorrido na Tabela 4.6, o que permite concluir que, as propriedades de entrada da água de alimentação no primeiro trocador são responsáveis pelo desvio na determinação da vazão de extração do primeiro trocador de calor.

APÊNDICE I

ANÁLISE DO EFEITO DOS DESVIOS NA DETERMINAÇÃO DAS PROPRIEDADES DA
ÁGUA DE ALIMENTAÇÃO NA SAÍDA DO QUINTO TROCADOR DE CALOR
SOBRE O CÁLCULO DA VAZÃO EXTRAÍDA

Neste Apêndice, é avaliado o efeito do desvio encontrado entre a entalpia calculada pelo fabricante e aquela obtida através da referência [16] para a água de alimentação sobre a determinação da vazão extraída para o trocador de calor número 5. No primeiro exercício, é realizado um balanço de energia considerando que o cálculo da condição de saída da água de alimentação está correto. Já, no segundo, é aplicado um desvio artificial de 0,54%, o que corresponde ao desvio encontrado entre a entalpia estabelecida pelo fabricante e a obtida através da referência [16], conforme é citado no Capítulo 4.

Na Fig. I.1 é apresentado o trocador de calor submetido às condições semelhantes àsquelas encontradas pelo fabricante para o trocador 5 na condição de carga parcial de 50%.

As propriedades que permanecerão constantes nos dois casos são:

$$h_{ie} = 3100 \text{ [kJ/kg]}$$

$$h_{oe} = 580 \text{ [kJ/kg]}$$

$$h_{ic} = 585 \text{ [kJ/kg]}$$

$$\dot{m}_c = 540.000 \text{ [kg/h]}$$

1º Caso: Entalpia de saída da água de alimentação correta.

A entalpia de saída da água de alimentação é:

$$h_{oc} = 630 \text{ [kJ/kg]}$$

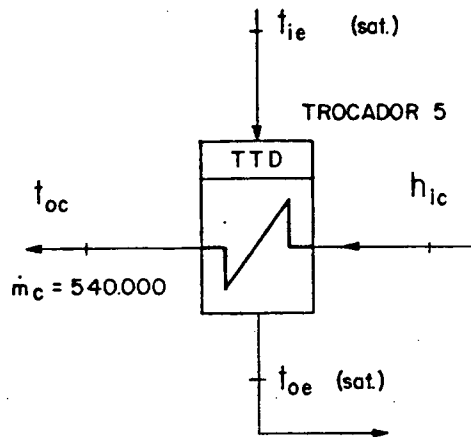


Figura I.1 - Representação esquemática do trocador de calor utilizado na análise da influência do desvio na entalpia de saída da água de alimentação do trocador de calor 5.

De posse de todas as propriedades necessárias à realização do balanço de energia, realiza-se o cálculo da vazão extraída para este trocador de calor:

$$\dot{m}_e = \dot{m}_c \frac{(h_{oc} - h_{ic})}{(h_{ie} - h_{oe})}$$

$$\dot{m}_e = 540000 \frac{(630 - 585)}{(3100 - 580)}$$

$$\dot{m}_e = 9642,86 \text{ kg/h}$$

2º Caso: Entalpia de saída da água de alimentação com desvio.

Neste caso é aplicado um desvio artificial de 0,54%, correspondente àquele encontrado para a entalpia do fabricante. Desta forma, o novo valor

para a entalpia será:

$$h_{oc}^* = h_{oc} \cdot 1,0054$$

$$h_{oc}^* = 630 \cdot 1,0054$$

$$h_{oc}^* = 633,4 \text{ [kJ/kg]}$$

Com o estabelecimento de todas as propriedades necessárias ao balanço de energia no trocador de calor, determina-se a vazão de vapor extraído para este equipamento:

$$\dot{m}_e^* = \dot{m}_c \frac{(h_{oc}^* - h_{ic})}{(h_{ie} - h_{oe})}$$

$$\dot{m}_e^* = 540000 \frac{(633,4 - 585)}{(3100 - 580)}$$

$$\dot{m}_e^* = 10371,8 \text{ [kg/h]}$$

Verificação do desvio no cálculo da vazão de extração:

$$E_{m_e} \% = \frac{(\dot{m}_e^* - \dot{m}_e)}{\dot{m}_e} \cdot 100$$

$$E_{m_e} \% = \frac{(10371,8 - 9642,86)}{9642,86} \cdot 100$$

$$E_{m_e} \% = 7,6\%$$

Este erro encontrado na determinação da vazão de extração, confirma o comportamento verificado para o cálculo realizado pelo fabricante, o qual prevê uma vazão de extração maior do que a obtida numericamente. Outro aspecto a ser considerado, é que esta análise de sensibilidade apresentou um desvio da mesma ordem de grandeza do desvio encontrado na Tabela 4.6, para a condição de carga de 50%, na extração do trocador 5. Isto permite concluir que, os desvios na determinação das propriedades da água de alimentação na saída deste trocador, é uma das causas responsáveis pelo desvio no cálculo da vazão extraída para este equipamento.