

BR 92 30300  
INIS-BR -- 3042

**LUIZ ANTONIO NEGRO MARTIN LOPEZ**

**Eng. Mecânico, Faculdade de Engenharia Industrial-FEI, 1979**

**CONCEPÇÃO E SIMULAÇÃO ESTÁTICA DO  
CIRCUITO SECUNDÁRIO DE USINAS  
NUCLEARES DE PEQUENA POTÊNCIA**

Dissertação apresentada à  
Escola Politécnica da USP  
para obtenção do título  
de Mestre em Engenharia  
Mecânica.

**Orientador: Prof. Dr. José Maria Saiz Jabardo**  
**Departamento de Engenharia Mecânica**

São Paulo, 1989

<b>COMUT</b>	PROGRAMA DE COMUT BIBLIOTECA
BB	
PEDIDO Nº	04845/1

**AGRADECIMENTOS**

- Ao Prof. Dr. *José Maria Saiz Jabardo*, pelo incentivo e orientação ao longo do trabalho.
  
- Ao Instituto de Pesquisas Energéticas e Nucleares da Comissão Nacional de Energia Nuclear (IPEN/CNEN-SP) e a Coordenadoria para Projetos Especiais (COPESP) do Ministério da Marinha pelos recursos de informática cedidos.
  
- Aos funcionários do CPD do IPEN/CNEN-SP, em especial a Sra. *Maria Aparecida Hellmeister Trezza*, pela sua contribuição na parte de computação.
  
- A minha esposa *Lôra*, pelo seu apoio e compreensão.

## RESUMO

Este trabalho apresenta o desenvolvimento de um programa de computador que agiliza a tomada de decisões de projeto na fase de concepção do circuito secundário de pequenas usinas nucleares do tipo PWR, por meio de experimentos numéricos com baixos custo e tempo.

Inicialmente, é descrita a primeira parte do programa cujo objetivo é pré-dimensionar automaticamente os componentes fundamentais do circuito secundário a partir de condições de projeto estabelecidas pelo usuário.

A seguir é apresentada a segunda parte do programa, que simula a operação estática em cargas parciais da planta pré-dimensionada, através da geração e solução de sistemas de 17 a 107 equações algébricas não lineares.

O programa foi testado para diversos casos de abrangência e na parte final deste trabalho são avaliados os resultados da aplicação do programa, bem como são propostos alguns trabalhos futuros.

## ABSTRACT

This work presents a computer program that has been developed with the purpose of making easier the decisions concerning the design of the secondary loop of small PWR nuclear power plants through numerical experiments of low running costs and short time.

Initially, the first part of the computer program is described. It aims to preliminarily design several major components of the secondary circuit from user-defined design conditions.

Next, the second part of the computer program is presented. It simulates the steady state operation at part-load conditions of the preliminary design of the plant by generating and solving systems of simultaneous nonlinear algebraic equations, their number varying from 17 to 107.

The computer program has been tested for several application cases. The program results are discussed in the last part of the work, along with several aspects to be added to the program in future works.

## INDICE

Agradecimentos . . . . .	I
Resumo . . . . .	II
Abstract . . . . .	.III
Indice . . . . .	IV
Indice de figuras . . . . .	IX
Indice de tabelas . . . . .	X
Indice de sub-rotinas e funções . . . . .	XI
Nomenclatura . . . . .	.XII
Subscritos e Superscritos . . . . .	.XII
1 - INTRODUÇÃO . . . . .	1
1.1 O Uso do Computador para o Projeto e Simulação . . . . .	4
1.2 Revisão Bibliográfica . . . . .	12
1.3 A Necessidade de um Programa Especifico . . . . .	12
2 - O CICLO MOTOR A VAPOR . . . . .	14
2.1 Aplicação dos Ciclos Motores a Vapor . . . . .	14
2.2 Aumento do Rendimento dos Ciclos Motores a Vapor . . . . .	15
2.3 Tipos de Ciclos Regenerativos . . . . .	15
2.4 Rendimento do Ciclo Regenerativo x N <sup>o</sup> de Pré-aquecedores	16
3 - O PROGRAMA LUNERG . . . . .	19
4 - PRE-DIMENSIONAMENTO: O MÓDULO PROJET . . . . .	23
4.1 Dados de Entrada do Módulo PROJET . . . . .	25
4.2 Etapas de Execução do Módulo PROJET . . . . .	26
4.2.1 Máx. Dif. de Entalpia da Agua de Alimentação . . . . .	26

4.2.2	Diferença de Entalpia por Pré-aquecedor . . . . .	28
4.2.3	Diferença de Temperatura por Pr -aquecedor. . . . .	33
4.2.4	Temperatura no Gerador de Vapor . . . . .	33
4.2.5	Temperatura de Saída do Pré-aquecedor 1 . . . . .	33
4.2.6	Temp. de Saída do i-ésimo Pré-aquecedor . . . . .	35
4.2.7	Temp. de Sat. no i-ésimo Pré-aquecedor. . . . .	35
4.2.8	Vazão de Vapor para o Condensador . . . . .	35
4.3	Pré-dimensionamento de Componentes . . . . .	36
4.3.1	Pré-dimensionamento da Turbina	
	Sub-rotina TURBO . . . . .	36
4.3.1.1	Pressão do Vapor na i-ésima Extração . . . . .	36
4.3.1.2	Diferença de Entalpia Máxima Teórica . . . . .	38
4.3.1.3	Eficiência Relativa da Turbina . . . . .	41
4.3.1.4	Eficiência Mecânica da Turbina . . . . .	42
4.3.1.5	Eficiência Global da Turbina . . . . .	43
4.3.1.6	Diferença de Entalpia Máxima Real . . . . .	43
4.3.1.7	Entalpia nas Extrações da Turbina . . . . .	43
4.3.1.8	Frações Mássicas Extraídas da Turbina. . . . .	49
4.3.1.9	Eficiência do Gerador Elétrico . . . . .	52
4.3.1.10	Dif. de Entalpia entre as Extrações . . . . .	52
4.3.1.11	Trabalho Específico da Turbina . . . . .	53
4.3.1.12	Vazão Mássica de Vapor de Admissão . . . . .	54
4.3.2	Pré-dimensionamento do Condensador	
	Sub-rotina CONDER . . . . .	55
4.3.2.1	Carga Térmica . . . . .	57
4.3.2.2	Coeficiente Global de Transm. de Calor . . . . .	57
4.3.2.3	Temp. de Saída da Água de Resfriamento . . . . .	60
4.3.2.4	Vazão de Água de Resfriamento . . . . .	60
4.3.2.5	Dif. de Temp. Média Logaritmica . . . . .	60
4.3.2.6	Area de Troca de Calor . . . . .	60

	VI
4.3.2.7	Número de Tubos . . . . . 60
4.3.2.8	Perdas de Carga . . . . . 62
4.3.2.9	Diâmetro dos Bocais de Água de Resfr. . 64
4.3.2.10	Diâmetro do Condensador . . . . . 64
4.3.2.11	Relação Comprim./Diâm. do Condensador . 64
4.3.2.12	Diagrama de Blocos da Sub-rotina CONDER 65
4.3.3	Pré-dimensionamento dos Pré-aquecedores
	Sub-rotina HEATER . . . . . 68
4.3.3.1	Carga Térmica . . . . . 68
4.3.3.2	Diferença de Temp. Média Logarítmica . . 69
4.3.3.3	Coefficiente Global de Transm. de Calor . 69
4.3.3.4	Area de Troca de Calor . . . . . 71
4.3.3.5	Número de Tubos . . . . . 71
4.3.3.6	Diâmetro . . . . . 72
4.3.3.7	Diagrama de Blocos da Sub-rotina HEATER 72
5	- SIMULAÇÃO: O Módulo SIMULA . . . . . 74
5.1	Considerações e Hipóteses . . . . . 74
5.2	Equacionamentos do Módulo SIMULA . . . . . 81
5.2.1	Variação da Vazão de Vapor de Adm. na Turbina . . 81
5.2.2	Variação das Pressões nas Extrações da Turbina . . 83
5.2.3	Variação dos Saltos Entálpicos na Turbina . . . . 85
5.2.4	Ação das Válvulas da Turbina com a Carga . . . . . 87
5.2.5	Op. do Cond. em Condições Distintas da Nominal . . 88
5.2.5.1	Equacionamento . . . . . 88
5.2.6	Comportamento dos Pré-aquec. em Cargas Parciais . 92
5.3	O Sistema de Equações e a sua Solução . . . . . 95
5.4	Sistemas de Equações - Resumo . . . . . 99
5.4.1	Grupo 1 - Admissão da Turbina . . . . . 101

5.4.2	Grupo 2 - Expansão até a Primeira Extração . . . . .	.102
5.4.3	Grupo 3 - Expansão após a Última Extração. . . . .	.103
5.4.4	Grupo 4 - Expansões entre duas Extrações . . . . .	.104
5.5	Identificação das Variáveis . . . . .	.106
5.6	Reidentificação das Variáveis . . . . .	.107
5.7	Forma Funcional das Equações . . . . .	.109
5.8	Adoção dos Valores de Partida das Variáveis . . . . .	.112
5.9	Cálculo dos Valores das Funções	
	Sub-rotina CALFUN . . . . .	.121
5.10	Solução do Sistema de Equações	
	Sub-rotina NSO1AD . . . . .	.122
6	- RESULTADOS DO PROGRAMA LUNERG . . . . .	.123
6.1	Resultados Gerais do Módulo PROJET . . . . .	.123
	6.1.1 Pressões nas Extrações x Grau de Regeneração . . . . .	.123
	6.1.2 Trabalho Específico da Turbina . . . . .	.126
	6.1.3 Rendimento Global x Grau de Regeneração . . . . .	.128
	6.1.4 Área do Condensador x Material dos Tubos . . . . .	.131
	6.1.5 Área do Condensador x Espessura dos Tubos . . . . .	.132
	6.1.6 Área do Condensador x Temperatura da Água . . . . .	.133
6.2	Pré-dimensionamento Global de Plantas pelo Módulo PROJET	.136
6.3	Simulação Operacional de Plantas pelo Módulo SIMULA . . . . .	.140
	6.3.1 Saída Típica do Módulo SIMULA . . . . .	.140
	6.3.2 Rendimento Global x Carga da Usina . . . . .	.154
	6.3.3 Efetividade do Pré-aquecedor x Carga da Usina . . . . .	.155
	6.3.4 Vazão de Água de Resfriamento x Carga da Usina . . . . .	.156
	6.3.5 Pressão na Extração x Carga da Usina . . . . .	.157
7	- CONCLUSÕES E RECOMENDAÇÕES . . . . .	.158

REFERENCIAS . . . . .	160
APENDICE A - O MÓDULO PERIFÉRICO DE APOIO . . . . .	164
A1 Propriedades do Vapor Saturado Sub-rotina SATURA . . . . .	164
A2 Propriedades do Vapor Superaquecido Sub-rotina SUPERA . . . . .	169
A3 Pressão de Saturação Sub-rotina LINSAP . . . . .	173
A4 Temperatura de Saturação Sub-rotina LINSAT . . . . .	175
APENDICE B - SAIDAS TÍPICAS DO MÓDULO PROJET. . . . .	177
B1 Usina de 10 MWe com 1 Pré-aquecedor. . . . .	178
B2 Usina de 10 MWe com 5 Pré-aquecedores. . . . .	188
B3 Usina de 10 MWe com 10 Pré-aquecedores. . . . .	200
APENDICE C - LISTAGEM DO PROGRAMA LUNERG . . . . .	217
C1 Módulo PROJET . . . . .	217
C2 Módulo SIMULA . . . . .	241

## INDICE DE FIGURAS

Figura 1	Esquema básico de uma usina nuclear do tipo PWR . . .	01
Figura 2	Ciclo motor a vapor regenerativo . . . . .	16
Figura 3	Diagrama T x s para a água . . . . .	17
Figura 4	Esquema dos circuitos enfocados pelo Programa LUNERG . . .	19
Figura 5	Modo operacional do Programa LUNERG. . . . .	21
Figura 6	Diagrama de blocos do Módulo PROJET. . . . .	24
Figura 7	Diagrama de blocos da Sub-rotina DHAGUA. . . . .	27
Figura 8a	Aquecimento regenerativo da água de alimentação. . . . .	29
Figura 8b	Ciclo regenerativo com pré-aquecedores tipo mistura. . . . .	30
Figura 9	Pré-aquecimento da água de alimentação . . . . .	34
Figura 10	Diagrama de blocos da Sub-rotina TURBO . . . . .	37
Figura 11	Salto entálpico máximo teórico . . . . .	38
Figura 12	Diagrama de blocos da Sub-rotina DHTMAX . . . . .	40
Figura 13	Eficiência relativa x potência da turbina. . . . .	41
Figura 14	Eficiência mecânica x potência da turbina. . . . .	42
Figura 15	Salto entálpico máximo real. . . . .	43
Figura 16	Salto entálpico na turbina . . . . .	44
Figura 17	Possibilidades de expansão nas válvulas. . . . .	45
Figura 18	Diagrama de blocos da Sub-rotina EXPREA. . . . .	48
Figura 19	Esquema do circuito . . . . .	50
Figura 20	Diagrama de blocos da Sub-rotina FRAMAS. . . . .	51
Figura 21	Eficiência do gerador elétrico x potência. . . . .	52
Figura 22	Salto entálpico e frações e mássicas extraídas . . . . .	53
Figura 23	Diagrama de blocos da Sub-rotina TRABES . . . . .	54
Figura 24	Configuração típica do condensador de 1 passe. . . . .	55
Figura 25	Diagrama de blocos da Sub-rotina MATROC . . . . .	59
Figura 26	Diagrama de blocos da Sub-rotina GTUBO . . . . .	61
Figura 27	Diagrama de blocos da Sub-rotina CONDER. . . . .	66
Figura 28	Diagrama de blocos da Sub-rotina HEATER. . . . .	73
Figura 29	Formas básicas de controle da potência do reator . . . . .	77
Figura 30	Processo de expansão do vapor na turbina . . . . .	81
Figura 31	Diagrama de fluxo de informações . . . . .	96
Figura 32	Diagrama de blocos da Sub-rotina CALFUN. . . . .	121
Figura 33	Pressões nas extrações x grau de regeneração . . . . .	125
Figura 34	Trabalho específico x grau de regeneração. . . . .	127
Figura 35	Rendimento global x grau de regeneração. . . . .	129
Figura 36	Aumento de rendimento x grau de regeneração. . . . .	130
Figura 37	Area do cond. x material dos tubos p/div. potências. . . . .	131
Figura 38	Area do condensador x espessura dos tubos . . . . .	132
Figura 39	Area do condensador x temperatura da água . . . . .	134
Figura 40	Diagrama de usina de 10 MWe com 1 pré-aquecedor . . . . .	137
Figura 41	Diagrama de usina de 10 MWe com 5 pré-aquecedores . . . . .	138
Figura 42	Diagrama de usina de 10 MWe com 10 pré-aquecedores . . . . .	139
Figura 43	Rendimento global x carga da usina . . . . .	154
Figura 44	Efetividade do pré-aquecedor x carga da usina. . . . .	155
Figura 45	Vazão de água de resfriamento x carga da usina . . . . .	156
Figura 46	Pressão na extração x carga da usina . . . . .	157
Figura 47	Diagrama de Mollier - turbina com 1 extração. . . . .	181
Figura 46	Diagrama de Mollier - turbina com 5 extrações . . . . .	192
Figura 49	Diagrama de Mollier - turbina com 10 extrações . . . . .	206

## INDICE DE TABELAS

Tabela 1	Montagem dos sistemas de equações . . . . .	100
Tabela 2	Variáveis do Grupo 4 . . . . .	108
Tabela 3	Pressões nas extrações da turb. para usinas de 10 MWe	124
Tabela 4	Valores de trabalho específico da turbina . . . . .	126
Tabela 5	Rendimento global x grau de regeneração e potência .	128
Tabela 6	Propriedades do vapor saturado . . . . .	167
Tabela 7	Propriedades do vapor superaquecido . . . . .	171
Tabela 8	Temperatura x pressão de saturação . . . . .	174
Tabela 9	Pressão x temperatura de saturação . . . . .	176

INDICE DE SUB-ROTINAS E FUNÇÕES

Sub-rotina	DHAGUA	. . . . .	27
Sub-rotina	TURBO	. . . . .	36
Sub-rotina	DHTMAX	. . . . .	38
Sub-rotina	EXPREA	. . . . .	44
Sub-rotina	FRANAS	. . . . .	50
Sub-rotina	TRABES	. . . . .	53
Sub-rotina	CONDER	. . . . .	55
Sub-rotina	MATROC	. . . . .	58
Sub-rotina	KTUBO	. . . . .	60
Sub-rotina	GTUBO	. . . . .	61
Sub-rotina	HEATER	. . . . .	68
Sub-rotina	SICON	. . . . .	91
Sub-rotina	GRUPO1	. . . . .	101
Sub-rotina	GRUPO2	. . . . .	103
Sub-rotina	GRUPO3	. . . . .	104
Sub-rotina	GRUPO4	. . . . .	105
Sub-rotina	INICIA	. . . . .	112
Sub-rotina	START	. . . . .	112
Sub-rotina	START4	. . . . .	112
Sub-rotina	CALFUN	. . . . .	121
Sub-rotina	NUREQ	. . . . .	123
Sub-rotina	NSO1AD	. . . . .	123
Sub-rotina	SATURA	. . . . .	164
Sub-rotina	SUPERA	. . . . .	169
Sub-rotina	LINSAP	. . . . .	173
Sub-rotina	LINSAT	. . . . .	175
Função	EFRELA.	. . . . .	41
Função	EFMECA.	. . . . .	42
Função	EFGERA.	. . . . .	52
Função	DITROC.	. . . . .	58
Função	TETROC.	. . . . .	58
Função	DPCDEX.	. . . . .	62
Função	BWGESP.	. . . . .	61
Função	DPEST1.	. . . . .	62
Função	DPEST?.	. . . . .	62
Função	DPCDS1.	. . . . .	63
Função	DPCDS2.	. . . . .	63

## NOMENCLATURA

XII

A	área (m <sup>2</sup> )
BWG	Birmingham Wire Gage (espessura de tubo)
C	capacidade térmica horária (KJ/°C h)
C <sub>v</sub>	coeficiente de vazão de válvula
c <sub>p</sub>	calor específico a pressão constante (KJ/Kg K)
D	diâmetro (m)
d	diâmetro médio de palhetamento (m)
dt <sub>t</sub>	diferença terminal de temperaturas (°C)
esp	espessura de tubo (mm)
F	fator de correção do U <sub>gcd</sub>
f	função
g	grau de regeneração (n <sup>o</sup> de pré-aquecedores)
G	vazão de água de resfriamento (m <sup>3</sup> /h)
h	entalpia (KJ/Kg)
K,k	constante
DTML	diferença de temperatura média logarítmica (°C)
l	altura de palhetamento (m)
L	comprimento por passe multiplicado por p (m)
M	fator de correção do U <sub>gpq</sub>
m	vazão mássica (Kg/s)
N	número de tubos
NUT	número de unidades de transferência
n	número
p	número de passes
pat	passo de tubos (mm)
P	pressão (MPa)
pot	potência (MW)
q	vazão por tubo para velocidade unitária (l/s)
Q	carga térmica (KW)
R	equação (126)
S	área superficial externa de tubo/metro (m)
s	entropia (KJ/Kg K)
T	temperatura absoluta (K)
trab	trabalho (KJ)
t	temperatura (°C)
U	coeficiente de transmissão de calor (W/m <sup>2</sup> K)
v	volume específico (m <sup>3</sup> /Kg)
V	velocidade (m/s)
x	título de vapor
$\rho$	massa específica (Kg/m <sup>3</sup> )
$\eta$	eficiência, rendimento (%)
$\Delta$	variação
$\epsilon$	efetividade (%)
$\Sigma$	somatório
$\lambda$	pressão reduzida
$\theta$	temperatura reduzida
$\infty$	infinito
$\alpha$	fração mássica
$\chi$	razão entre saltos entálpicos

## SUBSCRITOS

aa	água de alimentação
ad	admissão
ar	água de resfriamento
baa	bomba de água de alimentação
bar	bomba de água de resfriamento
bec	bomba de extração de condensado
bo	bocal
cd	condensador, condensação
d	diâmetro
dr	dreno
e	entrada, elétrico
ef	entrada de fluido frio
ell	elétrica líquida
esp	espelho, específico
ex	extração
f	fluido frio
g	grau de regeneração
ger	gerador elétrico
gl	global
gr	gerador elétrico-relativo
gv	gerador de vapor
i	contador
k	razão entre cps
l	líquido, liq. saturado, limpeza
m	material
max	máximo
mec	mecânica
med	média
min	mínimo
n	nominal
o	externo
p	parcial
pa	palheta de turbina
pq	pré-aquecedor
prim	circuito primário
q	fluido quente
r	real
rel	relativa
s	saída
sat	saturação
sec	circuito secundário
sf	saída de fluido frio
sub	sub-resfriamento
sva/	saída das válvulas
t	temperatura
tb	turbina
tu	tubo
tmax	teórico máximo
v	vapor, vapor saturado
val	válvula

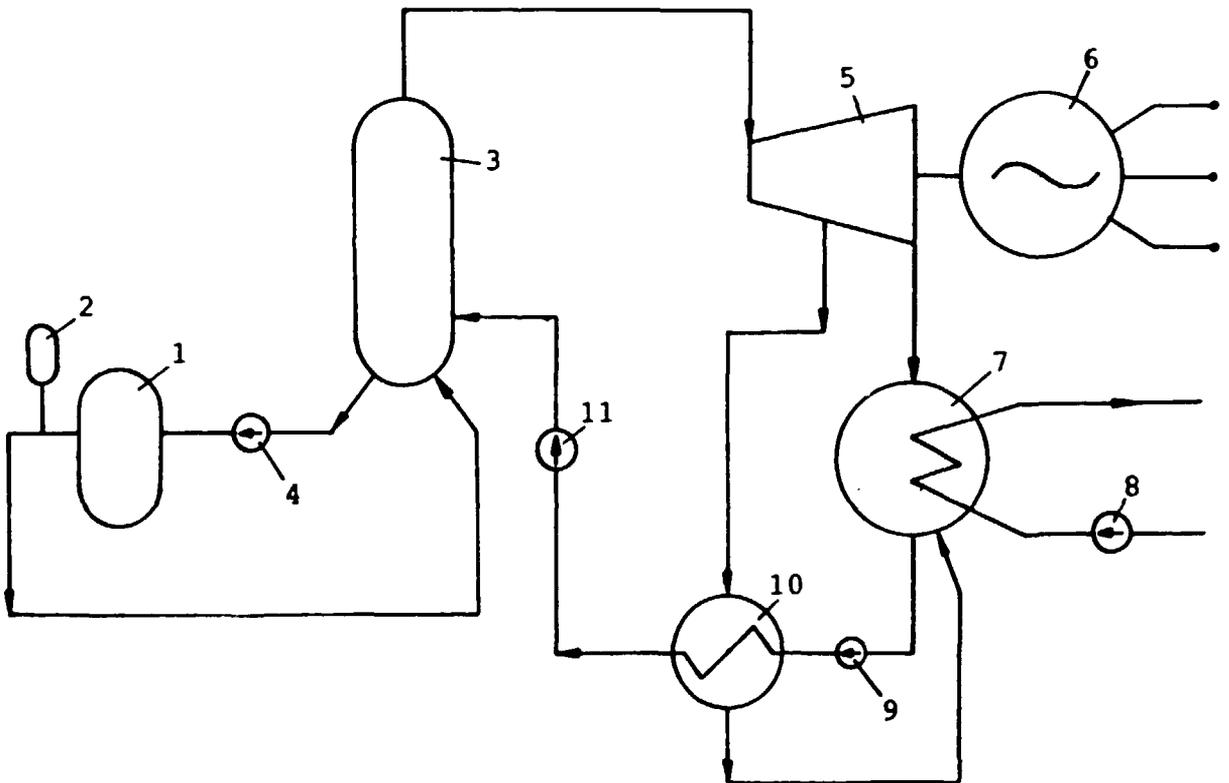
## SUPERSCRITOS

' : relativo a um vetor velocidade em carga parcial  
t : designa valor temporário

## 1 - INTRODUÇÃO

As usinas nucleares são instalações termoeletricas que geram eletricidade a custa de um combustivel nuclear. Este trabalho enfoca a concepção do circuito secundário de pequenas usinas nucleares do tipo PWR.

O circuito secundário é um ciclo motor a vapor baseado no ciclo de Rankine, que recebe calor de um circuito primário, cuja fonte quente é um reator nuclear, produz trabalho em uma turbina e cede calor para uma fonte fria que é o meio ambiente.



1-reator; 2-pressurizador; 3-gerador de vapor; 4-bomba do primário; 5-turbina; 6-gerador elétrico; 7-condensador; 8-bomba de água de resfriamento; 9-bomba de extração de condensado; 10-pré-aquecedor regenerativo; 11-bomba de água de alimentação.

Figura 1 Esquema básico de uma usina nuclear do tipo PWR

As concepções dos circuitos secundários são regidas por condicionantes técnicos, econômicos, políticos e sociais.

O impacto ambiental e a expectativa de consumo de energia são alguns dos aspectos político-sociais a considerar.

Os custos de implantação e operacionais, afetando diretamente o custo da energia gerada, são alguns dos fatores de relevância econômica. O custo de implantação da planta é proporcional aos recursos direcionados para a melhoria do seu rendimento. O custo operacional poderá diminuir com a complexidade, na medida em que aumentos de rendimento correspondem a reduções no consumo de combustível. Por outro lado, o custo operacional poderá aumentar devido aos maiores gastos com manutenção.

A disponibilidade de materiais, a tecnologia de projeto e construção, assim como a experiência operacional são fatores de ordem técnica. Todos esses parâmetros interagem mutuamente e devem ser ponderados de maneira peculiar em cada empreendimento. Essa interação dificulta a visualização de uma concepção e impede que se chegue à melhor solução diretamente. A diversidade de parâmetros torna difícil ponderá-los da melhor forma sem que sejam necessárias diversas tentativas. Cada tentativa origina uma variante da concepção que deve ser avaliada através da comparação dos indicadores dos parâmetros acima mencionados. Os indicadores de comparação geralmente utilizados são rendimento, dimensões e custos envolvidos.

Muitas usinas apresentam queda de rendimento para baixas potências. Nesses casos, torna-se importante determinar a relação entre rendimento e porcentual de carga para embasar decisões, como por exemplo, o desligamento de algumas plantas de um sistema para

que outras operem com cargas mais elevadas. É de particular importância a distribuição otimizada de cargas entre usinas.

Em cada tentativa devem ser feitos dimensionamentos preliminares dos componentes principais da planta.

Os pré-dimensionamentos devem fornecer características físicas e operacionais. Como características físicas devem ser apresentados os materiais selecionados e as dimensões aproximadas dos componentes. As características operacionais tais como pressões, temperaturas e vazões devem ser determinadas para a condição nominal de operação. Eventualmente, condições de sobrepotência ou carga parcial podem ser utilizadas para o pré-dimensionamento da planta.

As várias tentativas de concepção normalmente se traduzem por variações no grau de complexidade do circuito e no seu rendimento.

As usinas nucleares de pequena potência devem operar como usinas de ponta, em cargas variáveis, durante picos de demanda. A operação contínua em carga parcial também deve ser considerada nos casos de falhas de equipamentos ou demanda de consumo de energia abaixo do previsto. Dessa forma, simulações operacionais em várias condições de carga, incluindo carga nula e sobrecarga, são necessárias para a avaliação completa de uma concepção focalizada. Também devem ser feitas simulações de variações das características da fonte fria, bem como de mau funcionamento de equipamentos.

A simulação em carga parcial é, portanto, uma etapa importante no processo de pré-dimensionamento das instalações. Um bom projeto deve considerá-la e situar o dimensionamento preliminar do circuito secundário num ponto que melhor satisfaça aos requisitos técnico-econômicos, que são os que, por último traduzem todos os condicionantes.

## 1.1 O Uso do Computador para o Projeto e Simulação

Conforme apresentado, cada tentativa de ponderação dos condicionantes que regem a concepção do circuito secundário de uma usina nuclear requer um pré-dimensionamento, incluindo simulações em cargas parciais.

As sucessivas tentativas de ponderação requeridas levam à necessidade da realização de um mesmo processo de cálculo dezenas, ou até mesmo centenas de vezes, demandando um trabalho grande e repetitivo. Evidentemente, quanto maior o número de pré-dimensionamentos, mais clara será a visualização de tendências e melhor será a avaliação realizada.

Os circuitos secundários possuem muitos equipamentos. Dessa forma, os múltiplos pré-dimensionamentos de todos eles sem uma ferramenta de cálculo automática é uma tarefa longa, dispendiosa e, conseqüentemente, impraticável.

Antes da generalização do uso do computador, raramente eram feitas as considerações acima devido aos altos custos envolvidos, penalizando o domínio do projeto executado. Conseqüentemente, embora as usinas fossem superdimensionadas, não tinham bom desempenho em determinadas condições.

O desenvolvimento do computador eletrônico digital a partir da 2ª Guerra Mundial, a racionalização do uso da energia que a crise do petróleo desencadeou a partir da década de 70 e o desenvolvimento tecnológico viabilizaram a execução de tal tarefa.

Hoje, o computador torna viáveis avaliações completas de projeto pela quantificação do compromisso entre os condicionantes presentes nos dimensionamentos dos componentes de uma usina

nuclear, bem como pela simulação do seu comportamento em diversas condições operacionais.

Existem atualmente disponíveis alguns programas de computador criados para facilitar o projeto e possibilitar a simulação da operação de usinas nucleares.

Esses programas normalmente são gerados por empresas especializadas em projetos, planejamento e computação, ou universidades. Tendo como objetivo atender a um grande número de aplicações, muitos desses programas são bastante extensos e genéricos.

Os programas de larga aplicação pré-dimensionam os equipamentos principais, válvulas e tubulações, bem como simulam sua operação estática ou dinâmica. Podem, também, simular a operação com fontes de calor alimentadas por combustíveis fósseis, assim como simular a utilização de turbinas a vapor superaquecido ou saturado ou, até mesmo, turbinas a gás.

## 1.2 Revisão Bibliográfica

Neste item é apresentado o resultado de uma pesquisa realizada, que enfocou os programas disponíveis bem como artigos correlatos.

Os programas de computador são baseados em métodos de modelagem matemática que permitem avaliar os efeitos das variações operacionais ou de projeto dos componentes de uma planta de geração de energia, assim como tornam possível prever conjuntos completos de características da planta em grandes variações de carga e condições operacionais, por meio de experimentos numéricos com baixos custo e tempo.

PESUIT [22] define simplificadaamente os modelos de projeto e simulação utilizados nos programas como conjuntos de equações matemáticas que traduzem balanços de massa e energia.

Os conjuntos de equações são convenientemente tratados segundo o conceito da modelagem modular.

A modelagem modular consiste na criação de módulos básicos de processo que representam os equipamentos principais da planta tais como turbinas, trocadores de calor, tanques e bombas. Módulos de soma ou divisão de fluxo, tubulações e válvulas permitem que se unam os módulos dos equipamentos possibilitando a montagem de variadas configurações de plantas. Os modelos dos módulos são convenientemente genéricos para permitirem que sejam feitas variações do item enfocado. Os módulos ficam armazenados como sub-rotinas nos programas para serem utilizados quando necessário.

Além dos módulos básicos de processo, a modelagem modular requer que sejam criados módulos periféricos de apoio com propriedades físicas e termodinâmicas da água, correlações para o cálculo de coeficientes de transmissão de calor, assim como propriedades físicas dos materiais envolvidos nos processos de troca de calor.

MENUCHIN, SINGH e HIROTA [23] fizeram uma análise dos programas PEPSE, SYNTHA II e ORCENT II entre outros, e concluíram que os programas, em geral, requerem que sejam fornecidos dados relativos aos equipamentos e a configuração da planta. Para os equipamentos devem ser informados tipo, geometria e características de desempenho. Para a planta, deve ser informada sua configuração por meio da ligação dos módulos dos equipamentos com os módulos das tubulações.

Os programas podem ser utilizados para gerar o projeto da planta ou para avaliar seu desempenho.

Quando utilizados na fase de projeto, os programas podem gerar pré-dimensionamentos de equipamentos e tubulações assim como determinar as propriedades dos fluidos em qualquer ponto do ciclo térmico. Nesta condição, os programas também podem ser utilizados para avaliar a operação da planta em condições diversas das de projeto tais como modificações em equipamentos, sua inclusão ou exclusão. Normalmente requerem dados de entrada tais como geometria dos componentes e coeficientes de transmissão de calor.

Quando utilizados em estudos de desempenho de plantas já existentes, os programas requerem que sejam informados valores pré-determinados ou medidos de propriedades termodinâmicas, vazões e algumas características físicas dos componentes. Esta forma de utilização de programas também é muito útil em análises de dados de testes.

HOORE e outros [4] desenvolveram o programa RETRAN-01 para o Electric Power Research Institute (EPRI). Este programa é um código termo-hidráulico de análise de projetos bastante versátil, que pode ser utilizado para simular tanto os circuitos primários de centrais nucleares com reatores a água leve, quanto circuitos secundários dessas usinas ou de centrais termoelétricas convencionais.

Esse programa também pode simular muitos transientes em usinas do tipo PWR, alguns transientes em usinas BWR assim como grandes LOCA's (Loss of Coolant Accidents) em circuitos primários de usinas nucleares.

Mc FADDEN e outros [3] desenvolveram o programa RETRAN-02 com o objetivo de sanar algumas limitações da primeira versão e aumentar a capacidade de análise do código.

Para poder operar, o programa RETRAN-02 requer um número considerável de dados de entrada. Devem ser fornecidos dados de projeto detalhados tais como os materiais dos trocadores de calor, a geometria e o volume de todos os equipamentos. Também devem ser fornecidos o arranjo das tubulações bem como o posicionamento e as características operacionais de todas as válvulas.

O programa pode ser utilizado para projeto, indiretamente, pela avaliação dos resultados gerados para um determinado projeto e realimentação de dados. Neste caso, é conveniente que o projeto tenha sido bem desenvolvido devido ao grande número de dados exigidos pelo programa, sem o que, o tempo e o custo gastos em sucessivas tentativas e erros torna a sua utilização inviável.

PALAGIN e outros [24] investigaram as configurações de usinas nucleares bem como seus modos operacionais com o auxílio de modelos de simulação.

Os modelos utilizados nos programas permitem a previsão do comportamento e o estudo dos processos envolvidos em usinas de projetos novos, operando nas mais diversas condições, o que não seria possível por meio de testes da planta.

Foram investigados os efeitos da variação de diversos parâmetros na potência e calor gerados, bem como no rendimento da instalação. Por exemplo, variaram-se a pressão do vapor vivo com vazão mássica ou vazão volumétrica constantes, os parâmetros do separador de umidade e do reaquecedor, assim como a demanda de vapor para as extrações.

Os efeitos dos sub-resfriamentos nos pré-aquecedores regenerativos de água de alimentação foram investigados, assim como a influência das turbinas que acionam bombas no rendimento de plantas. Apresentam também a curva de correção da potência gerada

em função da pressão no condensador principal, além das equações que possibilitam a determinação dos valores de potência elétrica e rendimento térmico das plantas em condições reais de operação. Dessa forma, pode-se determinar possíveis aumentos no rendimento da geração de calor e potência pela determinação precisa das perdas causadas pelo desvio das condições de projeto e do estado normal da planta, prevenindo modos operacionais indesejados para as turbinas do ponto de vista de confiabilidade e otimização de carga; das usinas.

A adequação dos modelos utilizados foi comprovada pela comparação entre as simulações numéricas e experiências em escala real.

SMITH, DIXON e SHOR [25] desenvolveram um programa de computador para o EPRI com o intuito de facilitar a modelagem dinâmica de usinas termoeletricas a combustíveis fósseis de quase todas as configurações convencionais, os circuitos primário e secundário de usinas nucleares PWR e os balanços das plantas de usinas BWR e PWR. A versão atualizada pode modelar os componentes do sistema de geração de vapor de usinas BWR incluindo análise de transientes com enfoque no escoamento bifásico.

O programa é do tipo modular e pode ser usado durante o projeto ou para simulação operacional. Os módulos dos diversos componentes podem ser acoplados de forma a representar as configurações de interesse.

O programa contém 40 módulos que representam os componentes convencionais presentes em usinas termoeletricas a combustíveis fósseis ou nucleares assim como seus sistemas e elementos de controle.

FRENKEL e ZABELINA [26] apresentaram um programa para simulação em computador de usinas termoeletricas a óleo.

O programa desenvolvido simula os equipamentos principais de usinas termoeletricas com caldeiras "once-through" e turbinas a condensação, assim como sistemas de controle com variações em grande número de parâmetros.

O programa é do tipo modular sendo possível atualizar modelos de componentes ou variar seu conteúdo. Existe um módulo matriz, módulos periféricos e módulos especiais de processo. O módulo matriz desempenha as funções de entrada de dados, sequência de cálculos para módulos básicos, formação do conjunto de parâmetros de entrada, solução dos problemas de contorno, organização das trocas de informações nos processos de cálculo e gravação de resultados de cálculos intermediários para solução contínua ou posterior. Os módulos periféricos podem calcular propriedades termodinâmicas, coeficientes de condutividade térmica, viscosidade dinâmica, coeficientes de transmissão de calor, densidades, calores específicos de metais e equações de estado dos gases de aquecimento. Os módulos especiais contêm algoritmos e programas dos modelos matemáticos de componentes padronizados, tais como a caldeira, a fornalha, as válvulas de controle, a turbina, o condensador e as bombas.

O programa desenvolvido fornece como resultados: entalpia, temperatura, pressão e vazão nos pontos de interesse do ciclo; entalpia, temperatura e ar em excesso para os gases de aquecimento; potência gerada, pressão no condensador e outros parâmetros.

Utiliza-se um método numérico para a solução do sistema de equações diferenciais não lineares dos modelos. O número total de

equações algébricas e diferenciais não lineares chega a várias centenas para uma simulação de 50 a 80 módulos especiais.

RABL e outros [27] desenvolveram o programa OASIS para a simulação e otimização da operação de um grande número de configurações de plantas já dimensionadas.

O programa simula a operação estática, ou seja, em regime permanente de plantas de geração, e é composto de vários sub-programas criados para a entrada de dados, simulação, otimização, análise econômica e saída de resultados.

O programa é altamente modularizado para permitir uma máxima flexibilidade nas configurações dos sistemas. Contém sub-rotinas que tratam genericamente todos os componentes da planta e permite que sejam modificadas pelo usuário em função de necessidades específicas.

As curvas de desempenho contidas nas sub-rotinas são baseadas em informações de diversos fabricantes e dimensões de componentes.

MORISHITA [32] desenvolveu um programa de computador aplicado ao estudo da dinâmica da instalação propulsora a vapor de um navio, aplicável também a outros ciclos térmicos. Os componentes principais do ciclo térmico tais como a turbina, os trocadores de calor, os tanques e a caldeira são modelados matematicamente e simulados individualmente de forma modular. Posteriormente, os módulos são acoplados e é feita a simulação global do ciclo para duas condições operacionais específicas.

BELCHIOR [31] desenvolveu um programa de computador que gera balanços térmicos automáticos de ciclos motores a vapor de configurações conhecidas e apresenta a influência da variação do número de trocadores de calor dos ciclos térmicos, com ou sem

reaquecimento, em diversos parâmetros de interesse de uma instalação propulsora a vapor.

### 1.3 A Necessidade de um Programa Especifico

Os programas atualmente disponíveis foram criados para atender várias configurações possíveis de ciclos térmicos e são, em sua maioria, concebidos para serem aplicados na simulação dinâmica das centrais termoelétricas a combustíveis fósseis ou nucleares, previamente dimensionadas.

Essa peculiaridade de aplicação é uma resposta a uma necessidade do mercado de geração de energia, que proporciona um retorno seguro aos investimentos feitos no desenvolvimento de tais programas.

Possuindo grande abrangência, os programas, em geral, são extensos, caros e de aplicação demorada, sendo mais conveniente a utilização de programas simples e de operação rápida em empreendimentos como pequenas usinas nucleares.

O pré-dimensionamento de usinas não consagradas como as usinas nucleares de pequena potência é uma tarefa que demanda muito tempo, caso os cálculos necessários não sejam realizados automaticamente.

Poucos programas pré-dimensionam e simulam a operação estática das plantas de geração.

Alguns podem ser utilizados indiretamente na fase de projeto pela avaliação operacional de uma determinada concepção, porém, requerem que o projeto tenha sido bem desenvolvido em uma etapa anterior à sua utilização.

Considera-se, portanto, necessária a criação de um programa voltado às pequenas usinas nucleares, que realize pré-

dimensionamentos e simulações estáticas automaticamente, auxiliando na fase de desenvolvimento do projeto de concepção dessas usinas.

O programa LUNERG, apresentado neste trabalho, tem como objetivo prover uma ferramenta de cálculo automática que satisfaça a necessidade exposta, facilitando os procedimentos de cálculo e tornando viável em tempo e custo hábeis a seleção da melhor alternativa para um empreendimento.

## 2 - O CICLO MOTOR A VAPOR

Este capítulo apresenta uma visão generalizada dos ciclos motores a vapor, tratando dos conceitos básicos do assunto em questão.

### 2.1 Aplicação dos Ciclos Motores a Vapor

A primeira máquina térmica de que se tem notícia foi descrita por HERO em 120 a.C.: tratava-se de uma turbina a reação. Em 1629 BRANCA concebeu uma turbina de ação, na tentativa de transformar calor em trabalho.

Foram as máquinas térmicas alternativas a vapor, contudo, criadas por JAMES WATT entre 1764 e 1786, o ponto de partida para o desenvolvimento dos modernos ciclos motores a vapor.

Atualmente os ciclos motores a vapor são largamente utilizados nas usinas termoelétricas, desde as que queimam carvão, óleo, bagaço de cana, madeira, etc..., até as geotérmicas e nucleares.

Na indústria, os ciclos motores a vapor são empregados para gerar energia elétrica utilizada em processos nos quais falhas no fornecimento de energia são inaceitáveis e para acionar máquinas como bombas, moendas, etc. O vapor de descarga das turbinas pode ser utilizado como vapor de processo.

Na área naval, tais ciclos são empregados na propulsão de embarcações e na geração de energia elétrica de bordo.

## 2.2 Aumento do Rendimento dos Ciclos Motores a Vapor

As principais formas de elevar o rendimento termodinâmico de um ciclo motor a vapor são:

- aumento da pressão de geração do vapor;
- aumento da temperatura do vapor na entrada da turbina;
- diminuição da pressão de condensação do vapor;
- reaquecimento do vapor após expansão parcial na turbina; e,
- aquecimento regenerativo da água de alimentação.

Este trabalho aborda o aquecimento regenerativo da água de alimentação dos ciclos motores a vapor, largamente utilizado em usinas nucleares.

## 2.3 Tipos de Ciclos Regenerativos

O ciclo regenerativo é uma modificação do ciclo de Rankine que visa o aumento do rendimento termodinâmico através da elevação da temperatura média na qual o calor é recebido de uma fonte quente. Desta forma, a água de alimentação deve entrar no gerador de vapor a uma temperatura mais próxima à de saturação.

A elevação da temperatura da água de alimentação é feita por meio da transferência de calor entre o vapor já expandido na turbina e a água, em trocadores de calor denominados pré-aquecedores. A Figura 2 apresenta o esquema básico de um ciclo motor a vapor regenerativo e o respectivo diagrama  $T \times s$ .

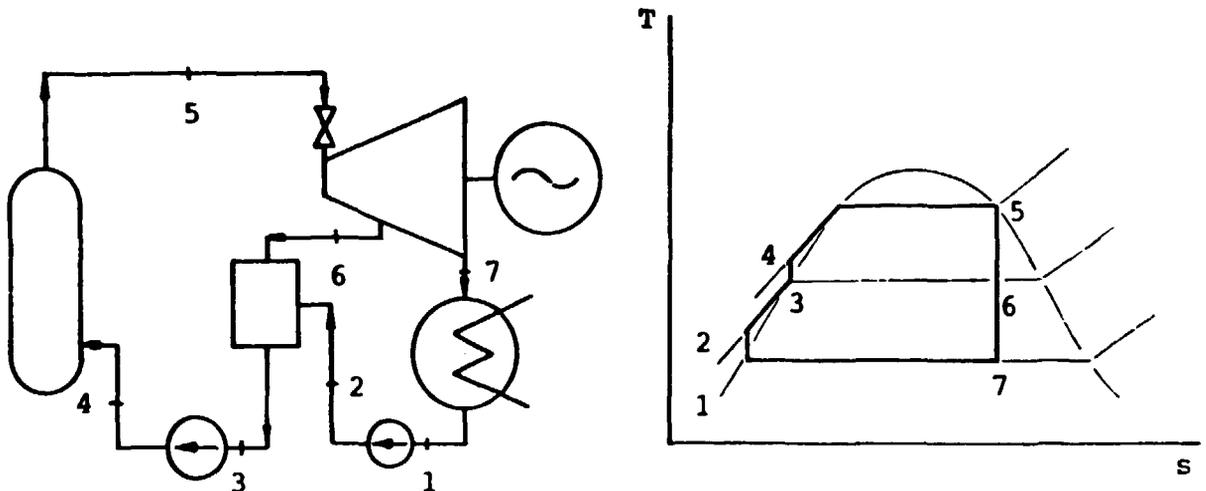


Figura 2 Ciclo motor a vapor regenerativo

Existem dois tipos básicos de ciclos regenerativos, diferenciados pelos pré-aquecedores, que podem ser dos tipos superfície ou mistura. Os pré-aquecedores de superfície são trocadores de calor do tipo casco e tubos, nos quais os fluidos quente e frio não entram em contato direto. Nos pré-aquecedores de mistura, os fluidos são misturados. Neste trabalho são tratados os ciclos regenerativos com pré-aquecedores do tipo superfície.

#### 2.4 Rendimento do Ciclo Regenerativo x Número de Pré-aquecedores

De acordo com a Figura 3, para um determinado pré-aquecedor, onde a água de alimentação entra à temperatura  $T_{ef}$  e sai à temperatura  $T_{sf}$ , é necessário que o vapor de aquecimento esteja à temperatura  $T_{sat} = T_{sf} + \delta T$ , onde  $\delta T$  é a diferença terminal de temperaturas.

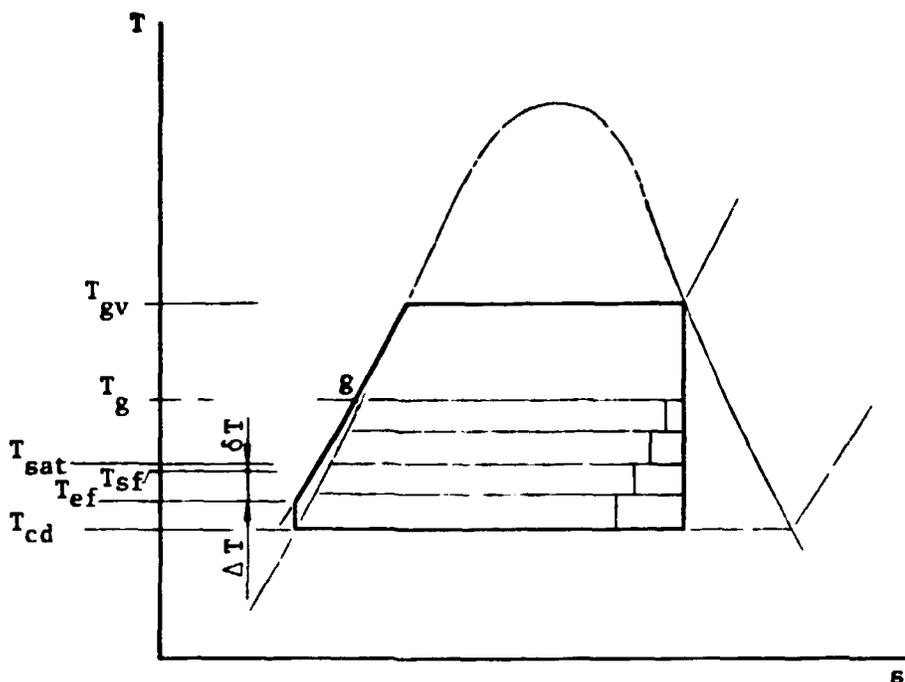


Figura 3 Diagrama T x s para a água

Para  $\delta T \rightarrow 0$ ,  $T_{sat} \rightarrow T_{sf}$

Nesta condição, a diferença de temperatura entre o vapor e a água no início do aquecimento é dada por

$$\Delta T = T_{sat} - T_{ef} = T_{sf} - T_{ef} \quad (1)$$

As irreversibilidades da troca térmica são diretamente proporcionais a  $\Delta T$ . Os pré-aquecimentos elevam a temperatura da água até  $T_g$ . O aumento médio de temperatura por pré-aquecedor i em g pré-aquecedores é dado por

$$\Delta T_m = \frac{(T_g - T_{cd})}{g} \quad (2)$$

onde  $T_{cd}$  é a temperatura de condensação no condensador.

Para  $g \rightarrow \infty$ ,  $\Delta T_m \rightarrow 0$ , ou seja, a irreversibilidade da troca térmica diminui e o rendimento termodinâmico aumenta. Portanto, o rendimento termodinâmico da instalação aumenta com o aumento do número de pré-aquecedores.

O rendimento global da planta, utilizado como parâmetro de avaliação de concepções, é definido como a relação entre a potência elétrica líquida fornecida pela usina e a potência térmica recebida da fonte quente pelo gerador de vapor:

$$\eta_{gl} = \text{pot}_{e11} / \text{pot}_{gv} \quad (3)$$

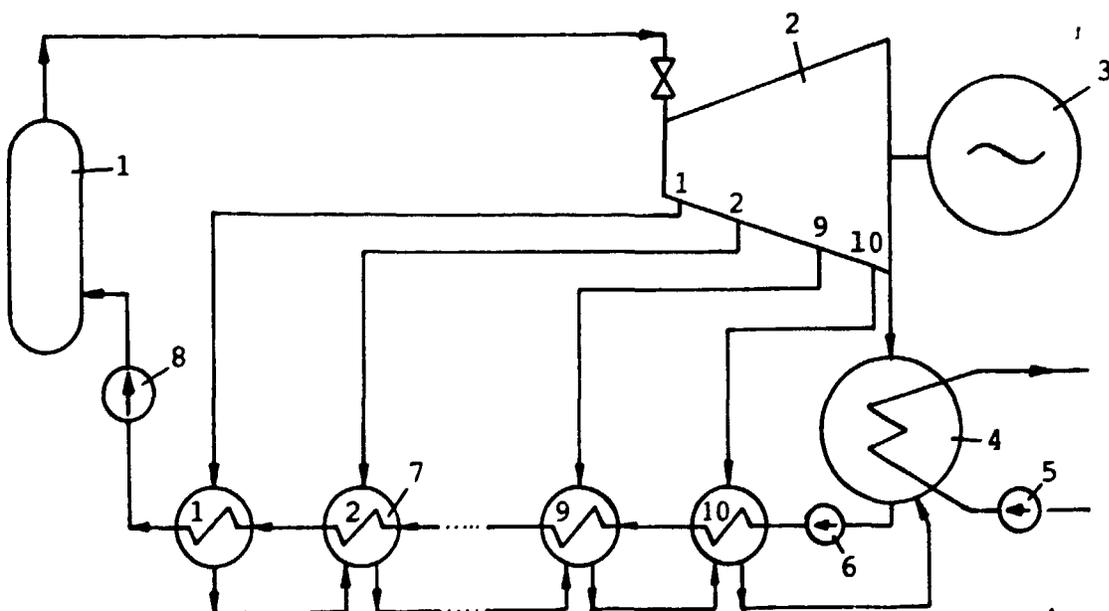
A potência elétrica líquida é a potência gerada pelo gerador elétrico descontadas as potências consumidas pelas bombas de extração de condensado, de água de alimentação e de água de resfriamento:

$$\text{pot}_{e11} = \text{pot}_{ger} - (\text{pot}_{dec} + \text{pot}_{baa} + \text{pot}_{par}) \quad (4)$$

### 3 - O PROGRAMA LUNERG

O programa LUNERG tem como objetivo auxiliar na determinação da melhor planta de geração de energia elétrica para uma dada necessidade. Este programa é uma ferramenta automática, que agiliza os cálculos e a simulação estática do circuito secundário de pequenas usinas nucleares do tipo PWR com potências de até 50 MWe. Com implementações relativas à utilização de vapor superaquecido e ao pré-dimensionamento dos componentes, poderá ser utilizado também para usinas convencionais e potências maiores. O programa é de porte médio e foi desenvolvido em linguagem FORTRAN em um computador IBM 4381.

Os circuitos secundários possíveis de pré-dimensionar e simular são aqueles baseados no ciclo de Rankine regenerativo com até 10 pré-aquecedores de água de alimentação, do tipo superfície, com drenagens livres, como apresentado na Figura 4.



1-gerador de vapor; 2-turbina; 3-gerador elétrico; 4-condensador; 5-bomba de água de resfriamento; 6-bomba de extração de condensado; 7-pré-aquecedor regenerativo; 8-bomba de água de alimentação

Figura 4 Esquema dos circuitos enfocados pelo Programa LUNERG

O programa foi concebido de forma modular. A sua estrutura principal é simples e os vários módulos que a compõem são tratados como sub-rotinas, de tal maneira que atualizações do programa podem ser implementadas fácil e rapidamente.

As sub-rotinas foram concebidas de forma a proporcionar um grau de generalidade compatível com a finalidade do programa. Todas elas foram testadas e operam satisfatoriamente. Algumas sub-rotinas tiveram sua precisão constatada pela comparação de seus resultados com informações consagradas disponíveis.

O Programa LUNERG é composto de duas partes principais. A primeira parte, o Módulo PROJET, tem como objetivo pré-dimensionar automaticamente os equipamentos principais da planta. Nesta etapa são determinadas as características da turbina, do condensador, das bombas e dos pré-aquecedores, fornecendo assim as informações necessárias para uma apropriada visualização do projeto em foco, bem como os dados requeridos para a realização da etapa seguinte.

O objetivo da segunda parte do programa, o Módulo SIMULA, é simular a operação estática da planta pré-dimensionada no Módulo PROJET em tantas condições de operação quantas forem necessárias, com o intuito de detectar possíveis falhas ou modos operacionais indesejados. Caso existam, o usuário do programa deve, então, alterar os dados de entrada do Módulo PROJET, gerar novos pré-dimensionamentos e simular a operação da nova planta concebida até que se lhe apresente uma solução conveniente.

O programa possui, ainda, um módulo periférico de apoio, que determina as propriedades da água em unidades do Sistema Internacional, com tolerâncias compatíveis com as determinações da Sexta Conferência Internacional de Propriedades do Vapor.

O programa deve ser utilizado em ciclos de concepção conforme apresentado no diagrama da Figura 5.

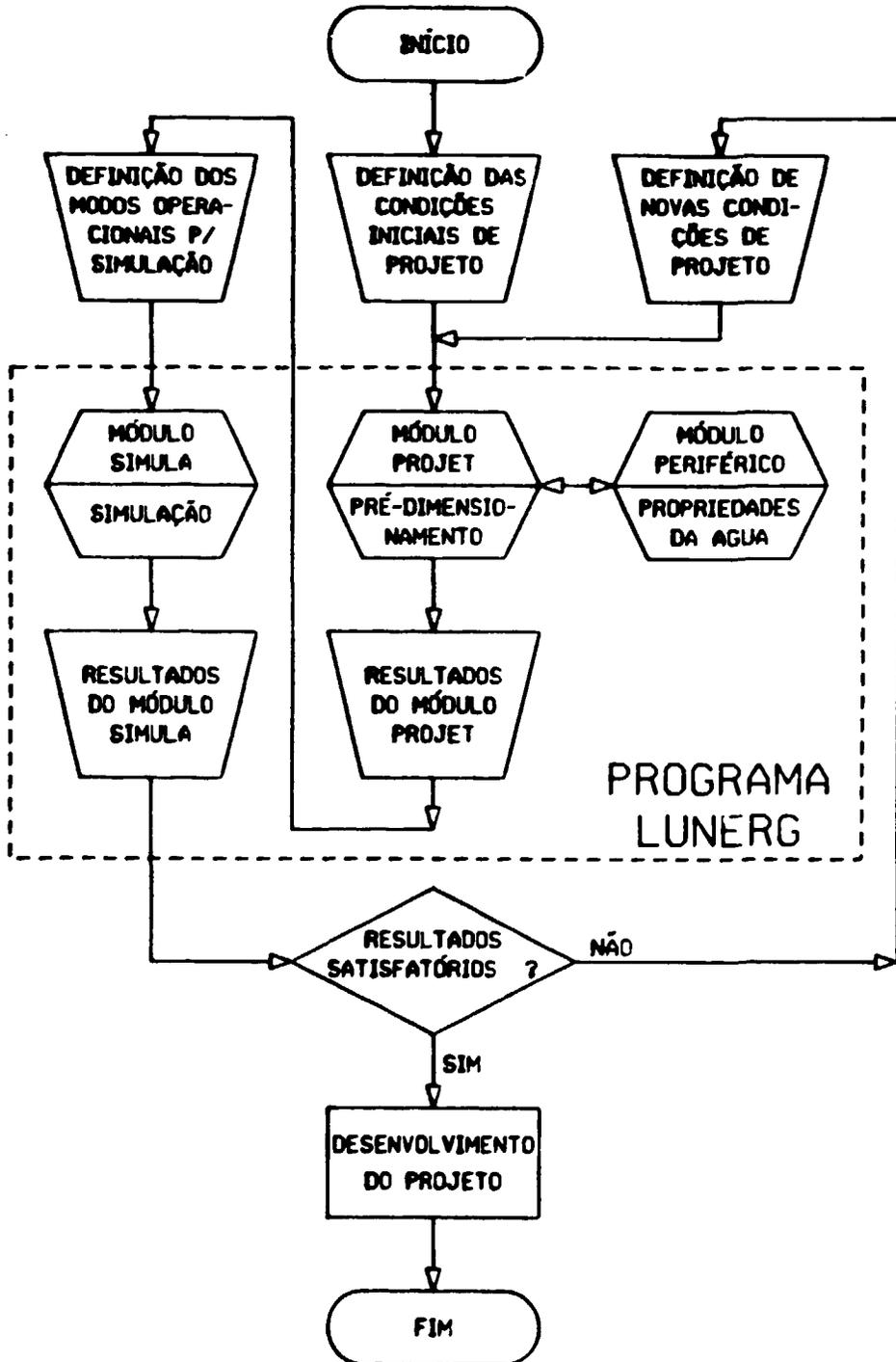


Figura 5 Modo operacional do Programa LUNERG.

Cada ciclo de concepção é composto pelas etapas operacionais descritas a seguir.

Primeiramente o usuário estabelece condições iniciais de projeto que são fornecidas ao programa como dados de entrada. O programa aciona inicialmente o Módulo PROJET que fornece os pré-dimensionamentos dos componentes da planta. Este módulo, por sua vez, aciona o Módulo Periférico de Apoio. A seguir o usuário estabelece os modos operacionais nos quais deseja simular a operação da planta. O programa aciona então o Módulo SIMULA que fornece os resultados da simulação.

Um ciclo de concepção é concluído quando os resultados gerados pelo programa são analisados pelo usuário. Caso não sejam satisfatórios, devem ser estabelecidas novas condições de projeto partindo, dessa forma, para um novo ciclo de concepção. Caso os resultados sejam bons, o processo é concluído, podendo o usuário partir para as fases seguintes, ou seja, projeto básico, projeto de detalhamento, construção e operação.

Os parâmetros geralmente utilizados pelo usuário para concluir se os resultados de uma concepção enfocada são satisfatórios ou não são o impacto ambiental, os custos de implantação, os custos operacionais, o custo da energia gerada, o peso e o volume da instalação, a disponibilidade de materiais e a tecnologia disponível de projeto e construção.

#### 4 - PRE-DIMENSIONAMENTO: O MÓDULO PROJET

O Módulo PROJET, responsável pelo pré-dimensionamento dos equipamentos básicos da planta enfocada, calcula as propriedades termodinâmicas intensivas referentes às correntes de entrada e de saída desses componentes para uma dada condição nominal de operação fornecida pelo usuário, bem como as vazões mássicas envolvidas, através de um balanço de massa e energia. Com esses dados aciona as sub-rotinas de pré-dimensionamento de componentes.

A turbina, o condensador e os pré-aquecedores são pré-dimensionados respectivamente pelas Sub-rotinas TURBO, CONDER E HEATER. Essas sub-rotinas são básicas no Módulo PROJET: a partir delas são gerados os demais pré-dimensionamentos.

Devido ao princípio da modularização do programa, as sub-rotinas básicas acionam, por sua vez, sub-rotinas e funções secundárias, bem como as sub-rotinas do módulo periférico de apoio, não ultrapassando, no entanto, este nível de ramificação visando a facilidade de análise e operação do programa.

As sub-rotinas foram desenvolvidas em função das necessidades de conhecimento dos componentes, bem como da sua importância na fase de concepção do projeto. Dessa forma, há sub-rotinas que contêm refinamentos de pré-dimensionamentos chegando a fornecer características dimensionais externas e internas dos equipamentos para diversas possibilidades de materiais e concepções, enquanto outras fornecem apenas as características fundamentais dos componentes.

O diagrama de blocos do Módulo PROJET é apresentado na Figura 6.

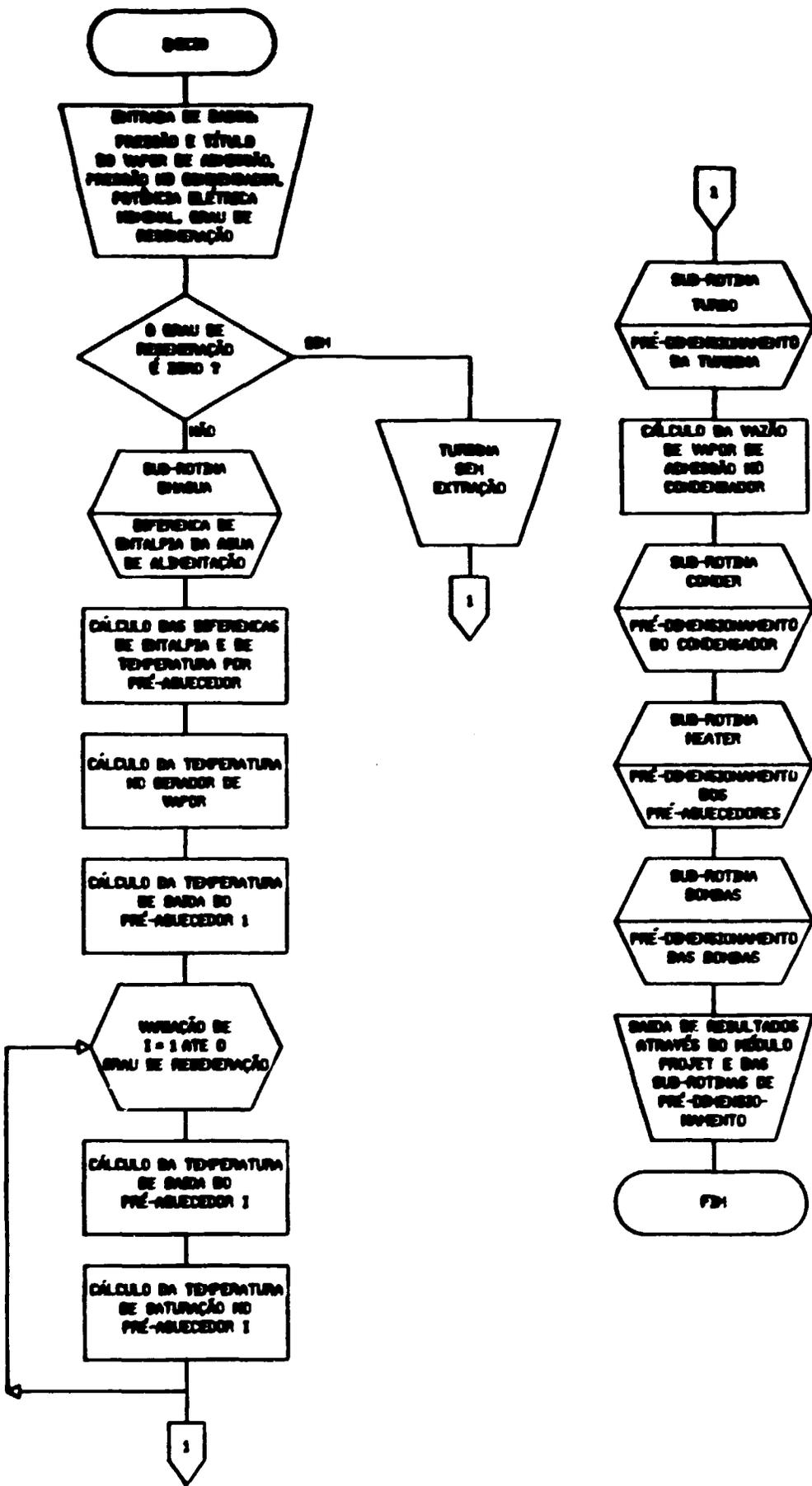


Figura 6 Diagrama de blocos do Módulo PROJÉT

#### **4.1 Dados de Entrada do Módulo PROJET**

As plantas de geração de energia estão associadas a ciclos motores a vapor que operam recebendo calor de uma fonte quente, cedendo calor para uma fonte fria e produzindo trabalho.

A operação do Módulo PROJET requer que sejam fornecidos como dados de entrada, a pressão e o título do vapor na saída do equipamento que troca o calor com a fonte quente, ou seja, o gerador de vapor.

Para o equipamento que troca calor com a fonte fria, o condensador, deve ser fornecida a pressão de operação prevista.

A pressão no condensador é uma função da temperatura de saturação, visto que neste equipamento a troca de calor se dá no estado saturado. A temperatura de saturação, por sua vez, é uma função da temperatura da fonte fria e das características do condensador. O usuário do programa deve ficar atento para não selecionar uma pressão no condensador, cuja temperatura de saturação correspondente seja menor que a temperatura da fonte fria, contrariando a 2ª lei da termodinâmica, ou igual à da fonte fria. Em ambos os casos, o balanço de massa e energia do Módulo PROJET seria executado sem problemas, porém na etapa seguinte, o pré-dimensionamento do condensador, seria necessário um condensador de área infinita. Para que isto não ocorra, o programa envia uma mensagem de advertência ao usuário quando a temperatura de saturação no condensador é menor que a temperatura da água de resfriamento.

Caso a temperatura de saturação correspondente à pressão no condensador seja pouco superior à temperatura da fonte fria, resultará um condensador de grandes dimensões. Recomenda-se que,

como primeira tentativa de execução do Módulo PROJET, seja selecionada uma temperatura de saturação de 20°C a 30°C maior que a da fonte fria.

Para o equipamento que produz trabalho, ou seja, a turbina, deve ser informada a potência por meio do estabelecimento da potência elétrica nos bornes do gerador elétrico. O Módulo PROJET possui recursos para determinar a potência da turbina quando é fornecida a potência do gerador elétrico, assim como possui dados de eficiência termo-hidráulica e mecânica de turbinas em função da potência.

A configuração da planta deve ser informada por meio do grau de regeneração, definido como o número de pré-aquecedores regenerativos da água de alimentação.

#### 4.2 Etapas de Execução do Módulo PROJET

A seguir são descritas todas as etapas executadas pelo Módulo PROJET.

##### 4.2.1 Máxima Diferença de Entalpia da Água de Alimentação

A máxima diferença de entalpia da água de alimentação ocorre entre os estados de líquido saturado no gerador de vapor e no condensador.

A entalpia do líquido saturado no gerador de vapor é determinada pela Sub-rotina SATURA do módulo periférico de apoio quando é fornecida a pressão de saturação nesse equipamento. Desprezam-se as perdas de carga no gerador de vapor assim como as perdas na tubulação de admissão de vapor na turbina assumindo que a pressão do vapor que entra na turbina é a mesma pressão no gerador de vapor. A simplificação é válida visto que as perdas de carga são

gerador de vapor e nas tubulações geralmente são pequenas (da ordem de 0.5% da pressão do gerador de vapor) e que, nesta fase do projeto, tanto o gerador de vapor quanto as tubulações não são conhecidos.

A entalpia do líquido saturado no condensador é determinada entrando com a pressão do condensador na Sub-rotina SATURA. Admite-se, para simplificação desta etapa dos cálculos, que o condensador não libera condensado sub-resfriado. Na prática, o condensado succionado pelas bombas de extração de condensado deve estar com um grau de sub-resfriamento que varia de 0°C a 7°C em função de requisitos anti-cavitação das bombas de extração de condensado.

A simplificação apresentada acima não provoca distorções significativas de projeto, pois o sub-resfriamento não considerado representa um erro máximo de 30 KJ/Kg no salto entálpico total da água de alimentação, que geralmente é da ordem de 1000 KJ/Kg. Ademais, os pré-dimensionamentos gerados no Módulo PROJET têm como finalidade precípua fornecer informações relativas aos componentes da planta que propiciem comparações quantitativas das diversas alternativas tentadas em uma concepção.

A Sub-rotina DHAGUA, cujo diagrama de blocos é apresentado na Figura 7, determina a máxima diferença de entalpia da água de alimentação.

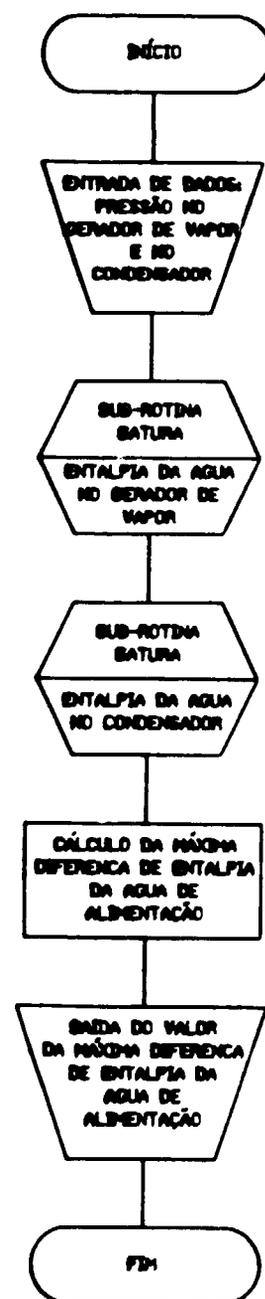


Figura 7  
Diagrama de blocos  
-Sub-rotina DHAGUA-

#### 4.2.2 Diferença de Entalpia por Pré-aquecedor

Os pré-aquecedores regenerativos da água de alimentação aumentam gradativamente a temperatura da água de alimentação e, conseqüentemente, a sua entalpia.

No balanço de massa e energia utiliza-se um valor de salto entálpico por pré-aquecedor dado pela expressão:

$$\Delta h_{pq} = \frac{\Delta h_{aa}}{g + 1} \quad (5)$$

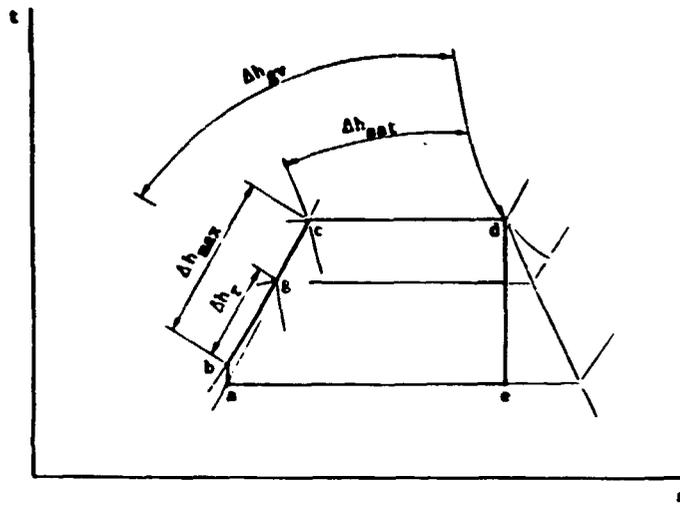
que é a máxima diferença de entalpia da água de alimentação fornecida pela Sub-rotina DHAGUA dividida pelo grau de regeneração (número de pré-aquecedores) mais um.

A equação acima fornece um valor de aumento de entalpia otimizado por pré-aquecedor. A seguir, apresenta-se uma síntese da justificativa completa apresentada na referência [2], onde se analisa detalhadamente os trabalhos de três autores, que chegam à mesma conclusão.

O aquecimento regenerativo da água de alimentação visa elevar a temperatura de entrada da água no gerador de vapor de forma que o calor fornecido a ele pela fonte quente seja mínimo e, conseqüentemente o rendimento térmico da planta seja máximo.

A água de alimentação é aquecida nos pré-aquecedores regenerativos até o ponto g da Figura 8a, que corresponde à saída do último pré-aquecedor. Define-se a razão entre o salto entálpico real experimentado pela água de alimentação nos pré-aquecedores e o máximo possível que ocorreria entre os estados de líquido saturado no gerador de vapor e no condensador como sendo:

$$\chi = \frac{\Delta h_r h_g - h_a}{\Delta h_{max} h_c - h_a} \quad (5a)$$



**Figura 8a** Aquecimento regenerativo da água de alimentação  
O calor fornecido pelo gerador de vapor é dado por:

$$Q_{gv} = \dot{m}_{aa} (h_d - h_g) = \dot{m}_{aa} \Delta h_{gv} \quad (5b)$$

A variação total de entalpia da água de alimentação no gerador de vapor é a soma das variações de entalpia sensível e latente:

$$\Delta h_{gv} = (h_c - h_g) + (h_d - h_c) \quad (5c)$$

A variação de entalpia sensível no gerador de vapor é dada por:

$$h_c - h_g = \Delta h_{max} - \Delta h_r \quad (5d)$$

A variação de entalpia latente no gerador de vapor é dada por:

$$h_d - h_c = \Delta h_{sat} \quad (5e)$$

Substituindo as equações (5e) e (5d) na (5c) e estas na equação (5b), vem que:

$$Q_{gv} = \dot{m}_{aa} (\Delta h_{sat} + \Delta h_{max} - \Delta h_r) \quad (5f)$$

Substituindo a equação (5a) na equação (5f) vem que:

$$Q_{gv} = \dot{m}_{aa} [\Delta h_{sat} + (1-X) \Delta h_{max}] \quad (5g)$$

O máximo rendimento térmico da planta é obtido quando o calor recebido pela água no gerador de vapor é mínimo devido ao máximo aquecimento regenerativo da água de alimentação, ou seja:

$$\frac{d Q_{gv}}{d X} = 0 \quad (5h)$$

Portanto, derivando a equação do calor transferido no gerador de vapor em relação à razão de entalpias, dada pela equação (5a), vem que:

$$\frac{d Q_{gv}}{d X} = \frac{d \dot{m}_{aa}}{d X} [\Delta h_{sat} + (1 - X) \Delta h_{max}] - \dot{m}_{aa} \Delta h_{max} \quad (5i)$$

O desenvolvimento apresentado a seguir é baseado em usinas nas quais o aquecimento regenerativo da água de alimentação é promovido em pré-aquecedores do tipo mistura conforme mostra a Figura 8b. Caso a análise fosse realizada para a usina típica enfocada pelo Programa LUNERG, que utiliza pré-aquecedores tipo superfície, a apresentação seria extremamente tediosa. Considerando que a conclusão final a que se chega independe do tipo de pré-aquecedor, pois analisa-se a troca de calor entre o vapor extraído da turbina e a água de alimentação e não como ela ocorre, optou-se pelo desenvolvimento mais simples.

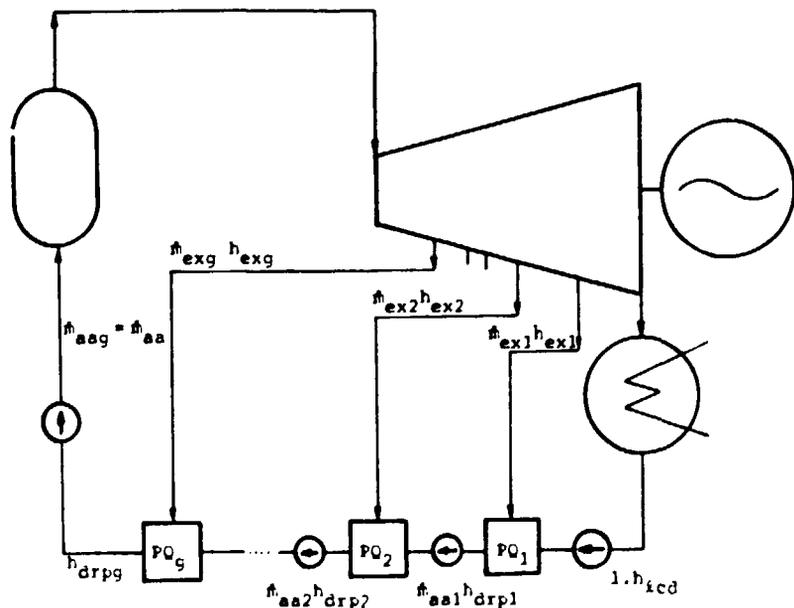


Figura 8b Ciclo regenerativo com pré-aquecedores tipo mistura

O enfoque desta apresentação torna mais apropriada a numeração dos pré-aquecedores partindo do condensador, conforme indicado na Figura 8b. O restante do trabalho segue a numeração oposta, baseada no sentido da expansão do vapor na turbina.

O balanço de massa e energia para o pré-aquecedor nº 1 da Figura 8b fornece:

$$\dot{m}_{ex1} (h_{ex1} - h_{drp1}) = 1 (h_{drp1} - h_{jcd}) \quad (5j)$$

onde se considera que a vazão mássica de água que deixa o condensador é unitária.

Admite-se que o salto entálpico da água de alimentação por pré-aquecedor é constante. Dessa forma, a vazão de vapor na extração 1 é dada por:

$$\dot{m}_{ex1} = \frac{h_{drp1} - h_{jcd}}{h_{ex1} - h_{drp1}} = \frac{\Delta h_r}{g \Delta h_{pq1}} \quad (5k)$$

e a vazão de condensado após o primeiro pré-aquecedor é:

$$\dot{m}_{aa1} = 1 + \dot{m}_{ex1} = 1 + \frac{\Delta h_r}{g \Delta h_{pq1}} \quad (5l)$$

O balanço de massa e energia para o segundo pré-aquecedor fornece:

$$\dot{m}_{ex2} (h_{ex2} - h_{drp2}) = (1 + \dot{m}_{ex1})(h_{drp2} - h_{drp1}) \quad (5m)$$

Portanto, a vazão de vapor na extração 2 é:

$$\dot{m}_{ex2} = (1 + \dot{m}_{ex1}) \frac{(h_{drp2} - h_{drp1})}{(h_{ex2} - h_{drp2})} = (1 + \dot{m}_{ex1}) \frac{\Delta h_r}{g \Delta h_{pq2}} \quad (5n)$$

e a vazão após o segundo pré-aquecedor é:

$$\dot{m}_{aa2} = \dot{m}_{aa1} + \dot{m}_{ex2} = 1 + \frac{\Delta h_r}{g \Delta h_{pq1}} + 1 + \frac{\Delta h_r}{g \Delta h_{pq2}} \quad (5o)$$

Nas pressões em que operam os pré-aquecedores, é válido admitir que a variação de entalpia da água, entre os estados de vapor extraído da turbina e condensado drenado do pré-aquecedor, é aproximadamente constante para todos os pré-aquecedores. Assim,

$$\Delta h_{pq1} = \Delta h_{pq2} = \Delta h_{pq} \quad (5 p)$$

Portanto, a equação (5o) resulta:

$$\dot{m}_{aa2} = \left( 1 + \frac{\Delta h_r}{g \Delta h_{pq}} \right)^2 \quad (5 q)$$

Para o último pré-aquecedor,

$$\dot{m}_{aag} = \dot{m}_{aa} = \left( 1 + \frac{\Delta h_r}{g \Delta h_{pq}} \right)^g \quad (5 r)$$

Retornando à equação (5i), a derivada da vazão mássica de água de alimentação em relação à razão de entalpias é:

$$\frac{d\dot{m}_{aa}}{d\chi} = \frac{\Delta h_{max}}{\Delta h_{pq}} \dot{m}_{aa} \left( \frac{g-1}{g} \right) \quad (5 s)$$

Substituindo a equação (5s) na equação (5i), igualando-a a zero, e executando as operações algébricas abaixo, é determinada a razão de entalpias otimizada:

$$\frac{\Delta h_{max}}{\Delta h_{pq}} \dot{m}_{aa} \left( \frac{g-1}{g} \right) [\Delta h_{sat} + (1 - \chi) \Delta h_{max}] - \dot{m}_{aa} \Delta h_{max} = 0$$

$$\Delta h_{sat} + (1 - \chi) \Delta h_{max} = \Delta h_{pq} \dot{m}_{aa}^{1/g}$$

$$\Delta h_{sat} + \Delta h_{max} - \chi \Delta h_{max} = \Delta h_{pq} + \frac{\chi}{g} \Delta h_{max}$$

$$\chi = \frac{g}{g + 1} = \frac{\Delta h_r}{\Delta h_{max}} \quad (5 t)$$

ou seja, a razão otimizada entre os saltos entálpicos real e máximo é proporcional ao número de pré-aquecedores dividido pelo número de pré-aquecedores mais um, de onde se conclui que o ganho otimizado de entalpia por pré-aquecedor é

$$\Delta h_{pq} = \frac{\Delta h_{aa}}{g + 1} \quad (5)$$

#### 4.2.3 Diferença de Temperatura por Pré-aquecedor

Após a bomba de extração de condensado, a água de alimentação se encontra no estado líquido comprimido.

Nos cálculos realizados, as máximas pressões utilizadas a jusante da bomba de extração de condensado são da ordem de 6,0 MPa, com temperaturas máximas de aproximadamente 200°C.

Nessas condições, o efeito da pressão na entalpia pode ser desprezado e a entalpia pode ser aproximada por uma função da temperatura. O erro máximo introduzido por tal aproximação é inferior a 2% e tolerável na fase de concepção.

Dessa forma, o valor numérico da variação de entalpia da água de alimentação por pré-aquecedor, com unidades devidamente corrigidas, pode ser utilizado para caracterizar o aumento de temperatura.

Assim, a diferença de temperatura por pré-aquecedor é dada por:

$$\Delta t_{pq} = \Delta h_{pq}/4.1867 \quad (6)$$

#### 4.2.4 Temperatura no Gerador de Vapor

A temperatura da água no gerador de vapor é determinada pela aplicação direta da Sub-rotina LINSAT, do módulo periférico de apoio, com a pressão no gerador de vapor como dado de entrada. Portanto,

$$t_{gv} = \text{LINSAT}(P_{gv}) \quad (7)$$

#### 4.2.5 Temperatura de Saída do Pré-aquecedor 1

O primeiro pré-aquecedor é aquele que recebe vapor da primeira extração da turbina e, portanto, é onde se dá o último estágio de

pré-aquecimento da água de alimentação, conforme apresentado na Figura 9.

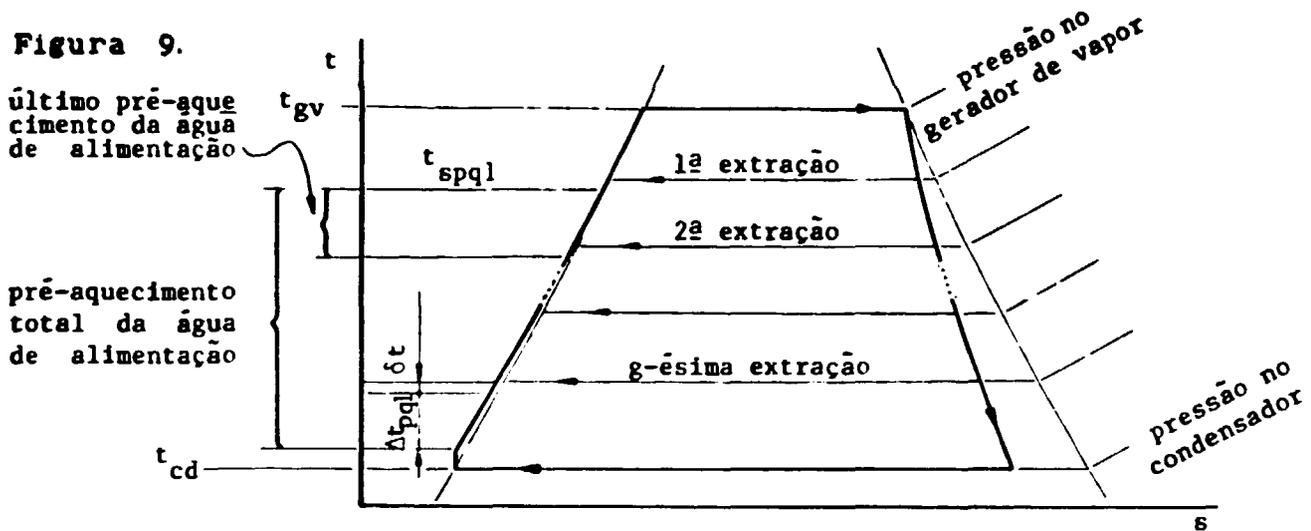


Figura 9 Pré-aquecimento da água de alimentação

No item 4.2.2 calcula-se a diferença de entalpia da água de alimentação por pré-aquecedor como a máxima diferença de entalpia da água de alimentação dividida pelo número de pré-aquecedores mais um.

Igualando os valores numéricos de entalpia, com unidades devidamente corrigidas, aos de temperatura, da equação (5) resulta:

$$\Delta t_{\text{agua}} = (g+1) \Delta t_{\text{pq}} \quad (8)$$

A variação total de temperatura da água de alimentação se dá entre o gerador de vapor e o condensador. Portanto,

$$\Delta t_{\text{agua}} = t_{\text{gv}} - t_{\text{cd}} \quad (9)$$

A temperatura de saída do primeiro pré-aquecedor será a temperatura de saída do condensador mais a elevação total de temperatura nos  $g$  pré-aquecedores. Portanto,

$$t_{\text{spq1}} = t_{\text{cd}} + g \Delta t_{\text{pq}} \quad (10)$$

Das equações (8), (9) e (10) vem que:

$$t_{\text{spq1}} = t_{\text{gv}} - \Delta t_{\text{pq}} \quad (11)$$

#### 4.2.6 Temperatura de Saída do i-ésimo Pré-aquecedor

A temperatura de saída de um pré-aquecedor  $i \neq 1$  será:

$$t_{spqi} = t_{spq(i-1)} - \Delta t_{pq} \quad (12)$$

onde  $t_{spq(i-1)}$  é a temperatura de saída do pré-aquecedor posterior. Notar na Figura 4 que o número do pré-aquecedor decresce à medida que a temperatura da água de alimentação aumenta.

#### 4.2.7 Temperatura de Saturação no i-ésimo Pré-aquecedor

Os pré-aquecedores de água de alimentação são trocadores de calor de superfície tipo casco e tubos nos quais o vapor condensa em temperatura constante no exterior dos tubos enquanto que a água de alimentação circula pelo seu interior.

A referência [7] recomenda que a diferença terminal de temperaturas em pré-aquecedores nunca seja menor que  $1.1^{\circ}\text{C}$ . Segundo a referência [1], essa diferença deve ser de  $5^{\circ}\text{C}$  a  $7^{\circ}\text{C}$ .

No Módulo PROJÉT é adotado um valor preliminar de  $5^{\circ}\text{C}$  para a diferença terminal de temperaturas. Esse valor pode ser alterado permitindo a avaliação do seu efeito no pré-dimensionamento e na operação dos pré-aquecedores. Portanto, a temperatura de saturação em um pré-aquecedor  $i$  será:

$$t_{sati} = t_{spqi} + dt_t \quad (13)$$

#### 4.2.8 Vazão de Vapor para o Condensador

A vazão mássica de vapor que é admitida no condensador é a vazão de vapor admitida na turbina descontadas as vazões mássicas de vapor extraídas para o aquecimento regenerativo da água de alimentação:

$$\dot{m}_{cd} = \dot{m}_{ad} - \sum_{i=1}^g \dot{m}_{exi} \quad (14)$$

### 4.3 Pré-dimensionamento de Componentes

Nesta seção são apresentados os pré-dimensionamentos dos componentes principais da planta.

#### 4.3.1 Pré-dimensionamento da Turbina Sub-rotina TURBO

A Sub-rotina TURBO pré-dimensiona a turbina fornecendo dados básicos tais como pressões nas extrações, eficiência global, entalpia do vapor nas extrações, frações mássicas de vapor extraídas, trabalho específico e vazão mássica de vapor que deve ser fornecida à turbina para que ela gere a potência desejada.

Esta sub-rotina, cujo diagrama de blocos é apresentado na Figura 10, utiliza as Sub-rotinas FRAMAS, TRABES, EXPREA, DHTMAX e as Funções EFRELA, EFGERA e EFMECA, bem como as Sub-rotinas LINSAP, SATURA e SUPERA do módulo periférico de apoio.

A seguir são apresentadas as etapas seguidas pela Sub-rotina TURBO.

##### 4.3.1.1 Pressão do Vapor na i-ésima Extração

As pressões nas extrações da turbina são determinadas pela aplicação direta da Sub-rotina LINSAP que determina a pressão na extração quando é fornecida a temperatura de saturação através das equações (a17), (a18) e (a19) do Apêndice A. Portanto,

$$P_{ex1} = \text{LINSAP}(t_{sat1})$$

(15)

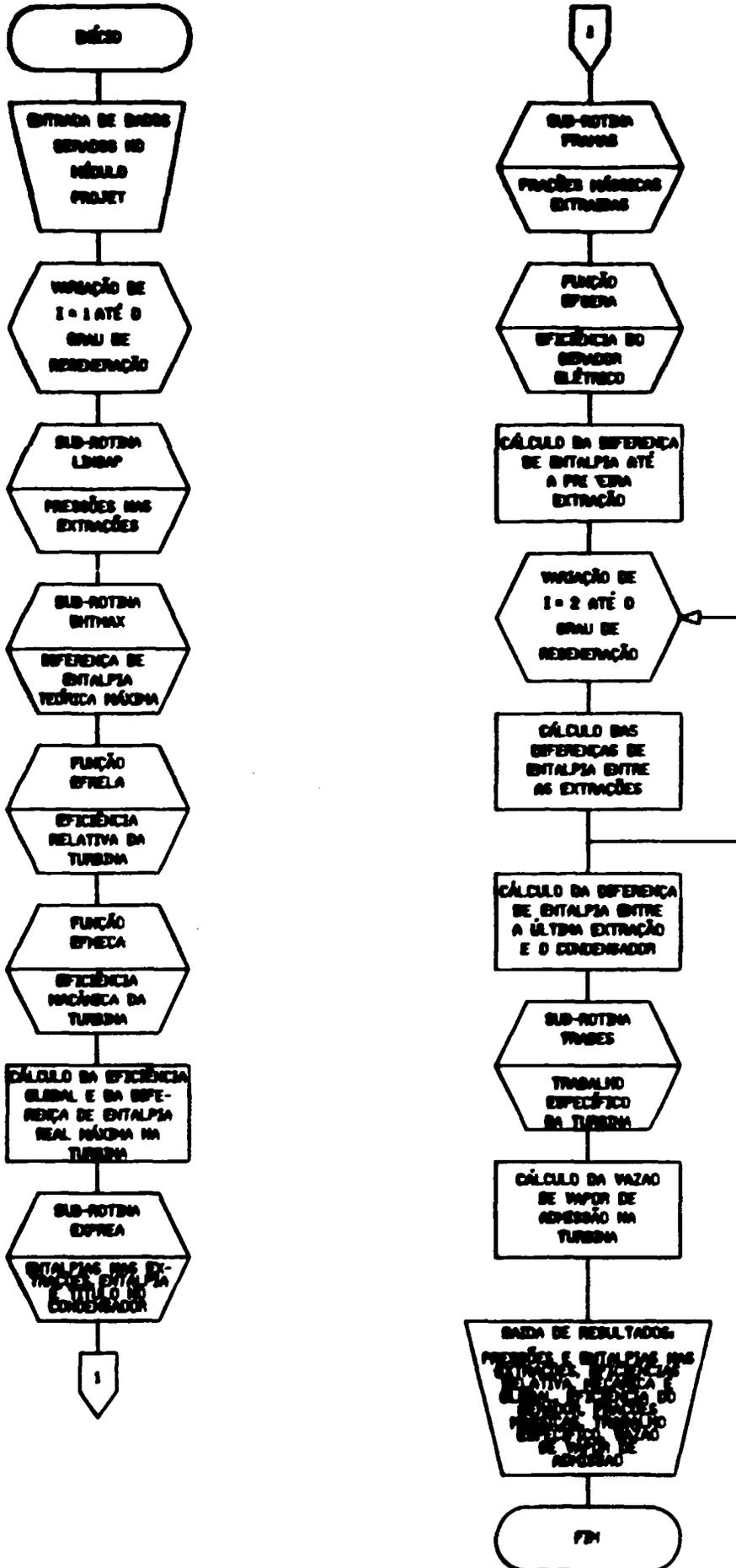


Figura 10 Diagrama de blocos da Sub-rotina TURBO

### 4.3.1.2 Diferença de Entalpia Máxima Teórica

A determinação da curva real de expansão da turbina requer que seja calculada preliminarmente a diferença de entalpia máxima teórica que ocorreria em uma turbina ideal, que promovesse a expansão do vapor entre os vários estágios da turbina segundo um processo adiabático reversível, apresentado na Figura 11.

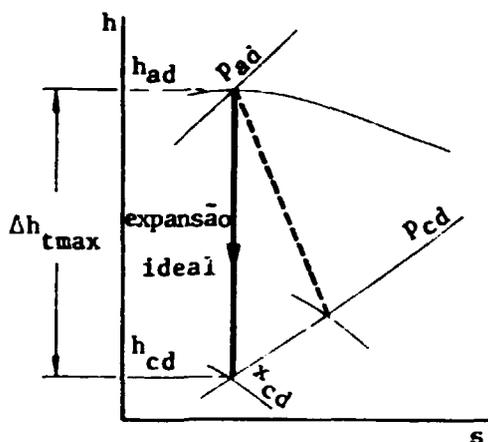


Figura 11 Salto entálpico máximo teórico

A Sub-rotina DHTMAX foi desenvolvida para calcular o salto entálpico ideal e opera da seguinte maneira:

- 1º lê a pressão, a temperatura e o título do vapor de admissão na turbina. Lê também, a pressão no condensador;
- 2º verifica o estado do vapor fornecido, calculando através da Sub-rotina LINSAP a pressão de saturação correspondente à temperatura lida do vapor de admissão, comparando-a a seguir com a pressão do vapor de admissão lida; se for menor, o vapor fornecido está no estado superaquecido; caso contrário, o vapor é saturado;
- 3º para vapor superaquecido, obterá através da Sub-rotina SUPERA os valores de entalpia e entropia do vapor de admissão. No entanto, caso o vapor esteja no estado superaquecido o programa será interrompido, pois nesta primeira versão o Programa LUNERG

foi implementado para operar apenas com vapor saturado, condição típica das usinas nucleares.

- 4º para vapor saturado, aciona a Sub-rotina SATURA com a informação do valor da pressão de admissão, obtendo como retorno as entalpias e entropias do líquido e do vapor no estado saturado. Com esses dados e o título, calcula a entalpia e a entropia do vapor de admissão segundo as expressões:

$$h_{ad} = h_{lad} + x_{ad} (h_{vad} - h_{lad}) \quad (16)$$

$$s_{ad} = s_{lad} + x_{ad} (s_{vad} - s_{lad}) \quad (17)$$

- 5º com a pressão do condensador lida como dado de entrada, aciona a Sub-rotina SATURA que fornece as entalpias e entropias do líquido e do vapor saturados:  $h_{lcd}$ ,  $h_{vcd}$ ,  $s_{lcd}$ ,  $s_{vcd}$ ;

- 6º calcula o título do vapor na saída da turbina para o processo de expansão isoentrópica pela expressão:

$$x_{cd} = \frac{s_{ad} - s_{lcd}}{s_{vcd} - s_{lcd}} \quad (18)$$

- 7º com o título calculado na etapa anterior e as propriedades determinadas no item 5, calcula a entalpia do estado final do processo isoentrópico de expansão na turbina pela expressão:

$$h_{cd} = h_{lcd} + x_{cd} (h_{vcd} - h_{lcd}) \quad (19)$$

Além disso, calcula a entropia do estado final, que será utilizada posteriormente pela Sub-rotina EXPREA:

$$s_{cd} = s_{lcd} + x_{cd} (s_{vcd} - s_{lcd}) \quad (20)$$

- 8º finalmente, calcula a diferença de entalpia máxima teórica por:

$$\Delta h_{tmax} = h_{ad} - h_{cd} \quad (21)$$

O diagrama de blocos da Sub-rotina DHTMAX é apresentado na Figura 12.

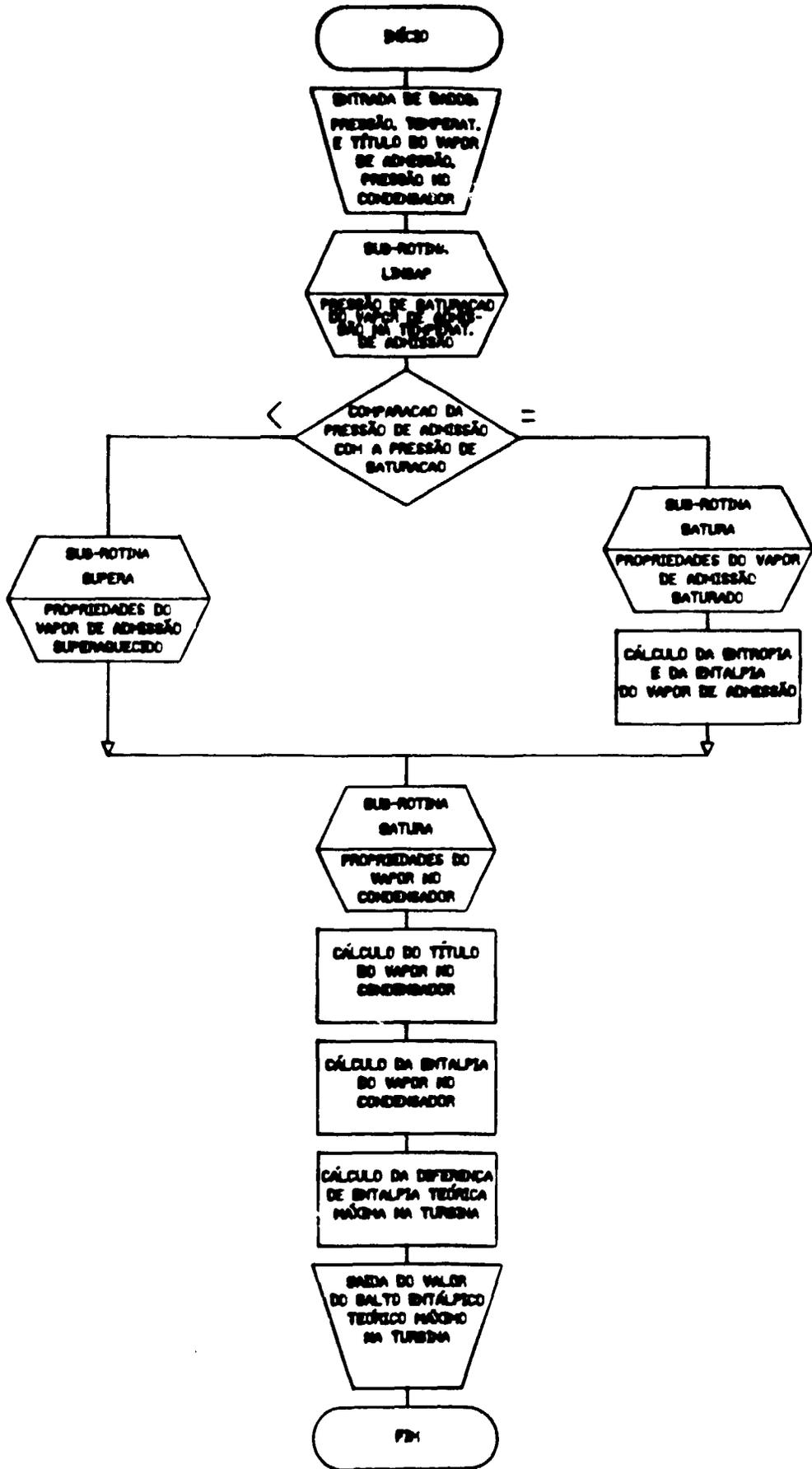


Figura 12 Diagrama de blocos da Sub-rotina DHTMAX

### 4.3.1.3 Eficiência Relativa da Turbina

Outro passo no sentido da determinação da curva real de expansão da turbina é o conhecimento da eficiência relativa da turbina que, combinada com a eficiência mecânica, apresentada no próximo item, fornece a eficiência global da turbina.

A eficiência relativa de uma turbina é determinada experimentalmente. Na fase de concepção da usina, adota-se um valor usual para este parâmetro, que deve ser verificado posteriormente junto ao fornecedor da turbina.

Na Figura 13 está representada a região das curvas que relacionam a eficiência relativa das turbinas passíveis de pré-dimensionamento pelo Programa LUNERG. Essas curvas são baseadas em informações de fabricantes e nas referências [1] e [34]. As curvas apresentam um comportamento crescente da eficiência com a potência, resultante do efeito de escala.

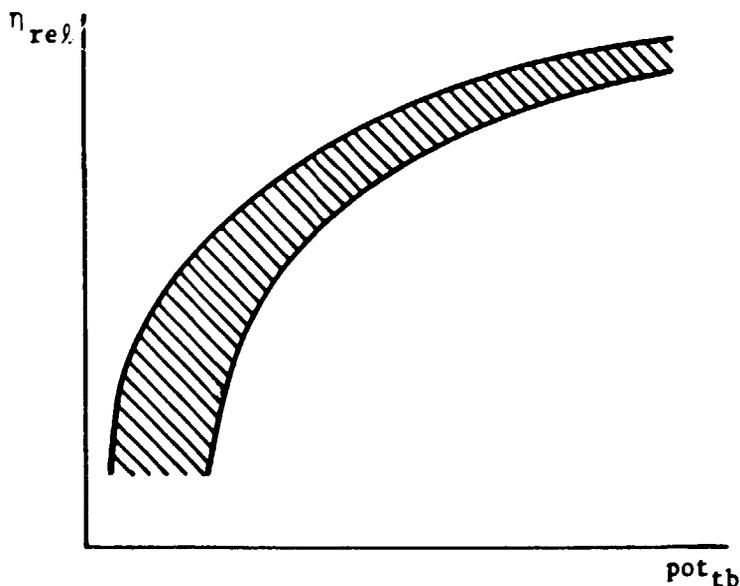


Figura 13 Eficiência relativa x potência da turbina

A curva média das curvas apresentadas na Figura 13 é traduzida pela expressão (22), que integra o Módulo PROJET como a Função EFRELA:

$$\eta_{rel} = k_1 + k_2 \ln pot_{tb} + k_3 \ln pot_{tb}^2 + k_4 \ln pot_{tb}^3 + k_5 \ln pot_{tb}^4 \quad (22)$$

onde  $k_1$  a  $k_5$  são constantes apresentadas no Apêndice C1.

#### 4.3.1.4 Eficiência Mecânica da Turbina

A eficiência mecânica de uma turbina também é determinada experimentalmente, adotando-se na fase de concepção um valor prático que deve ser verificado posteriormente. A Figura 14 apresenta a região das curvas usuais fornecidas pelas mesmas referências mencionadas no item anterior.

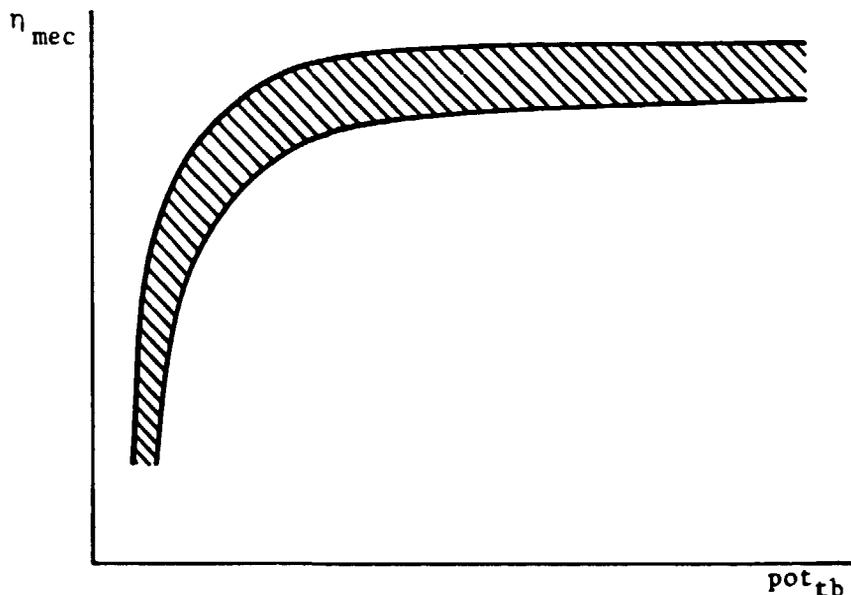


Figura 14 Eficiência mecânica x potência da turbina

Da mesma forma que no item anterior, foi determinada a curva média das curvas de eficiência mecânica de turbinas, que também apresenta um comportamento crescente com a potência devido ao já mencionado efeito de escala. A expressão resultante é a (23), que integra o programa como a Função EFMECA, onde  $k_6$  a  $k_{10}$  são constantes apresentadas no Apêndice C1.

$$\eta_{mec} = k_6 + k_7 pot_{tb} + k_8 pot_{tb}^2 + k_9 pot_{tb}^3 + k_{10} pot_{tb}^4 \quad (23)$$

#### 4.3.1.5 Eficiência Global da Turbina

A eficiência global da turbina é calculada pela expressão:

$$\eta_{gl} = \eta_{rel} \eta_{mec} \quad (24)$$

#### 4.3.1.6 Diferença de Entalpia Máxima Real

O salto entálpico máximo do processo real de expansão do vapor na turbina apresentado na Figura 15 é determinado pela expressão:

$$\Delta h_{rmax} = \eta_{gl} \Delta h_{tmax} \quad (25)$$

onde  $\eta_{gl}$  vem da expressão (24) e  $\Delta h_{tmax}$  vem da expressão (21).

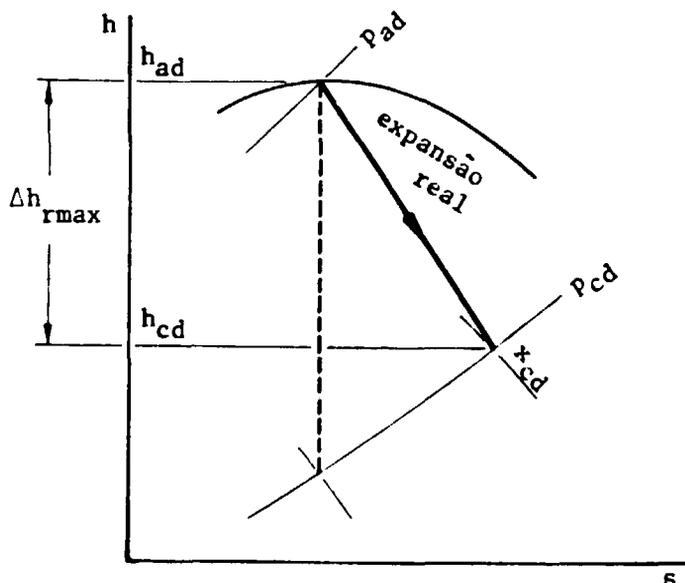


Figura 15 Salto entálpico máximo real

#### 4.3.1.7 Entalpia do Vapor nas Extrações da Turbina

A potência da turbina é calculada como a somatória das potências geradas nas várias etapas do processo de expansão do vapor no seu interior.

$$pot_{td} = \sum_{i=1}^{g+1} pot_i \quad (26)$$

Uma etapa é definida como o processo de expansão do vapor que ocorre entre duas pressões. Esse par de pressões pode ser formado pela pressão a jusante das válvulas da turbina e pela pressão da primeira extração, pelas pressões de duas extrações consecutivas ou pela pressão da última extração e a pressão do condensador.

A potência de uma etapa  $i$  é dada por

$$pot_1 = \dot{m}_1 \Delta h_1 \quad (27)$$

O salto entálpico de uma etapa ( $\Delta h_1$ ) é a diferença de entalpia dos estados definidos pela intersecção do par de pressões com a curva característica do processo de expansão do vapor na turbina, conforme apresentado na Figura 16.

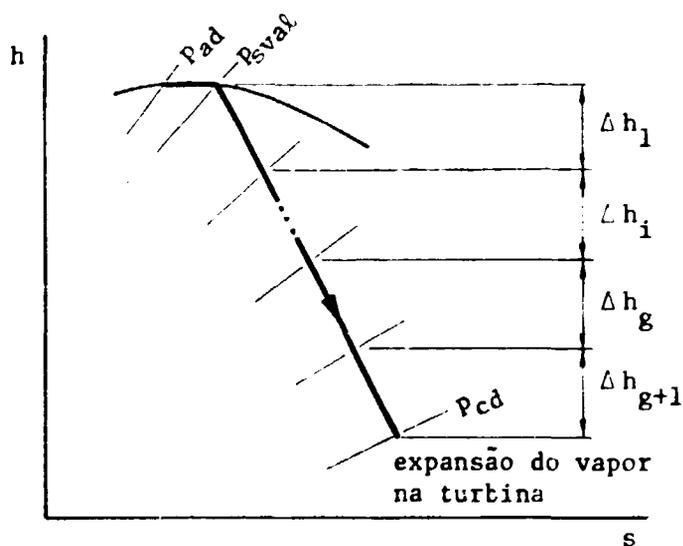


Figura 16 Saltos entálpicos na turbina

A Sub-rotina EXPREA foi concebida para determinar os saltos entálpicos acima descritos e opera da seguinte forma:

- 1º procede exatamente como as quatro primeiras etapas de determinação da diferença de entalpia máxima teórica.
- 2º determinadas as propriedades entalpia e entropia do vapor de admissão  $h_{ad}$  e  $s_{ad}$ , calcula as propriedades do estado na

saída das válvulas da turbina, ou seja  $h_{sval}$  e  $s_{sval}$ .

O estado após as válvulas é determinado pelo cruzamento do processo de expansão isoentálpica com a pressão a jusante das válvulas. Adota-se para a pressão após as válvulas 95% da pressão do vapor de admissão. Essa perda de carga é usual em válvulas de controle de turbinas.

A expansão nessas válvulas pode ocorrer em três regiões peculiares do Diagrama de Mollier, apresentadas na Figura 17.

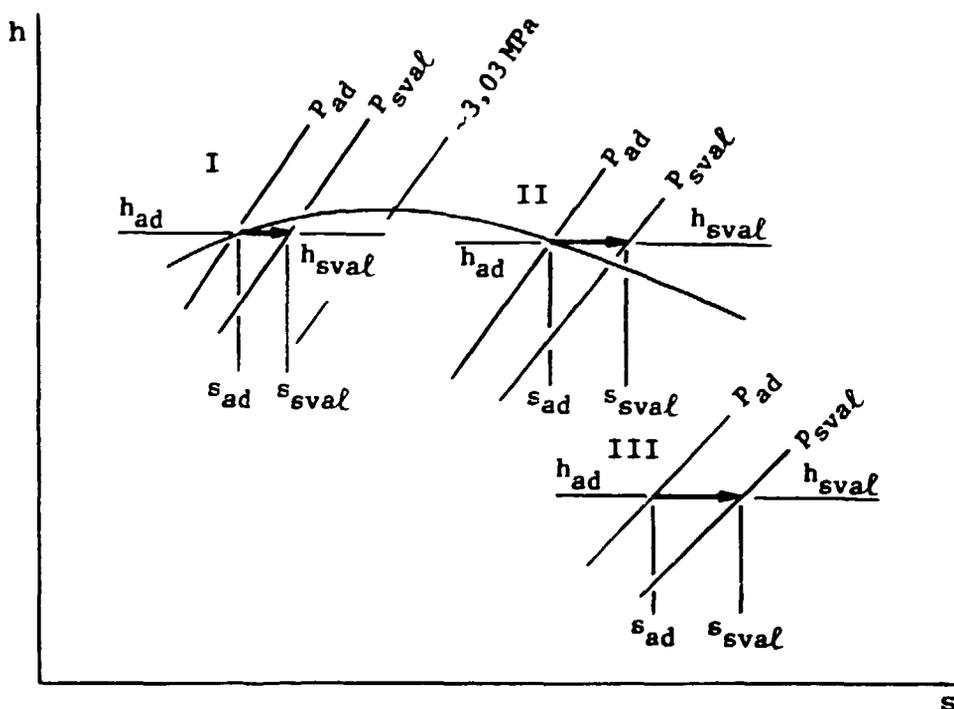


Figura 17 Possibilidades de expansão nas válvulas

REGIAO I: para pressões maiores que 3,03 MPa, a expansão do vapor saturado seco faz com que seu título diminua;

REGIAO II: o vapor ao expandir se torna superaquecido; e,

REGIAO III: o vapor saturado úmido sofre um processo de desumificação ao expandir.

3º para expansões na região I, a Sub-rotina EXPREA aciona a Sub-rotina SATURA para a qual fornece a pressão na saída das válvulas e da qual recebe a entalpia e a entropia para o líquido e o vapor saturados  $h_{jsval}$ ,  $h_{vsval}$ ,  $s_{jsval}$ ,  $s_{vsval}$ . Com esses dados e  $h_{sval}$  calculado no 2º item determina o título na saída das válvulas pela expressão

$$x_{sval} = \frac{h_{sval} - h_{jsval}}{h_{vsval} - h_{jsval}} \quad (28)$$

Com o título assim determinado calcula a entropia na saída das válvulas pela expressão

$$s_{sval} = s_{jsval} + x_{sval} (s_{vsval} - s_{jsval}) \quad (29)$$

4º na região II, o vapor pode ser admitido como gás perfeito sem grandes imprecisões. Assim, tem-se:

$$\int_{ad}^{sval} ds = c_{po} \int_{ad}^{sval} \frac{dT}{T} - R \int_{ad}^{sval} \frac{dP}{P} \quad (30)$$

A variação de temperatura neste processo é nula em virtude da hipótese de gás perfeito, de modo que a variação de entropia através das válvulas é dada por:

$$\Delta s_{sval} = -R \ln (P_{sval}/P_{ad}) \quad (31)$$

onde  $R = 0,4615 \text{ KJ/Kg K}$ , e a entropia após as válvulas da turbina é

$$s_{sval} = s_{ad} - \Delta s_{sval} \quad (32)$$

5º na região III a entalpia e a entropia do vapor na saída das válvulas são determinadas da mesma forma que na região I.

6º conhecidas as propriedades  $h_{sval}$ ,  $s_{sval}$ ,  $h_{cd}$  e  $s_{cd}$  de dois estados de um processo, que no diagrama de Mollier pode ser representado por uma reta, a Sub-rotina EXPREA determina a equação do processo:

$$h = b - as \quad (33)$$

onde  $a = \frac{h_{sval} - h_{cd}}{s_{cd} - s_{sval}}$  e  $b = h_{sval} + a s_{sval}$  (34) e (35)

7º a seguir, através da Sub-rotina SATURA, determina a entalpia e a entropia do líquido e do vapor saturados para todas as extrações  $h_{lexi}$ ,  $h_{vexi}$ ,  $s_{lexi}$ ,  $s_{vexi}$ . Com esses valores gera as equações:

$$h_{exi} = h_{lexi} + x_{exi} (h_{vexi} - h_{lexi}) \quad (36)$$

$$s_{exi} = s_{lexi} + x_{exi} (s_{vexi} - s_{lexi}) \quad (37)$$

nas quais as incógnitas são  $h_{exi}$ ,  $s_{exi}$  e  $x_{exi}$ .

A equação que falta para resolver o sistema é a equação (33) aplicada às extrações

$$h_{exi} = b - a s_{exi} \quad (38)$$

Com as equações (36), (37) e (38) determina-se  $x_{exi}$

$$x_{exi} = \frac{b - a s_{lexi} - h_{lexi}}{h_{vexi} - h_{lexi} + a (s_{vexi} - s_{lexi})} \quad (39)$$

8º finalmente, com os valores dos títulos nas extrações conhecidos, retorna à equação (36) e determina os valores das entalpias nas extrações.

A seguir a Figura 18 apresenta o diagrama de blocos da Sub-rotina EXPREA

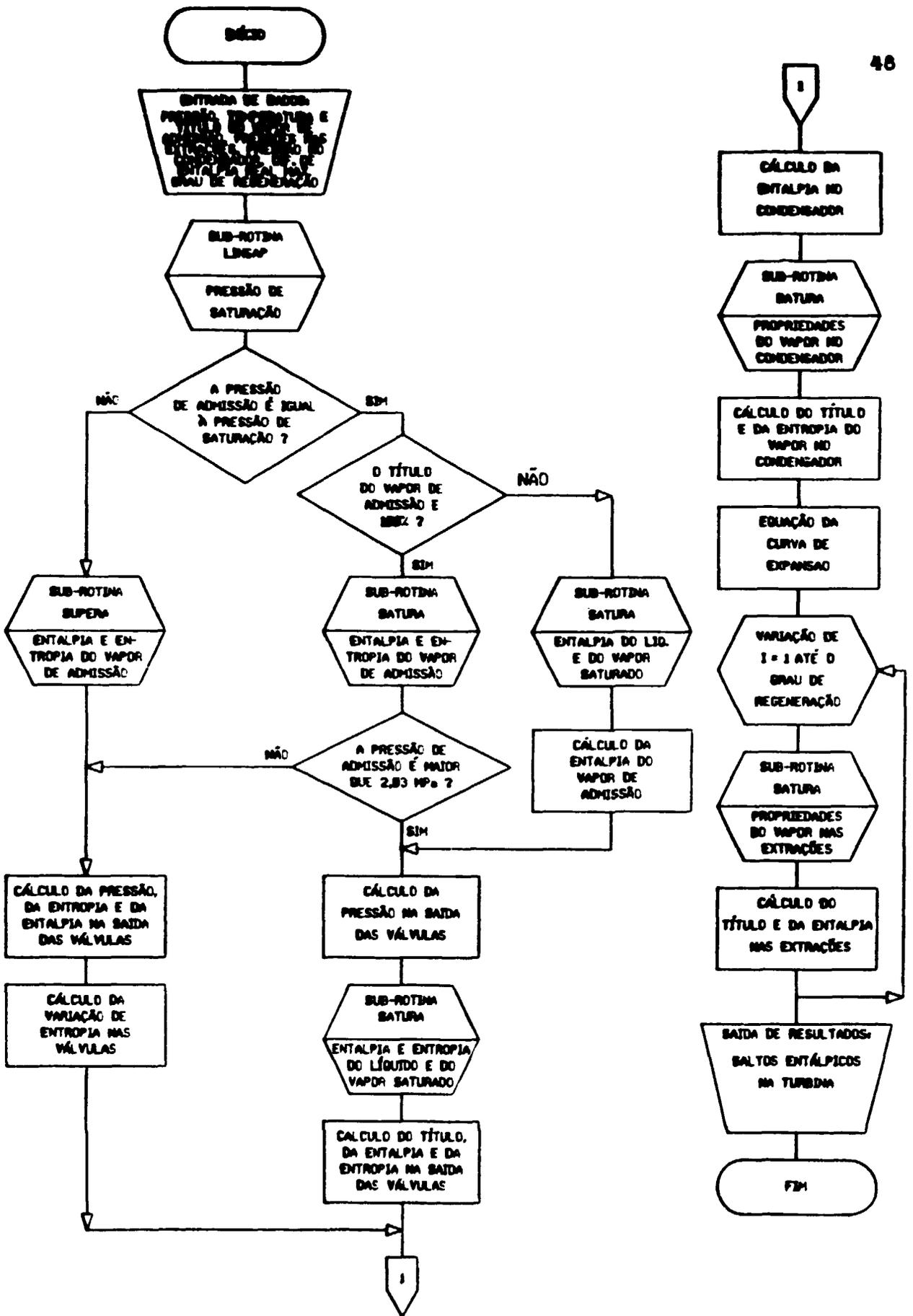


Figura 18 Diagrama de blocos da Sub-rotina EXPREA

#### 4.3.1.8 Fracões Mássicas Extraídas da Turbina

A elaboração de balanços de massa e energia para os pré-aquecedores gera equações que relacionam as vazões mássicas e as entalpias das correntes de entrada e saída desses equipamentos.

Para cada grau de regeneração existe um balanço específico. Devido à generalidade do Módulo PROJET os balanços de massa e energia são gerados automaticamente em função do número de pré-aquecedores.

Os pré-aquecedores são considerados trocadores de calor termicamente isolados nos quais todo o calor fornecido pelo vapor extraído da turbina é recebido pela água de alimentação. Admite-se também que as tubulações que unem os pré-aquecedores não liberam calor para o meio. Assim, a temperatura de entrada em um pré-aquecedor é igual à temperatura de saída do pré-aquecedor anterior. Essa consideração é aceitável em plantas de geração de energia, visto que todos os equipamentos e linhas são termicamente isolados, sendo as perdas desprezíveis.

Na elaboração dos balanços de massa e energia adota-se o conceito da fração mássica, definida como a relação entre a vazão mássica de vapor extraído na extração  $i$  e a vazão mássica de vapor admitido na turbina:

$$\alpha_1 = \frac{\dot{m}_{ex1}}{\dot{m}_{ad}} \quad (40)$$

A Figura 19 apresenta o esquema utilizado para a elaboração dos balanços.

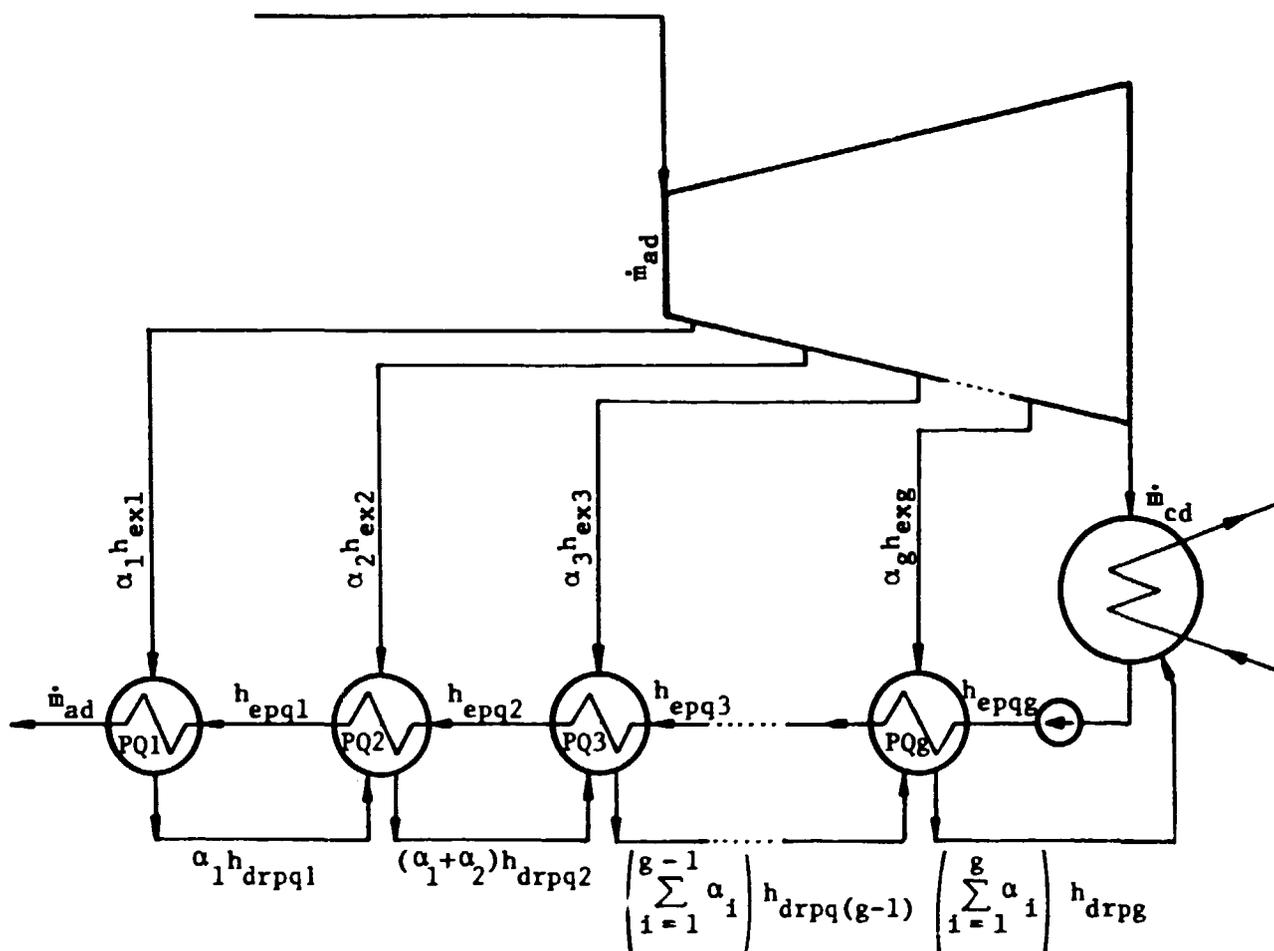


Figura 19 Esquema do circuito

Dos balanços de massa e energia realizados para todos os pré-aquecedores resulta a expressão abaixo que fornece as frações mássicas extraídas da turbina:

$$\alpha_1 = \frac{h_{epq(1-1)} - h_{epq1} - \left( \sum_{i=1}^{g-1} \alpha_i \right) (h_{drpq(1-1)} - h_{drpq1})}{h_{ex1} - h_{drpq1}} \quad (41)$$

A Sub-rotina FRAMAS, cujo diagrama de blocos é apresentado na Figura 20, calcula as frações mássicas de vapor extraído da turbina.

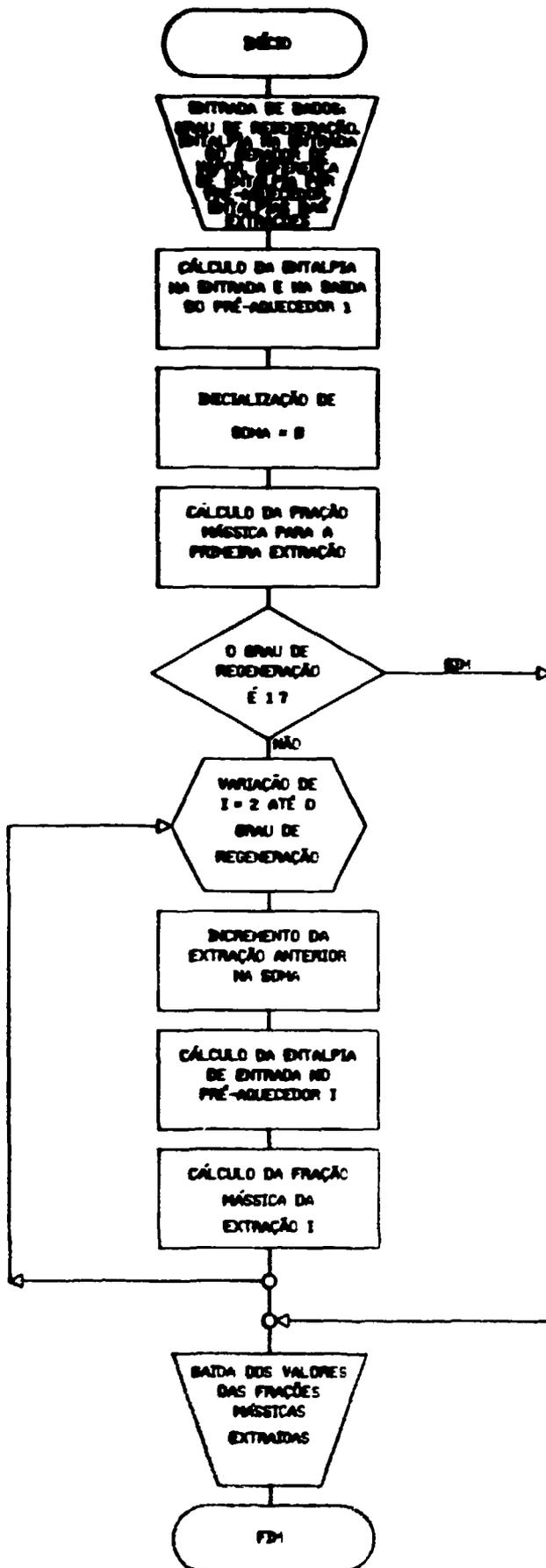


Figura 20 Diagrama de blocos da Sub-rotina FRAMAS

#### 4.3.1.9 Eficiência do Gerador Elétrico

O Módulo PROJET do Programa LUNERG recebe como dado de entrada a potência elétrica nos bornes do gerador elétrico, mas opera com a potência mecânica no eixo da turbina. Assim, foi gerada uma expressão com base em curvas apresentadas nas referências (1) e (36) e em informações fornecidas por fabricantes, que relaciona a eficiência de geradores elétricos com a potência, e integra o programa como a Função EFGERA:

$$\eta_{ger} = k_{11} + k_{12} \text{pot}_{ger} + k_{13} \text{pot}_{ger}^2 \quad (42)$$

onde  $k_{11}$ ,  $k_{12}$  e  $k_{13}$  são constantes apresentadas no Apêndice C1.

A dificuldade de dissipação das perdas elétricas de um gerador é diretamente proporcional às dimensões. Conforme a potência de um gerador aumenta, é mais vantajoso diminuir as perdas do que dissipá-las. Assim, geradores de maiores potências possuem maiores eficiências, conforme apresentado na Figura 21.

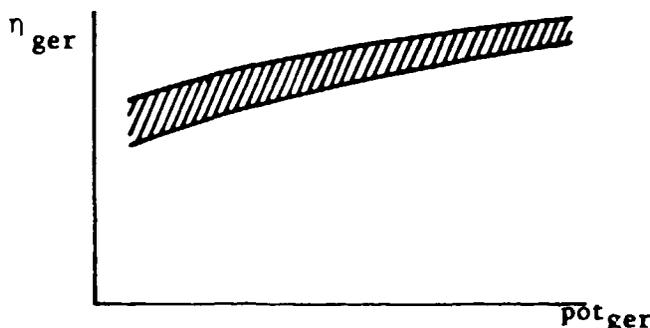


Figura 21 Eficiência do gerador elétrico x potência

#### 4.3.1.10 Diferença de Entalpia entre as Extrações

Nesta etapa são calculados os saltos entálpicos  $\Delta h_1$  que ocorrem no processo de expansão do vapor na turbina com base nos valores de entalpia das extrações fornecidos pela Sub-rotina EXPREA. A diferença de entalpia entre duas extrações é dada por:

$$\Delta h_1 = h_{ex1} - h_{ex(i-1)} \quad (43)$$

#### 4.3.1.11 Trabalho Específico da Turbina

O trabalho específico é o parâmetro que, ao ser multiplicado pela vazão mássica de vapor que é admitida na turbina, fornece a potência. É dado pela seguinte expressão:

$$\text{trab}_{\text{esp}} = \sum_{i=0}^g (1-\alpha_i) \Delta h_{i+1} \quad (44)$$

A Figura 22 ilustra no diagrama de Mollier os saltos entálpicos na turbina ( $\Delta h_i$ ) e as frações mássicas extraídas ( $\alpha_i$ ).

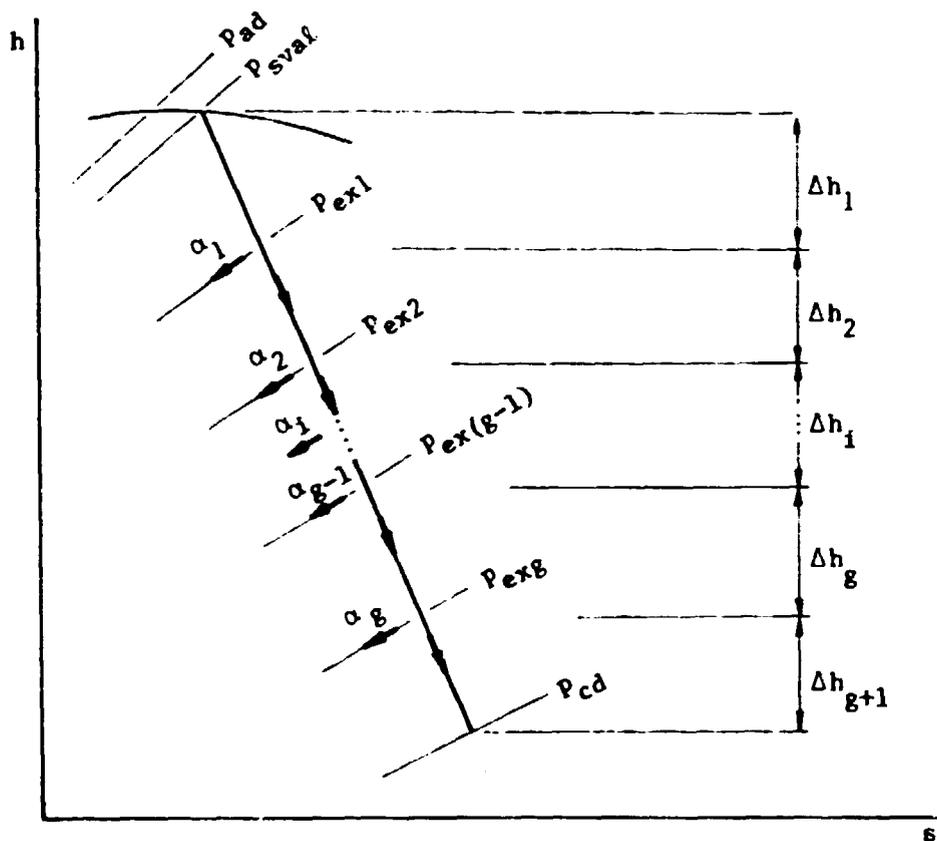


Figura 22 Saltos entálpicos e frações mássicas extraídas

A Sub-rotina TRABES, cujo diagrama de blocos é apresentado na Figura 23, determina o trabalho específico da turbina.

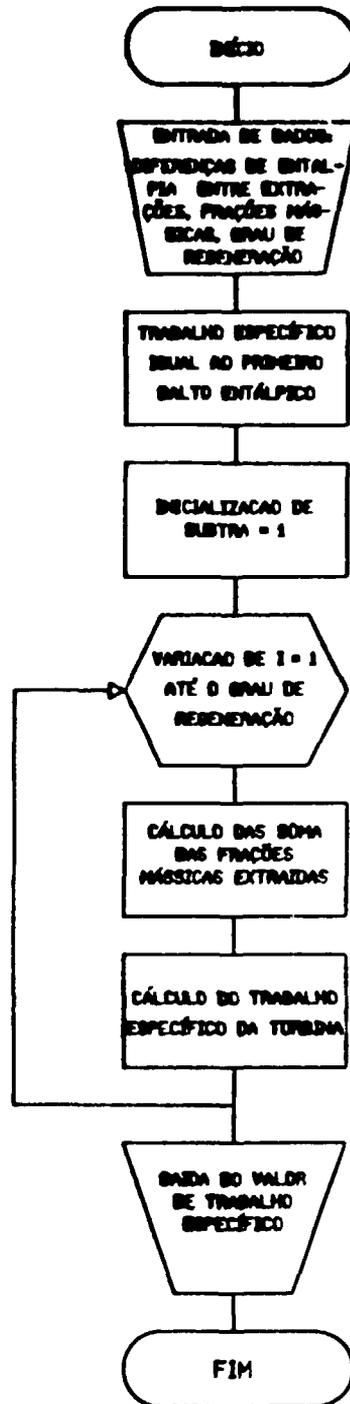


Figura 23 Diagrama de blocos da Sub-rotina TRABES

#### 4.3.1.12 Vazão mássica de Vapor de Admissão na Turbina

A vazão mássica de vapor que é admitida na turbina é dada pela expressão:

$$\dot{m}_{ad} = \frac{pot_{ger}}{trab_{esp} \eta_{mec} \eta_{ger}} \quad (45)$$

#### 4.3.2 Pré-dimensionamento do Condensador Sub-rotina CONDER

O condensador é um trocador de calor cuja função é condensar o vapor de exaustão da turbina para que o condensado resultante possa ser bombeado pelas bombas de extração de condensado. Muitas vezes o condensador promove um pequeno sub-resfriamento do condensado para evitar cavitação nessas bombas. Em alguns condensadores também é feita a desaeração do condensado aproveitando a baixa solubilidade do ar na água quando esta se encontra no estado saturado.

Os condensadores normalmente são instalados na horizontal, com o vapor condensando em um único passe do lado da carcaça, enquanto que a água de resfriamento circula pelo interior dos tubos em um ou dois passes.

A pressão de operação do condensador deve ser a mais baixa possível para que se obtenha um bom rendimento termodinâmico da planta. Isto faz com que formatos cilíndricos sejam estruturalmente mais vantajosos que formatos com paredes planas. Por operar sob vácuo, todas as aberturas do condensador devem ser cuidadosamente vedadas para evitar vazamentos de ar que contaminem a água, aerando-a. A Figura 24 apresenta a geometria típica de um condensador:

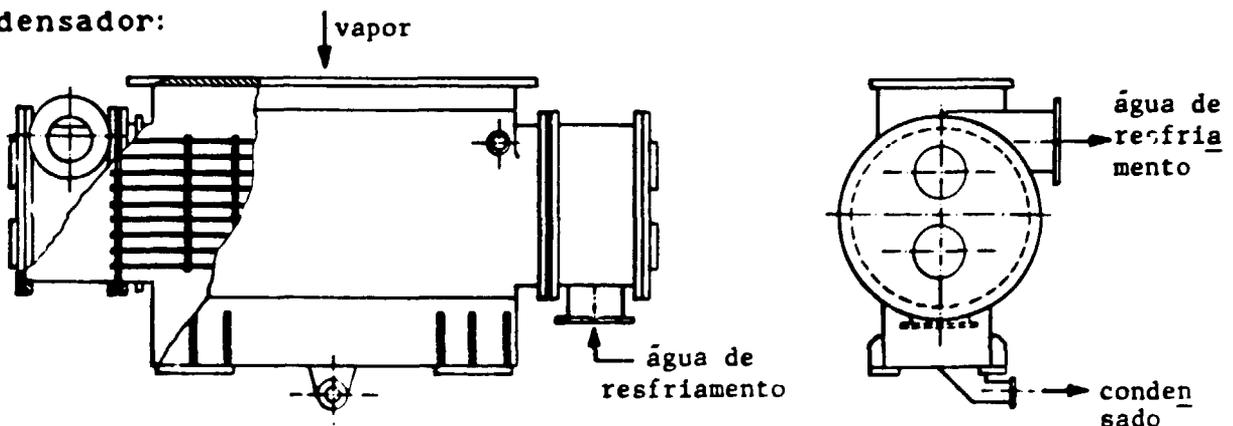


Figura 24 Configuração típica do condensador de 1 passe

O pré-dimensionamento do condensador é realizado pela Sub-rotina CONDER com base na norma da HEI para condensadores de superfície [5], na especificação militar MIL-C-15430J para condensadores de navios [9] e na folha de dados de projeto DDS4601-1 [10].

Pela aplicação de tais normas é possível pré-dimensionar condensadores com sete alternativas de escolha de materiais para os tubos, apresentadas na Sub-rotina MATROC; o diâmetro dos tubos pode variar entre 15,875 e 25,4mm por serem os diâmetros comerciais mais usuais; são aceitas temperaturas de entrada da água de resfriamento de -1,1 a 48,9°C; as velocidades da água no interior dos tubos e nos bocais do condensador podem ser selecionadas de acordo com as necessidades do projeto, sendo normalmente utilizados os valores 2,13 m/s e 2,74 m/s respectivamente; a espessura dos tubos pode variar de 2,77 a 0,56mm (BWG 12 a 24).

A Sub-rotina CONDER pode, ainda, pré-dimensionar condensadores com um ou dois passes do lado dos tubos e um passe na carcaça.

Além da Sub-rotina MATROC, a Sub-rotina CONDER utiliza também as Sub-rotinas KTUBO e GTUBO, bem como as Funções DITROC, TETROC, DPCDEX, BWGESP, DPEST1 ou DPEST2 e DPCDS1 ou DPCDS2, descritas detalhadamente em seções seguintes.

Para a determinação das propriedades da água são utilizadas as Sub-rotinas SATURA e LINSAT, do Módulo Periférico de Apoio.

A seguir é apresentado o equacionamento utilizado na Sub-rotina CONDER. A identificação das variáveis deve ser feita por meio da nomenclatura apresentada no início do trabalho.

#### 4.3.2.1 Carga Térmica

A carga térmica no condensador é dada por:

$$Q_{cd} = \dot{m}_{cd} \Delta h_{cd} \quad (46)$$

#### 4.3.2.2 Coefficiente Global de Transmissão de Calor

De acordo com a referência [6], excluindo os casos em que são utilizadas altas velocidades de água de resfriamento, a resistência térmica da água geralmente contribui com a maior parcela da resistência total à transferência de calor no processo de condensação. Essa resistência pode ser considerada como uma função única da velocidade elevada a 0,8. Ainda segundo a mesma referência, quando a velocidade da água é baixa, o expoente 0,8 é muito elevado. Dessa forma, autores como KERN [11], adotam um coeficiente global de transmissão de calor proporcional à velocidade elevada a 0,5, adotado pelo HEI [5], e também neste trabalho. Essa referência apresenta uma curva básica do coeficiente global de transmissão de calor em relação à velocidade da água para tubos de latão almirantado, limpos, BWG 18, com água de resfriamento a 21,1°C. Quando as condições de troca térmica são diferentes, o coeficiente global de transmissão de calor é ajustado por fatores de correção. Dessa forma, o coeficiente global de transmissão de calor no condensador é dado por:

$$U_{gcd} = F_m F_t F_j F_d V_{tu}^{0,5} \quad (47)$$

onde  $F_m$ ,  $F_t$ ,  $F_j$  e  $F_d$  são, respectivamente, fatores de correção relativos ao material, à temperatura, às incrustações e ao diâmetro dos tubos. O HEI [5] fornece valores para  $F_m$ ,  $F_t$  e  $F_d$ .

Com base em recomendações práticas, adota-se o valor 0,85 para o fator de correção  $F_j$  relativo às incrustações nas paredes dos tubos.

O fator de correção  $F_d$ , que corrige o coeficiente global de transmissão de calor em função do diâmetro dos tubos, é fornecido pela Função DITROC. Esta função seleciona uma determinada constante para tubos de 15,875 mm a 19,05 mm ou outra constante para tubos de 22,225 mm a 25,4 mm.

Para os casos em que a temperatura da água de resfriamento não é 21,1°C, utiliza-se a Função TETROC. Esta função tem como objetivo fornecer o fator de correção  $F_t$  do coeficiente global de transmissão de calor em função da temperatura de entrada da água de resfriamento que pode variar de -1,1°C a 48,9°C, sendo dado pela expressão:

$$F_t = k_{14} + k_{15} \ln t_{ef} + k_{16} \ln t_{ef}^2 + k_{17} \ln t_{ef}^3 + k_{18} \ln t_{ef}^4 \quad (48)$$

onde  $k_{14}$  a  $k_{18}$  são constantes apresentadas no Apêndice C1.

Quando o material dos tubos do condensador não é latão almirantado e a espessura é diferente de BWG 18, utiliza-se a Sub-rotina MATROC cujo objetivo é fornecer o fator de correção  $F_m$  do coeficiente global de transmissão de calor em função do material e da espessura dos tubos. Os outros materiais possíveis são: ligas de bronze-alumínio, ligas de cobre-níquel 90-10 e 70-30, aços carbono e inox, ou titânio, nas espessuras BWG 12 a 24.

O diagrama de blocos da Sub-rotina MATROC é apresentado na Figura 25.

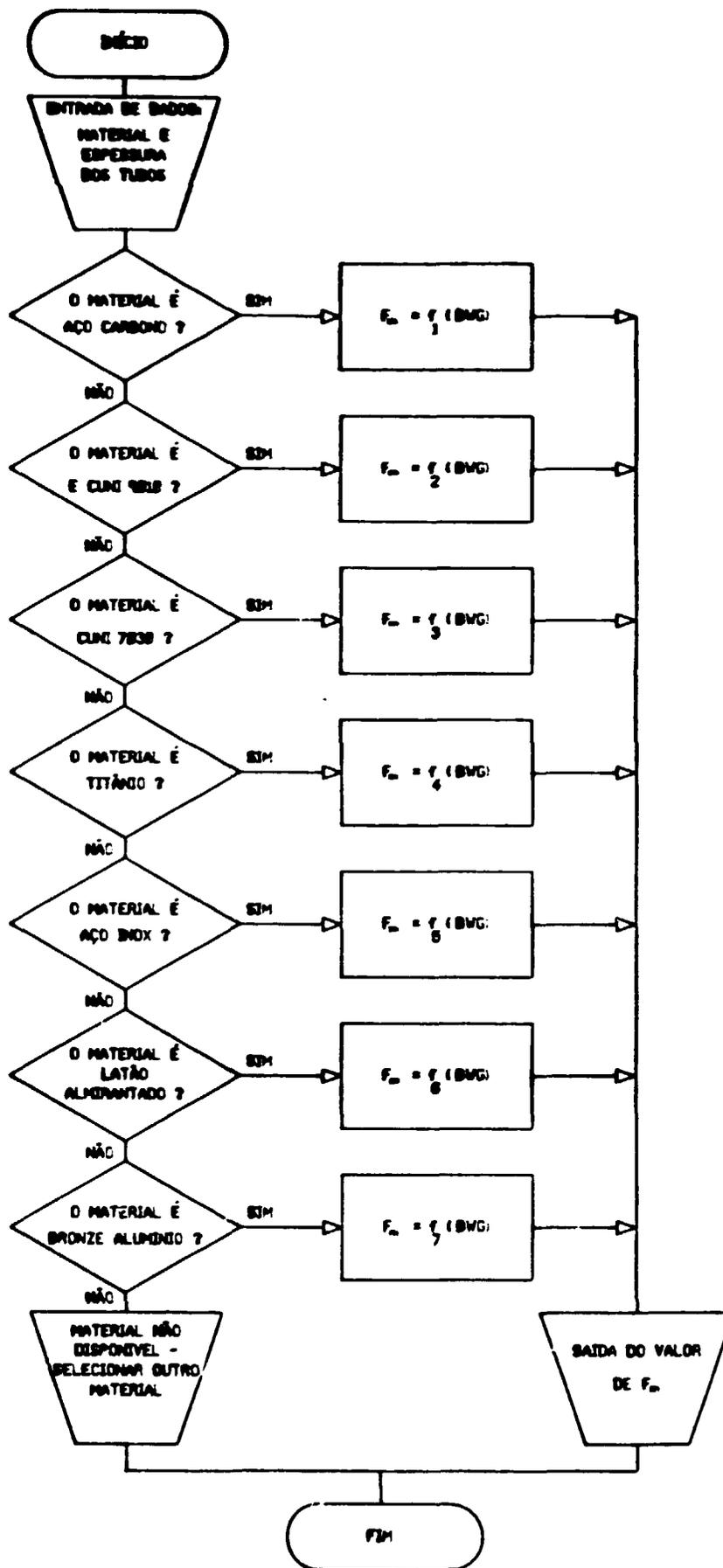


Figura 25 Diagrama de blocos da Sub-rotina MATROC

#### 4.3.2.3 Temperatura de Saída da Água de Resfriamento

$$t_{sf} = t_{cd} - \frac{t_{cd} - t_{ef}}{eNUT}, \text{ onde} \quad (49)$$

$$NUT = \frac{U_{gcd} L_{cd} K_{tu}}{c_p V_{tu}} \quad (50)$$

O parâmetro  $K_{tu}$  é definido como a constante do tubo que é a relação entre a área superficial externa por comprimento unitário de um tubo do condensador e a vazão calculada pela Sub-rotina GTUBO, apresentada no item 4.3.2.7.

O valor de  $K_{tu}$  é determinado pela Sub-rotina KTUBO.

#### 4.3.2.4 Vazão de Água de Resfriamento

$$G = \frac{Q_{cd}}{c_p (t_{sf} - t_{ef})} \quad (51)$$

#### 4.3.2.5 Diferença de Temperatura Média Logaritmica

$$DTML_{cd} = \frac{t_{sf} - t_{ef}}{\ln \left( \frac{t_{cd} - t_{ef}}{t_{cd} - t_{sf}} \right)} \quad (52)$$

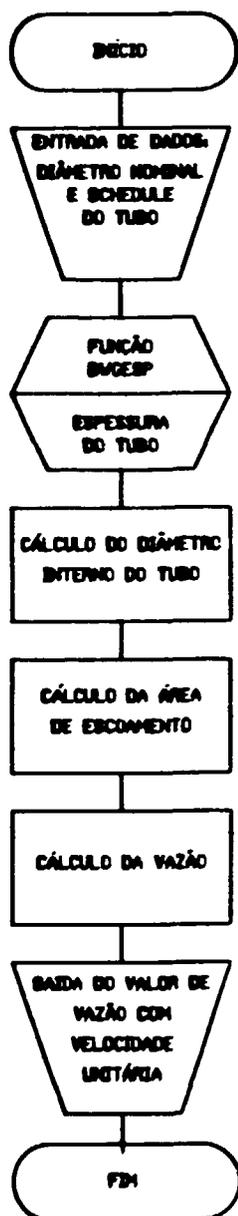
#### 4.3.2.6 Área de Troca de Calor

$$A_{cd} = \frac{Q_{cd}}{U_{gcd} DTML_{cd}} \quad (53)$$

#### 4.3.2.7 Número de Tubos

$$N_{cd} = \frac{G p}{q V_{tu}} \quad (54)$$

A vazão volumétrica de água de resfriamento que passa pelo interior de um tubo do condensador com velocidade unitária ( $q$ ) é dada pela sub-rotina GTUBO, cujo diagrama de blocos é apresentado na Figura 26.



A Sub-rotina GTUBO aciona inicialmente a Função BWGESP com o número BWG selecionado pelo usuário. Esta função calcula a espessura da parede dos tubos BWG 12 a 24 pela expressão (55), onde as constantes  $k_{19}$  a  $k_{23}$  são apresentadas no Apêndice C1:

$$esPt_u = k_{19} + k_{20}BWG + k_{21}BWG^2 + k_{22}BWG^3 + k_{23}BWG^4 \quad (55)$$

A seguir calcula o diâmetro interno do tubo de diâmetro e espessura selecionados:

$$D_{itu} = D_{otu} - 2 esPt_u \quad (56)$$

Finalmente calcula a área de escoamento:

$$A_{tu} = D_{itu}^2 / 4 \quad (57)$$

e a vazão que passa pelo interior do tubo quando a velocidade é unitária:

$$q = 1 A_{tu} \quad (58)$$

A vazão real por tubo é dada por:

$$q_r = q V_{tu} \quad (59)$$

Figura 26

Diagrama de blocos  
da Sub-rotina  
GTUBO

#### 4.3.2.8 Perdas de Carga

As perdas de carga na entrada e na saída dos tubos e nos coletores do condensador são calculadas com base em curvas apresentadas pelo HEI [5]. Para essas curvas são apresentadas as equações a seguir, obtidas por regressão pelo método dos mínimos quadrados. Todas as constantes das equações são fornecidas pelo Apêndice C1.

As expressões apresentadas nas seções seguintes são sub-rotinas e funções contidas na Sub-rotina CONDER.

##### 4.3.2.8.1 Coletor de Entrada, 1 ou 2 passes Função DPCEX

A expressão (60) fornece a perda de carga em função da velocidade da água de resfriamento no bocal:

$$DPCDEX = k_{24} + k_{25} V_{bo} + k_{26} V_{bo}^2 \quad (60)$$

##### 4.3.2.8.2 Entrada e Saída de Tubos

As expressões abaixo fornecem os valores da perda de carga na entrada e na saída dos tubos para condensadores de 1 ou 2 passes, em função da velocidade da água de resfriamento nos tubos.

Para condensadores de 1 passe, a Função DPEST1 fornece:

$$DPEST1 = k_{27} + k_{28} V_{tu} + k_{29} V_{tu}^2 \quad (61)$$

Para condensadores de 2 passes, a Função DPEST2 fornece:

$$DPEST2 = k_{30} + k_{31} V_{tu} + k_{32} V_{tu}^2 \quad (62)$$

#### 4.3.2.8.3 Coletor de Saída

As expressões abaixo fornecem os valores de perda de carga nos coletores de saída para condensadores de 1 ou 2 passes, em função da velocidade da água de resfriamento nos bocais.

Para condensadores de 1 passe, a Função DPCDS1 fornece:

$$DPCDS1 = k_{33} + k_{34} V_{bo} + k_{35} V_{bo}^2 + k_{36} V_{bo}^3 + k_{37} V_{bo}^4 \quad (63)$$

Para condensadores de 2 passes, a Função DPCDS2 fornece:

$$DPCDS2 = k_{38} + k_{39} V_{bo} + k_{40} V_{bo}^2 \quad (64)$$

#### 4.3.2.8.4 Interior dos Tubos

A perda de carga no interior dos tubos é calculada pela equação (65), fornecida pela referência [5], que é uma variação da fórmula de Williams & Hazen:

$$DPIT = \frac{0,0064 V_{tu}^{1,75}}{(D_{otu}-2 \text{ esp}_{tu})^{1,25}} \quad (65)$$

#### 4.3.2.8.5 Perda de Carga Total

Segundo a referência [8], a perda de carga máxima no condensador deve estar compreendida entre 0,05 e 0,1 MPa. Neste trabalho é adotado um valor médio de 0,75 MPa. Caso a perda de carga total calculada seja maior que esse valor, os cálculos são refeitos automaticamente para um diâmetro maior.

O programa inicializa os cálculos com um diâmetro de 15,875mm. Caso seja pequeno, os diâmetros alternativos são 19,05mm, 22,225mm e 25,4mm.

A perda de carga total para condensadores de 1 passe é:

$$DPTOT1 = DPCDEX + DPEST1 + DPIT + DPCDS1 \quad (66)$$

Para condensadores de 2 passes é:

$$DPTOT2 = DPCDEX + DPEST2 + DPIT + DPCDS2 \quad (67)$$

#### 4.3.2.9 Diâmetros dos Bocais de Água de Resfriamento

O diâmetro dos bocais é dado por:

$$D_{bo} = \sqrt{\frac{4 G}{\pi V_{bo}}} \quad (68)$$

O valor máximo adotado para  $V_{bo}$  será de 2,95 m/s para a condição de projeto, de acordo com a referência [9].

#### 4.3.2.10 Diâmetro do Condensador

De acordo com a referência [9], a área total dos furos dos tubos do espelho deve ser da ordem de 23% da área total do espelho exposto à água de circulação. Dessa forma, o diâmetro do condensador será aproximadamente

$$D_{cd} = D_{otu} (N_{cd}/0,23)^{0,5} \quad (69)$$

#### 4.3.2.11 Relação Comprimento/Diâmetro do Condensador

Visando uma boa funcionalidade estrutural, é conveniente que o condensador possua uma relação entre o comprimento e o diâmetro

compreendida entre 1,5 e 3,0 para condensadores cilíndricos (área menor que 1400 m<sup>2</sup>); segundo a referência [11]. Para condensadores maiores, tal relação deve ser analisada caso a caso.

Portanto, nesta etapa é verificado se a relação L/D é apropriada. Caso não seja, redimensiona-se o condensador com novo comprimento.

O comprimento inicial adotado será de 2,44m. Caso seja pequeno, a Sub-rotina CONDER opta automaticamente por 3,66m, 4,88m, 6,10m ou 7,32m, de acordo com recomendação da referência [6].

#### 4.3.2.12 Diagrama de Blocos da Sub-rotina CONDER

O diagrama de blocos desta sub-rotina apresenta, como dados de entrada, as seguintes informações:

- vazão de vapor de admissão
- título do vapor de admissão
- pressão no condensador
- material dos tubos
- espessura dos tubos
- número de passes nos tubos
- temperatura de entrada da água de resfriamento
- velocidade da água nos tubos
- velocidade da água nos bocais

O diagrama de blocos da Sub-rotina CONDER é apresentado na Figura 27.

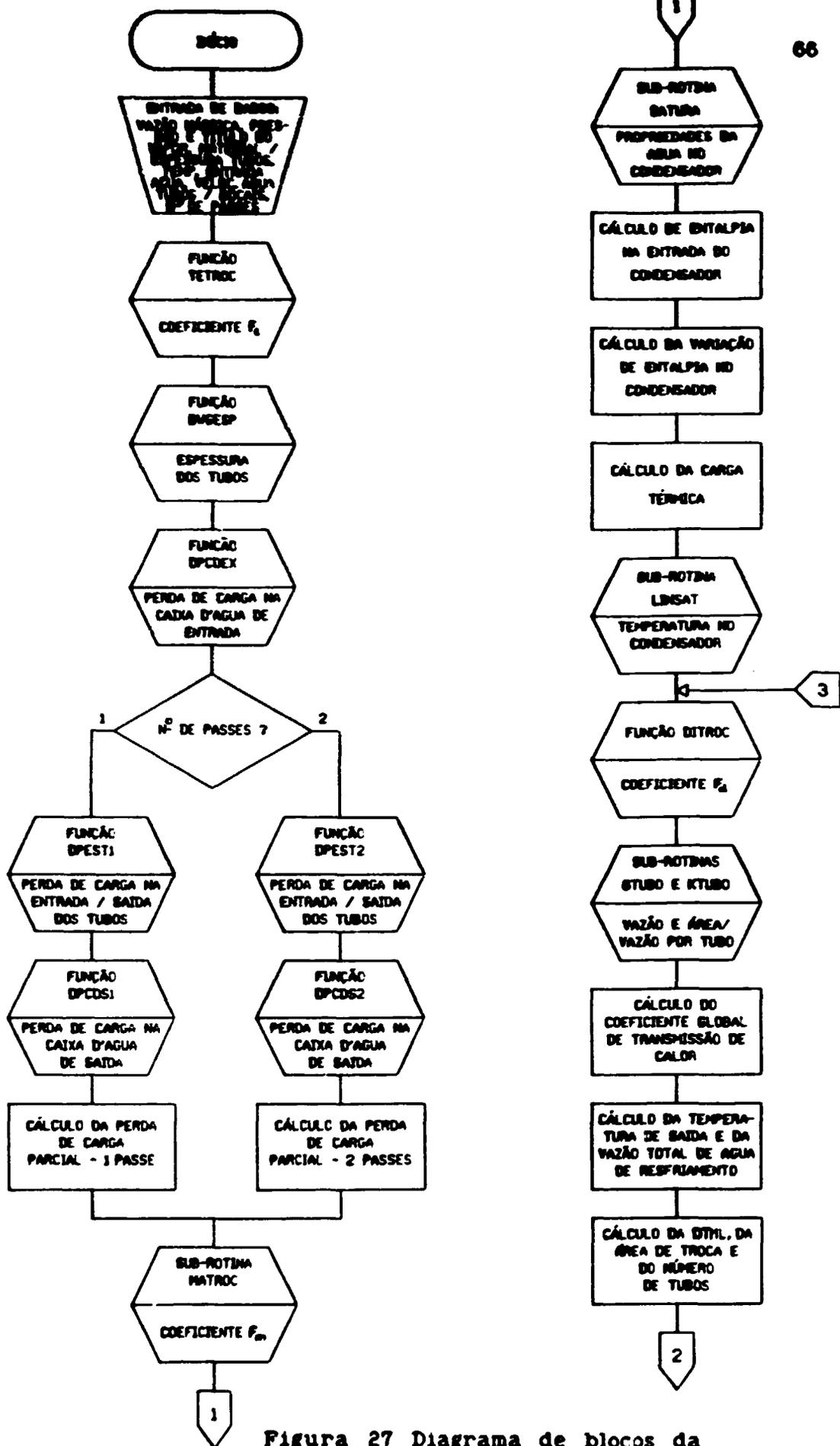


Figura 27 Diagrama de blocos da Sub-rotina CONDER

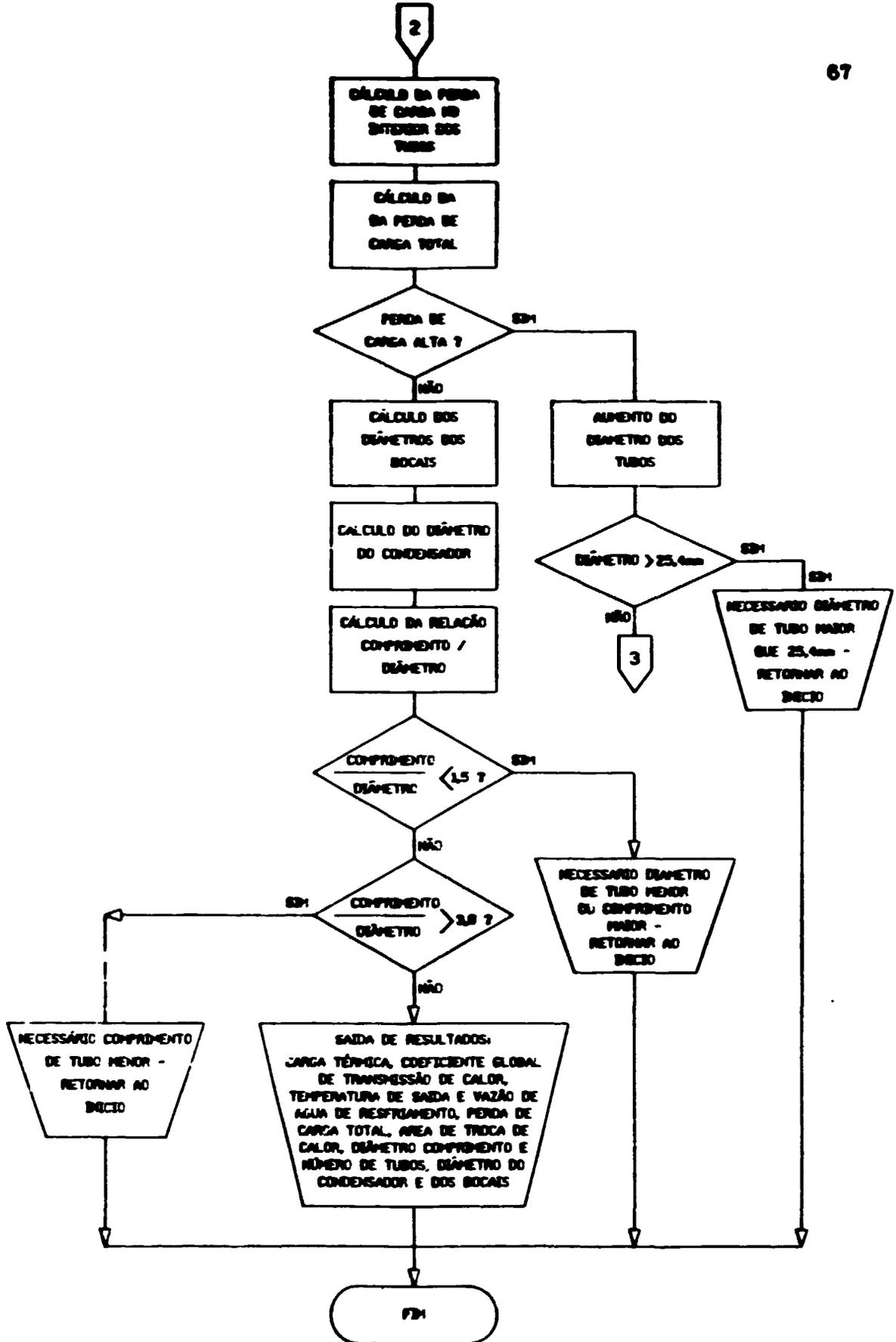


Figura 27 Diagrama de blocos da Sub-rotina CONDER (cont.)

### 4.3.3 Pré-dimensionamento dos Pré-aquecedores Sub-rotina HEATER

A Sub-rotina HEATER, cujo objectivo é pré-dimensionar os pré-aquecedores de água de alimentação, segue as recomendações do HEI (Heat Exchange Institute) e do HEDH (Heat Exchange Design Handbook), referências [7] e [8] respectivamente.

Os pré-aquecedores enfocados são trocadores de calor de superfície, tipo casco e tubos, com a água de alimentação sendo aquecida em 2 passes no interior dos tubos por vapor extraído da turbina, condensando em contra-corrente no casco.

O equacionamento utilizado nesta sub-rotina para um pré-aquecedor  $i$  é apresentado a seguir.

#### 4.3.3.1 Carga Térmica

A carga térmica de um pré-aquecedor  $i$  é dada por

$$Q_{pq1} = \dot{m}_{ad1} \Delta h_{pq1} \quad (70)$$

O critério de otimização do aumento de entalpia da água de alimentação por pré-aquecedor, citado no item referente ao balanço de massa e energia do Módulo PROJET, fornece que

$$\Delta h_{pq1} = \Delta h_{pq} = cte \quad (71)$$

A vazão mássica de água de alimentação que percorre todos os pré-aquecedores é a mesma. Portanto,

$$\dot{m}_{ad1} = \dot{m}_{ad} \quad (72)$$

Dessa forma, a carga térmica de todos os pré-aquecedores será a mesma e igual a

$$Q_{pqi} = Q_{pq} = \dot{m}_{ad} \Delta h_{pq} \quad (73)$$

#### 4.3.3.2 Diferença de Temperatura Média Logaritmica

Os pré-aquecedores de água de alimentação são trocadores de calor, condensadores de vapor saturado, com sub-resfriamento do condensado formado, cuja diferença de temperatura média logaritmica é dada por:

$$DTML_{pqi} = \frac{t_{sf1} - t_{ef1} + \Delta t_{sub1}}{\ln \left( \frac{t_{sat1} - t_{sf1}}{t_{sat1} - t_{sf1} - \Delta t_{sub1}} \right)} \quad (74)$$

#### 4.3.3.3 Coefficiente Global de Transmissão de Calor

O coeficiente global de transmissão de calor dos pré-aquecedores é estimado com base nas mesmas referências utilizadas pela Sub-rotina CONDER, gerada para o pré-dimensionamento do condensador, considerando que os pré-aquecedores também são condensadores.

Para os pré-aquecedores, admite-se que o coeficiente global é proporcional à velocidade elevada a 0,8, pois a velocidade da água no interior dos tubos não é tão baixa quanto no condensador. Nos pré-aquecedores é possível utilizar velocidades maiores devido à melhor qualidade da água do circuito secundário, que é desmineralizada. A água de resfriamento, que circula pelo

condensador, na maior parte das vezes é captada de rios ou do mar e não sendo tratada, contém altos índices de sólidos em suspensão.

Tal como na Sub-rotina CONDER, o coeficiente global de transmissão de calor por pré-aquecedor também é corrigido por fatores de correção relativos à temperatura da água, às incrustações e ao diâmetro dos tubos, respectivamente  $M_t$ ,  $M_j$  e  $M_d$ . Os valores para  $M_t$  e  $M_d$  são fornecidos pelo HEI [5]. Para o fator de correção relativo às incrustações nas paredes dos tubos é utilizado o valor 0,97 de acordo com recomendações práticas de fabricantes de trocadores de calor.

O coeficiente global de transmissão de calor não será corrigido com relação ao material dos pré-aquecedores, pois admite-se que os tubos são de aço carbono. Esta hipótese é realista pois é prática comum construir pré-aquecedores com tubos desse material diminuindo o custo desses trocadores de calor, dado que a água do circuito secundário além de ser desmineralizada, conforme já mencionado, também tem o seu pH controlado. Assim, o coeficiente global de transmissão de calor para um pré-aquecedor  $i$  é dado por:

$$U_{gpqi} = M_t M_j M_d V_{tu}^{0,8} \quad (74a)$$

A Sub-rotina HEATER utiliza a Função DITROC para gerar o fator de correção  $M_d$ . A Função TETROC foi adaptada para gerar valores para o fator de correção  $M_t$  para temperaturas de 10°C a 240°C, que é a variação máxima usual de temperatura para a água de alimentação em pré-aquecedores de usinas nucleares.

#### 4.3.3.4 Área de Troca de Calor

A área de troca de calor de um pré-aquecedor 1 é dada por

$$A_{pq1} = \frac{Q_{pq1}}{U_{gpg} F DTML_{pq1}} \quad (75)$$

onde  $F$  é o fator de correção da diferença de temperatura média logarítmica, que assume um valor unitário para os pré-aquecedores, nos quais ocorre a condensação do vapor, ou seja, um processo de transmissão de calor com mudança de fase.

#### 4.3.3.5 Número de Tubos

A determinação do número de tubos de um pré-aquecedor 1 requer que seja primeiramente estabelecido o comprimento do trocador de calor. Atendendo a uma recomendação da referência [6], inicia-se por um comprimento mínimo  $L_{tupq1}$  de 1,22 m.

A seguir, admitindo que o diâmetro dos tubos é 15,875 mm, calcula-se o número de tubos de um pré-aquecedor pela expressão

$$N_{tupq1} = \frac{A_{pq1}}{\pi D_{tupq1} L_{tupq1}} \quad (76)$$

Posteriormente, caso a relação comprimento/diâmetro do pré-aquecedor não se mostre apropriada, aumenta-se o comprimento do trocador para um valor imediatamente superior, múltiplo de 1,22m. Caso seja necessário um comprimento maior que 7,32 m, seleciona-se um diâmetro de tubo 3,175 mm maior, ou seja, 19,050 mm, e assim da mesma forma para 22,225 mm e 25,400 mm. Caso

seja requerido um diâmetro de tubo ainda maior, a Sub-rotina HEATER emite uma mensagem de advertência ao usuário.

#### 4.3.3.6 Diâmetro

No cálculo do diâmetro de um pré-aquecedor  $i$  admite-se passo quadrangular de modo que a relação entre passo e diâmetro dos tubos tenha um valor compreendido entre 1,25 e 1,5 , atendendo a uma recomendação da referência [8].

Dessa forma, a área correspondente a cada tubo no espelho do pré-aquecedor será

$$A_{tuespi} = pat_{pqi}^2 \quad (77)$$

onde  $pat_{pqi}$  é o passo entre os tubos do pré-aquecedor  $i$

A área do espelho será aproximadamente

$$A_{espi} = N_{tupqi} pat_{pqi}^2 \quad (78)$$

O diâmetro de um pré-aquecedor  $i$  será aproximadamente

$$D_{pqi} = 2 pat_{pqi} (N_{tupqi}/\pi)^{1/2} \quad (79)$$

#### 4.3.3.7 Diagrama de Blocos

O diagrama de blocos da Sub-rotina HEATER é apresentado na Figura 28.

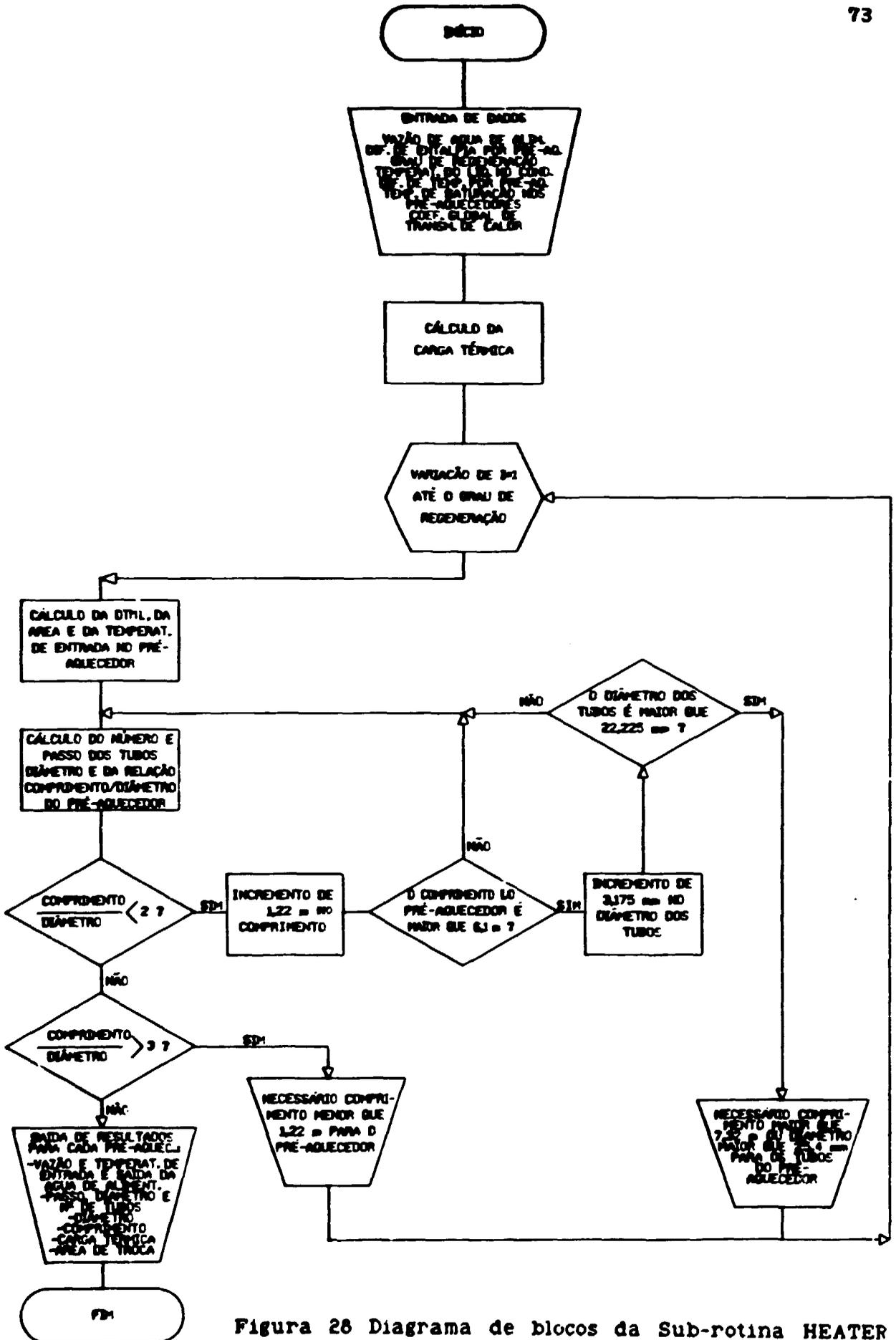


Figura 28 Diagrama de blocos da Sub-rotina HEATER

## 5 - SIMULAÇÃO: O MÓDULO SIMULA

### 5.1 Considerações e Hipóteses

Na primeira parte do Programa LUNERG foi gerado um pré-dimensionamento da usina na condição nominal de operação em função de dados de entrada fornecidos pelo usuário, com o grau de generalidade que o Módulo PROJET oferece.

Nesta segunda parte, em que se desenvolve o Módulo SIMULA, são introduzidos como dados de entrada os resultados fornecidos pelo Módulo PROJET para que seja feita a simulação operacional da usina em cargas parciais ou com outras temperaturas de água de resfriamento.

Os resultados da simulação devem ser avaliados pelo usuário, que pode, eventualmente, entrar com novas condições de projeto no Módulo PROJET caso os resultados não sejam satisfatórios, conforme ilustrado na Figura 5. Essa iteração quantitativa programa-usuário conduz à seleção da melhor solução.

O Módulo SIMULA contém equações que traduzem o desempenho operacional dos principais componentes do circuito secundário de uma pequena usina nuclear do tipo PWR. A simulação consiste na solução do sistema de equações gerado para condições distintas das nominais de operação, quando as equações de todos os componentes são acopladas segundo a configuração da planta que está sendo concebida.

A simulação em carga parcial se inicia pelo estabelecimento, como dado de entrada, do nível da demanda de energia elétrica no qual se deseja avaliar a operação da usina. A cada carga parcial corresponde uma vazão mássica de água circulante pelo circuito secundário. As válvulas de controle da turbina são os elementos

responsáveis por essa variação, que ocorre da maneira descrita a seguir.

A informação do nível de demanda de energia elétrica chega à usina através dos bornes do gerador elétrico, que, por sua vez, transmite à turbina através do acoplamento dos seus eixos. Essa variação de carga provoca na turbina, a princípio, uma variação de rotação em relação à rotação nominal. Tal variação não deve exceder valores que ultrapassem os limites toleráveis de variação de frequência elétrica. A pequena variação de rotação provocada pela mudança de carga é captada pelo governador da turbina que, imediatamente, aciona as válvulas de controle, e estas, por sua vez, modificam a vazão de vapor admitido na turbina variando, dessa forma, a vazão de água que circula pelo secundário.

O vapor utilizado pela turbina é produzido no gerador de vapor. Neste equipamento, a função que relaciona a pressão com a carga da usina depende do tipo de sistema de controle do equipamento que lhe fornece energia, ou seja, o reator.

Os reatores possuem em seu interior combustível nuclear, geralmente urânio ou plutônio. Grande quantidade de calor é gerada em seu interior por meio da fissão nuclear do seu combustível. O controle da reação nuclear é realizada por meio de barras de controle que são inseridas entre os elementos combustíveis.

As barras de controle contêm em seu interior materiais que têm a propriedade de absorver neutrons emitidos pela fissão do combustível, controlando, dessa forma, a reação nuclear.

O calor gerado em um reator nuclear tipo PWR é transferido para a água, que circula pressurizada em seu interior. A pressurização é necessária para que a água não vaporize no reator, comprometendo a troca de calor entre os elementos combustíveis e a

água de resfriamento, bem como a operação das bombas de circulação do primário. A água entra e sai do reator por tubulações denominadas respectivamente de pernas fria e quente. A temperatura média do reator é definida como a média das temperaturas da água de resfriamento nas pernas quente e fria.

O controle da potência do reator é realizado pelas barras de controle segundo três formas básicas:

- mantendo constante a pressão no gerador de vapor;
- mantendo constante a temperatura média da água de resfriamento entre as pernas fria e quente do reator; ou
- aumentando a temperatura média proporcionalmente à carga da turbina, de acordo com padrões pré-estabelecidos.

Na primeira forma de controle do reator, as pequenas variações na pressão do gerador de vapor, provocadas pela variação da carga da turbina, são transmitidas ao sistema de controle do reator que muda a posição das barras de controle ajustando a sua potência, de forma que a pressão no gerador de vapor se mantenha constante.

Durante um aumento de carga da turbina a taxa de transferência de calor no gerador de vapor deve aumentar. Considerando que o coeficiente global e a área de transferência de calor se mantêm constantes, a diferença de temperatura entre a água de resfriamento do reator e a água do circuito secundário também deve aumentar. Considerando que no lado do secundário do gerador de vapor a temperatura deve permanecer constante, para que a pressão não varie quando a diferença de temperatura aumentar, a temperatura média da água de resfriamento do reator deve aumentar com o aumento de carga. Esta forma de controle do reator proporciona uma produção de vapor em condições excelentes de geração em toda a faixa de variação de carga. No entanto, provoca movimento excessivo das barras de

controle, podendo ocorrer em cargas elevadas, altas temperaturas da água na perna quente do reator, com valores próximos aos de saturação. A Figura 29a apresenta as variações com a carga da turbina dos diversos parâmetros envolvidos.

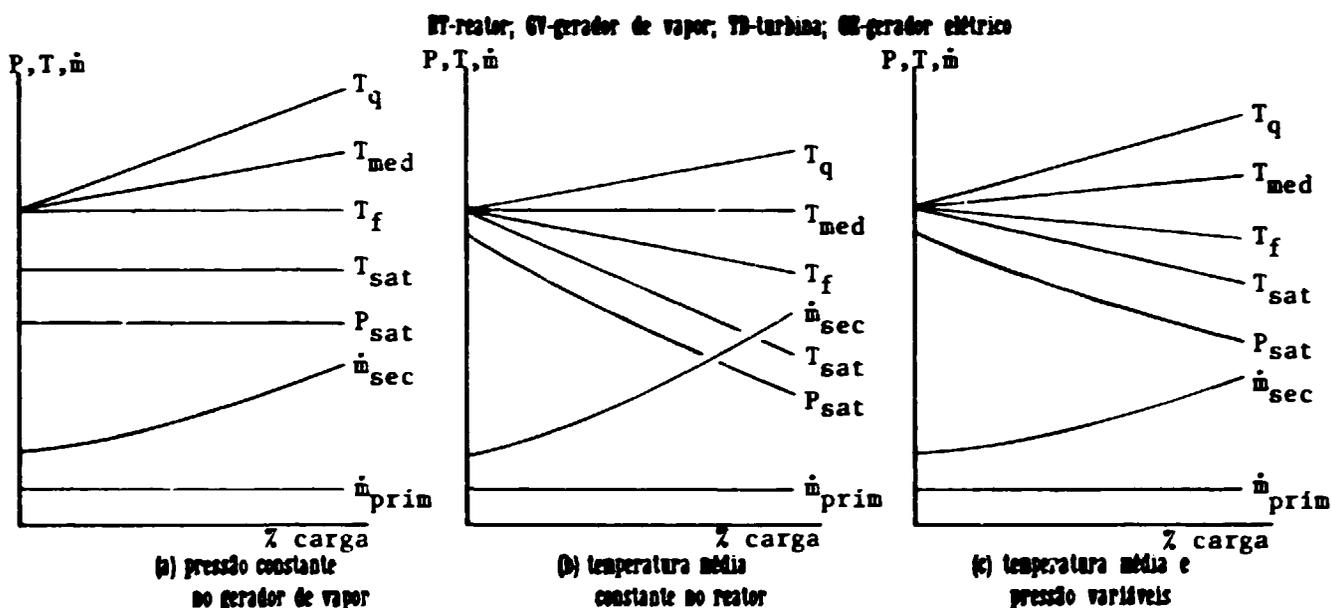
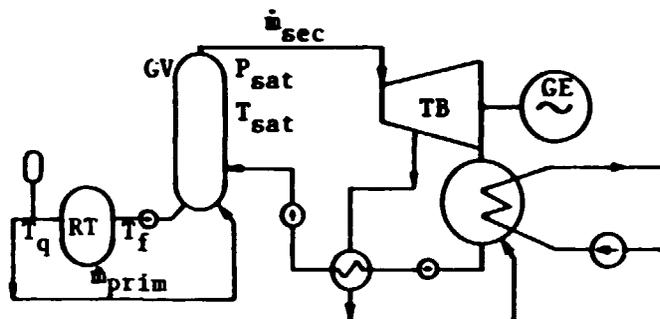


Figura 29 Formas básicas de controle da potência do reator

Na segunda forma de controle do reator, o seu sistema de controle detecta pequenas variações na temperatura média, causadas pela variação da carga da turbina e atua as barras de controle de forma que a temperatura média seja mantida constante. Isto provoca uma queda na pressão do vapor gerado com o aumento da carga da usina. Embora os pequenos movimentos das barras de controle constituam uma vantagem desta forma de controle, a queda na pressão de geração é, em alguns casos, uma desvantagem inaceitável.

A Figura 29b apresenta as variações dos parâmetros de processo envolvidos nesta forma de controle.

O controle do reator através da variação da temperatura média, com variação da pressão no gerador de vapor, associa as vantagens das duas formas anteriores, pois não provoca grandes aumentos da temperatura média do reator e nem grandes quedas da pressão no gerador de vapor com o aumento da carga. A maior parte dos reatores PWR de grande potência utiliza este tipo de controle, ilustrado na Figura 29c.

Aqui adota-se para simplificação da simulação a primeira forma de controle apresentada, ou seja, o controle da potência do reator mantendo-se constante a pressão no gerador de vapor.

Neste trabalho são enfocadas turbinas dotadas de válvulas governadoras que controlam a vazão de vapor de admissão, distribuída por um anel distribuidor que alimenta o primeiro estágio da turbina, chamado de estágio de regulagem. Um estágio assim concebido promove uma boa distribuição do vapor no interior da turbina, assim como transforma boa parte da energia cinética do vapor em trabalho mecânico no seu eixo, sem que a eficiência da turbina seja muito afetada quando da sua operação em cargas parciais.

As turbinas com estágios de regulagem perdem em média de 1% a 1,5% de eficiência para cada 25% de redução de potência, segundo a referência [13]. Considerando que a máxima queda de eficiência da turbina é pequena, a sua influência será desprezada.

A turbina descarrega o vapor no condensador cujo pré-dimensionamento, realizado pela Sub-rotina CONDER do Módulo PROJET, normalmente é feito na condição de carga nominal da planta podendo ser feito, eventualmente, acima ou abaixo dessa condição.

Caso seja realizado para uma condição de carga abaixo da nominal, o condensador resultará menor. Conseqüentemente, o seu desempenho será comprometido quando operar em carga nominal, resultando no aumento da pressão de condensação.

Caso a pressão aumente demasiadamente com o aumento da carga, surgem problemas de queda de rendimento da planta. Nesse caso, é possível manter a pressão no condensador dentro de valores toleráveis de duas formas: diminuindo a temperatura da água de resfriamento ou aumentando a vazão. A redução da temperatura da água de resfriamento nem sempre é uma hipótese com a qual se possa contar. Dessa forma, a única maneira factível de manutenção da pressão no condensador é pelo aumento da vazão de água de resfriamento. Neste caso, o sistema terciário da planta de geração, composto por bombas, tubulações e válvulas deverá ser adequadamente dimensionado para suprir a vazão de água necessária nessa condição. Normalmente o circuito terciário é dimensionado em função de limitações impostas à variação da pressão no condensador.

O dimensionamento de condensadores para uma condição de carga acima da nominal é um superdimensionamento raro de ocorrer e não será tratado neste trabalho.

A manutenção da pressão constante no condensador exige que a vazão de água de resfriamento diminua com a queda de carga da planta. Caso a vazão seja mantida constante e igual à da carga nominal, a pressão no condensador diminuirá e, conseqüentemente, ocorrerá uma melhoria temporária inicial no rendimento da planta. A seguir, as infiltrações de ar nas selagens da turbina, no condensador e na bomba de extração de condensado deverão se intensificar, passando o sistema de exaustão de incondensáveis a operar com menor desempenho. A presença de mais incondensáveis no

vapor prejudica a transferência de calor no condensador implicando, conseqüentemente, na elevação da pressão.

O domínio do projeto exige que se quantifique as variações dos parâmetros envolvidos, não só no estabelecimento do ponto ideal de pré-dimensionamento do condensador, como também na avaliação do desempenho fora da condição nominal. De posse dos valores numéricos gerados é possível avaliar alternativas e chegar a melhores soluções.

Neste trabalho adota-se pressão constante no condensador. Conseqüentemente, nas simulações em cargas parciais é determinada a variação da vazão de água de resfriamento causada não só pela variação da sua temperatura, como também pela variação da carga da usina.

A água que circula pelo secundário retorna ao gerador de vapor por meio das bombas de extração de condensado e das bombas de água de alimentação. Considerando que a pressão no condensador e no gerador de vapor são admitidas constantes, admite-se também que as bombas fornecem a mesma altura manométrica e têm eficiência constante para qualquer vazão, embora esta característica não corresponda ao comportamento real de bombas centrifugas. É necessário estabelecer esta hipótese pois, neste trabalho, não são pré-dimensionadas válvulas e tubulações nem tampouco simula-se a sua operação ou são avaliadas perdas de carga, o que exigiria um comportamento real das bombas. Dessa forma, assume-se que a potência das bombas é uma função única da vazão. Este fato embora não seja real, não influencia significativamente a avaliação do desempenho da planta como um todo, pois a potência das bombas afeta pouco o rendimento global da planta, que é um dos parâmetros de avaliação comumente utilizados na avaliação de concepções.

## 5.2 Equacionamentos do Módulo SIMULA

Nesta seção são formuladas as equações que traduzem o desempenho operacional dos componentes de interesse do circuito secundário, levando-se em conta as considerações e hipóteses apresentadas na seção anterior.

### 5.2.1 Variação da Vazão de Vapor de Admissão na Turbina

A potência da turbina é a somatória das potências das diversas etapas de expansão do vapor no seu interior. A potência fornecida por uma etapa é igual ao produto da vazão mássica de vapor que a percorre pela variação de entalpia na etapa. Portanto, a potência da turbina em carga parcial é dada por:

$$pot_{tbp} = \dot{m}_{adp} \left[ \sum_{i=0}^g (1 - \sum_{i=1}^g \alpha_i) \Delta h_{(i+1)p} \right] \quad (100)$$

A Figura 30 ilustra as variações de entalpia, de pressões, e as frações mássicas extraídas no processo de expansão em cargas parciais (linhas tracejadas) e na condição de carga nominal (linhas contínuas).

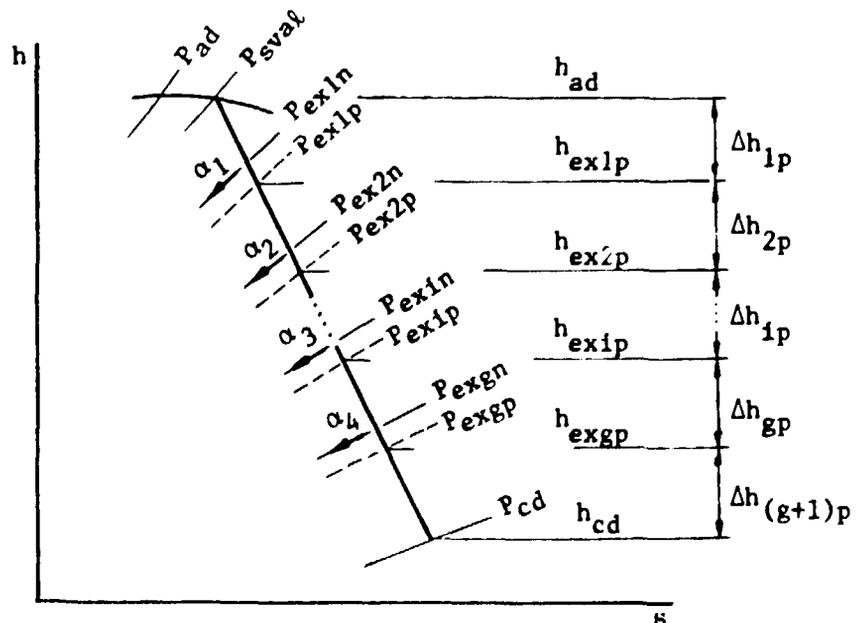


Figura 30 Processo de expansão do vapor na turbina

Da equação anterior é obtida a vazão mássica de vapor que deve ser admitida na turbina para uma dada carga parcial:

$$\dot{m}_{adp} = \frac{Pot_{tdp}}{\sum_{i=0}^g (1 - \sum_{j=1}^g \alpha_j) \Delta h_{(i+1)p}} \quad (101)$$

A potência da turbina em carga parcial não é um dado de entrada para as simulações, mas sim a potência do gerador elétrico. Assim, é necessário incluir a participação deste componente nas simulações em carga parcial.

De acordo com a referência [36], a eficiência de um gerador elétrico é diretamente proporcional à potência fornecida por ele segundo uma expressão do tipo:

$$\eta_{gerp} = \eta_{gern} (k_{36} + k_{37} Pot_{gerp}/Pot_{gern}) \quad (102)$$

onde  $k_{36}$  e  $k_{37}$  são constantes apresentadas no Apêndice C2 e  $\eta_{gern}$  e  $Pot_{gern}$  (também constantes) são a eficiência e a potência do gerador em carga nominal determinadas pelo Módulo PROJET.  $Pot_{gerp}$  é a potência parcial na qual se deseja simular a operação da planta.

A potência elétrica fornecida pelo gerador em carga parcial quando corrigida pelo valor da sua eficiência nessa condição, fornece a potência que deve ser transmitida a ele pela turbina. Portanto, a potência da turbina em carga parcial é:

$$Pot_{tdp} = Pot_{gerp}/\eta_{gerp} \quad (103)$$

A eficiência mecânica da turbina já foi incluída no Módulo PROJET pela Função EFMECA. Levando em conta que o seu valor praticamente não se altera com a carga pois a rotação da turbina é constante, não será tratada como uma variável neste equacionamento.

### 5.2.2 Variacão das Pressões nas Extraoes da Turbina

De acordo com o que foi estabelecido na referência [1] por FLUGEL, a relao entre a vazão mássica de vapor que  admitido em um volume de controle compreendendo um estágio da turbina em carga parcial e aquela que seria admitida em carga nominal  dada por

$$\frac{\dot{m}_{adp}}{\dot{m}_{adn}} = \sqrt{\frac{T_{adn}}{T_{adp}}} \sqrt{\frac{P_{adp}^2 - P_{sp}^2}{P_{adn}^2 - P_{sn}^2}} \quad (104)$$

onde,  $T_{adn}$  e  $T_{adp}$ : temperaturas absolutas do vapor de admissão na condio de carga nominal e parcial

$P_{adn}$  e  $P_{adp}$ : pressão de admissão no estágio em carga nominal e parcial

$P_{sn}$  e  $P_{sp}$ : pressão de saída do estágio na condio nominal e parcial

As temperaturas absolutas de admissão de vapor em carga nominal e parcial são iguais pois adota-se pressão constante no gerador de vapor. Dessa forma, a relao de temperaturas da equao (104)  igual  unidade. Assim, a expressão que relaciona vazões mássicas com pressões nos estágios da turbina para condioes de carga nominal e parcial 

$$\frac{\dot{m}_{adp}}{\dot{m}_{adn}} = \sqrt{\frac{P_{adp}^2 - P_{sp}^2}{P_{adn}^2 - P_{sn}^2}} \quad (105)$$

Extrapolando o volume de controle de um estágio para a turbina como um todo e considerando que as pressões de admissão de turbinas a condensaco de usinas nucleares normalmente são muito maiores que as pressões de descarga (admissão podendo chegar a aproximadamente 7,0 MPa e descarga a menos de 0,005 MPa), a equao (105) pode ser simplificada para:

$$\dot{m}_{adp} = \frac{\dot{m}_{adn}}{P_{adn}} P_{adp} = k_{39} P_{adp} \quad (106)$$

ou seja, a vazão mássica de vapor de admissão na turbina em carga parcial varia linearmente com a pressão de admissão.

Ainda segundo a referência [1], para grupos maiores que três estágios, a simplificação acima também se aplica com boa precisão, e, invertendo a equação (106), resulta

$$P_{adp} = \dot{m}_{adp}/k_{39} \quad (107)$$

isto é, a pressão de admissão de um grupo maior que três estágios varia linearmente com a vazão mássica que os atravessa.

No entanto, nem sempre existirão mais que três estágios entre extrações das turbinas, especialmente quando o grau de regeneração for elevado, de forma que a simplificação mencionada comprometeria a generalidade do Módulo SIMULA.

Dessa forma, a expressão geral apresentada a seguir, gerada a partir da equação (105), relaciona as pressões das extrações com a vazão mássica que percorre a turbina em carga parcial:

$$P_{ex(i-1)p}^2 = P_{exip}^2 + \left[ \frac{\dot{m}_{adp} \left(1 - \sum_{j=1}^{i-1} \alpha_{jp}\right)}{\dot{m}_{adn} \left(1 - \sum_{j=1}^{i-1} \alpha_{jn}\right)} \right]^2 (P_{ex(i-1)n}^2 - P_{exin}^2) \quad (108)$$

onde  $i$  é o número da extração e varia de 1 a  $g$ .

Para a primeira extração, a extração anterior não existe e a pressão correspondente é a pressão de admissão do vapor na turbina. Portanto,

$$P_{ex(i-1)} = P_{ad} \quad (109)$$

e a equação (108) se reduz a

$$P_{adp}^2 = P_{exip}^2 + (P_{adpn}^2 - P_{exin}^2) (\dot{m}_{adp}/\dot{m}_{adn})^2 \quad (110)$$

Para a última extração, a extração posterior não existe e a pressão correspondente é a pressão no condensador. Dessa forma,

$$P_{ex(1-1)} = P_{exg} \quad (111)$$

$$P_{exi} = P_{cd} \quad (112)$$

e a equação (108) será

$$P_{exgp}^2 = P_{cdp}^2 + \left[ \frac{\dot{m}_{adp} (1 - \sum_{j=1}^g \alpha_{jp})}{\dot{m}_{adn} (1 - \sum_{j=1}^g \alpha_{jn})} \right]^2 (P_{exgn}^2 - P_{cdn}^2) \quad (113)$$

### 5.2.3 Variação dos Saltos Entálpicos na Turbina

O salto entálpico de uma etapa é determinado pela diferença de entalpia dos dois estados definidos pela intersecção da curva de expansão do vapor na turbina com as curvas isobáricas referentes às pressões nas extrações que limitam a etapa, conforme ilustrado na Figura 29. O salto entálpico de uma etapa é dado por:

$$\Delta h_{1p} = h_{ex(1-1)p} - h_{exip} \quad (114)$$

onde,  $h_{ex(1-1)p}$ : entalpia do vapor na extração anterior

$h_{exip}$ : entalpia do vapor na extração considerada

A curva de expansão do vapor na turbina é determinada no Módulo PROJET e fornecida ao Módulo SIMULA como dado de entrada.

Os valores dos saltos entálpicos que ocorrem nas diversas etapas do processo de expansão do vapor na turbina em cargas parciais  $h_{1p,2p,\dots,gp,(g+1)p}$  são determinados segundo o mesmo procedimento apresentado na Sub-rotina EXPREA do Módulo PROJET, e apresentado a seguir.

Foi visto no item anterior que as pressões nas extrações variam com a carga. Dessa forma, os valores dos saltos entálpicos variam do mesmo modo.

Os processos de expansão ocorrem na região de saturação. Portanto, das equações (a2),(a3), (a4) e (a5) apresentadas na Sub-rotina SATURA, Apêndice A1, são obtidas as entalpias e entropias do líquido e do vapor saturados em função das pressões das extrações fornecidas pela equação (108).

Com as entalpias do líquido e do vapor saturados correspondentes às pressões das extrações é obtida a entalpia da extração  $i$  pela expressão:

$$h_{exip} = h_{jexip} + x_{exip} (h_{vexip} - h_{jexip}) \quad (115)$$

Analogamente, para a entropia da extração  $i$ :

$$s_{exip} = s_{jexip} + x_{exip} (s_{vexip} - s_{jexip}) \quad (116)$$

Nas expressões acima  $x_{exip}$  não é conhecido.

A equação (38), relativa a uma extração  $i$ , fornece:

$$h_{exip} = b - a s_{exip} \quad (38)$$

A solução simultânea das equações (a2), (a3), (a4), (a5), (108), (115), (116) e (38) fornece os valores das entalpias nas extrações em cargas parciais.

### 5.2.4 Ação das Válvulas da Turbina com a Carga

As válvulas de controle da turbina variam a vazão de vapor admitido de acordo com a carga imposta pelo gerador elétrico.

A perda de carga imposta pelas válvulas é dada segundo a referência [28] pela expressão:

$$\Delta P_{va} = (\dot{m}_{ad}/A_0 C_v)^2 \quad (117)$$

onde,  $A_0$  é a área de passagem da válvula.

A área de passagem das válvulas de controle pode variar linearmente ou não com a vazão. Admitindo, para simplificação, que o comportamento das válvulas seja linear, a área de passagem varia diretamente com a vazão. Dessa forma,

$$A_0 = K \dot{m}_{ad} \quad (118)$$

Substituindo a equação (118) na (117), chega-se a

$$P_{va} = (1/K C_v)^2 = \text{cte} \quad (119)$$

ou seja, a perda de carga imposta pelas válvulas de controle da turbina não varia com a vazão.

Em geral utilizam-se até cinco válvulas em paralelo, que são abertas conforme a vazão de vapor aumenta, ou seja, inicialmente abre-se uma, a seguir duas, até que todas sejam abertas. Tais configurações apresentam uma perda de carga de aproximadamente 5% da pressão de admissão.

### 5.2.5 Operação do Condensador em Condições Distintas da Nominal

A simulação da operação do condensador fora do seu ponto de dimensionamento é realizada pela Sub-rotina SICON. Esta ferramenta utiliza, por uma questão de coerência, as mesmas referências utilizadas pela Sub-rotina CONDER, que gera as características dimensionais básicas do equipamento tais como diâmetro, comprimento efetivo e número de tubos, diâmetro do condensador e área de troca de calor.

A seguir é apresentado o equacionamento utilizado para a simulação do condensador em condições variáveis de carga e temperatura de água de resfriamento, com o objetivo de avaliar a variação da vazão de água de resfriamento que circula no seu interior.

#### 5.2.5.1 Equacionamento

Da referência [10] vem que o calor transferido do vapor à água de resfriamento é dado pela seguinte expressão, já apresentada na Sub-rotina CONDER:

$$Q_{cd} = U_{gcd} A_{cd} DTML_{cd} \quad (53)$$

O coeficiente global de transmissão de calor ( $U_{gcd}$ ) é dado pela equação (47) e varia com a temperatura e a velocidade da água de resfriamento, conforme apresentado no fim deste item e indicado na Sub-rotina SICON.

A área de troca de calor é dada por:

$$A_{cd} = N_{cd} L_{cd} S_{cd} \quad (120)$$

e a diferença de temperatura média logarítmica é dada pela expressão:

$$DTML_{cd} = \frac{t_{sf} - t_{ef}}{\ln \left( \frac{t_{cd} - t_{ef}}{t_{cd} - t_{sf}} \right)} \quad (52)$$

O calor recebido pela água de resfriamento é dado pela expressão:

$$Q_{cd} = 60 \rho c_p G (t_{sf} - t_{ef}) \quad (121)$$

onde a vazão de água de resfriamento é:

$$G = N_{cd} q V_{tu}/P \quad (122)$$

Substituindo as equações (120) e (122) nas equações (53) e (121) respectivamente, vem que:

$$Q_{cd} = U_{gcd} N_{cd} L_{cd} S_{cd} DTML_{cd}, e \quad (123)$$

$$Q_{cd} = 60 \rho c_p N_{cd} q V_{tu} (t_{sf} - t_{ef})/P \quad (124)$$

Substituindo a equação (52) na (123) e igualando-a com a equação (124), vem que:

$$\ln \left( \frac{t_{cd} - t_{ef}}{t_{cd} - t_{sf}} \right) = \frac{U_{gcd} L_{cd} P S_{cd}}{60 \rho c_p V_{tu} q} \quad (125)$$

A expressão  $60 \rho c_p$  tem o valor numérico 500 nas unidades utilizadas.

A relação  $S_{cd}/q = K_{tu}$  é a constante do tubo. Assim,

$$\ln \left( \frac{t_{cd} - t_{ef}}{t_{cd} - t_{sf}} \right) = \frac{U_{gcd} L_{cd} P K_{tu}}{500 V_{tu}} = R \quad (126)$$

Portanto, da equação (126) vem que a temperatura no condensador será:

$$t_{cd} = \frac{e^R t_{sf} - t_{ef}}{e^R + 1} \quad (127)$$

Da equação (121) vem que

$$t_{sf} = t_{ef} + \frac{Q_{cd}}{500 G} \quad , \quad \text{onde} \quad (128)$$

$$Q_{cd} = \dot{m}_{cd} \Delta h_{cd} \quad (129)$$

As referências [5], [9] e [10] sugerem que se utilize um valor fixo para  $\Delta h_{cd} = 2210 \text{ KJ/Kg}$ , baseado em pressões mínimas normalmente utilizadas em condensadores. Esse valor é bastante conservativo para que os condensadores resultem superdimensionados na fase de pré-dimensionamento. Neste trabalho é utilizado um valor mais preciso e variável, determinado para cada planta pré-dimensionada. Assim, substituindo as equações (126), (128) e (129) na equação (127) é possível determinar uma função que relaciona a temperatura de saturação no condensador com variáveis tais como o coeficiente global de transmissão de calor, a vazão e a temperatura de entrada da água de resfriamento, a vazão mássica de vapor de admissão no condensador, e a variação de entalpia no processo de condensação do vapor:

$$t_{cd} = \frac{e^R (t_{ef} + \dot{m}_{cd} \Delta h_{cd} / 500 G) - t_{ef}}{e^R + 1} \quad (130)$$

Durante variações de carga da planta, o calor que é liberado pelo condensador varia diretamente com a carga. Para que a pressão nesse trocador de calor seja mantida constante, a vazão de água de resfriamento deve variar. Para este caso, na equação (130), as variáveis são  $R$ ,  $\dot{m}_{cd}$ ,  $h_{cd}$  e  $G$  onde  $R$  é dado pela equação (126). Se a temperatura de entrada da água de resfriamento for constante, o coeficiente global de transmissão de calor  $U_{gcd}$  será uma função única da velocidade da água no interior dos tubos  $V_{tu}$ . A expressão (47) da Sub-rotina CONDER fornece a seguinte relação:

$$U_{gcd} = F_m F_t F_j F_d V_{tu}^{0,5} \quad (47)$$

Substituindo a equação (47) na (126) vem que

$$R = \frac{F_m F_t F_j F_d L_{cd} K_{tu} P}{500 V_{tu}^{0,5}} \quad (131)$$

Da equação (122),  $V_{tu} = Gp/N_{cd}q$ , portanto,

$$R = \frac{F_m F_t F_j F_d L_{cd} K_{tu} p^{0,5}}{500 (G/N_{cd}q)^{0,5}} \quad (132)$$

Substituindo a equação (132) na (130) resulta o valor da temperatura no condensador em função da vazão de água de resfriamento. Considerando que a troca de calor nesse equipamento se dá no estado saturado, a pressão no condensador é determinada através da temperatura pela aplicação direta da Sub-rotina LINSAP, pois,

$$P_{cd} = \text{LINSAP}(t_{cd}) \quad (133)$$

A temperatura de entrada da água de resfriamento pode sofrer variações devido a alterações das condições ambientais. Na Sub-rotina CONDER é possível pré-dimensionar condensadores quando a temperatura da água varia de -1,1 a 48,9°C. Por meio da Sub-rotina SICON é possível simular a operação do condensador em qualquer temperatura nessa faixa entrando com o valor desejado de  $t_{ef}$  na equação (130). Nessa equação, o parâmetro R também é afetado pela temperatura, especificamente o fator de correção da temperatura ( $F_t$ ) do coeficiente global de transmissão de calor (ver equações (126) e (47)). A variação desse fator com a temperatura já foi equacionada na Sub-rotina CONDER por meio da Função TETROC. Portanto, acoplando-se essa função à Sub-rotina SICON é feita a simulação da operação do condensador quando a temperatura de entrada da água de resfriamento varia.

### 5.2.6 Comportamento dos Pré-aquecedores em Cargas Parciais

Os pré-aquecedores são trocadores de calor condensadores horizontais tipo casco e tubos, com um passe do vapor condensante no casco e um ou mais passes da água de alimentação nos tubos.

O Número de Unidades de Transferência (NUT) de um pré-aquecedor  $i$  é definido por:

$$NUT_{pqi} = \frac{U_{gpqi} A_{pqi}}{C_{minpqi}} \quad (134)$$

onde,  $C_{minpqi}$  é a capacidade térmica horária mínima dos fluidos, ou seja, da água de alimentação que está sendo aquecida

A Sub-rotina HEATER do Módulo PROJET pré-dimensiona os pré-aquecedores fornecendo os valores em carga nominal do coeficiente global de transmissão de calor, da área de troca de calor e da capacidade térmica horária mínima. Portanto, para a condição nominal, identificada pelo subscrito  $n$ , são conhecidos os números de unidades de transferência dos pré-aquecedores  $i$

$$NUT_{npqi} = \frac{U_{ngpqi} A_{npqi}}{C_{nminpqi}} \quad (135)$$

O vapor condensa no casco de um pré-aquecedor em temperatura constante. A sua capacidade térmica horária é infinita, pois, para o vapor,

$$Q_{pqi} = \dot{m}_{exi} c_p \Delta T_{pqi} = C_{exi} \Delta T_{pqi} \quad \text{ou} \quad (136)$$

$$C_{exi} = Q_{pqi} / \Delta T_{pqi} \quad (137)$$

e, portanto, para  $\Delta T_{pqi} \rightarrow 0$ ,  $C_{exi} \rightarrow \infty$ . Assim, a capacidade térmica horária máxima sempre será a do vapor condensando, correspondendo à água de alimentação o valor da capacidade térmica horária mínima.

Para a condição de carga nominal, a capacidade térmica horária mínima para qualquer pré-aquecedor é:

$$C_{nminpq1} = \dot{m}_{naa} C_{npaapq1} \quad (138)$$

Os subscritos que contêm a letra n são relativos aos valores das variáveis na condição nominal. Subscritos sem essa letra referem-se à condição de carga parcial.

O valor do coeficiente global de transmissão de calor estimado na Sub-rotina HEATER para a condição nominal é corrigido neste equacionamento em função da relação entre as vazões mássicas da água de alimentação nas condições parcial e nominal elevada a 0,8. Considera-se que, no processo de condensação, a resistência térmica da água contribui com a maior parcela da resistência total à transmissão de calor e admite-se que a troca de calor ocorre sempre em regime turbulento. Assim, o coeficiente global de transmissão de calor em carga parcial por pré-aquecedor 1 é:

$$U_{gpq1} = (\dot{m}_{aa}/\dot{m}_{naa})^{0,8} U_{ngp1} \quad (139)$$

As áreas de troca de calor dos pré-aquecedores são supostas constantes admitindo que não ocorrem afogamentos de tubos. Portanto,

$$A_{pq1} = A_{npq1} = cte \quad (140)$$

Neste equacionamento será desprezada a variação do valor do calor específico da água de alimentação com a temperatura. Dessa forma,

$$C_{paapq1} = C_{pnaapq1} = cte \quad (141)$$

A capacidade térmica horária mínima em carga parcial dos pré-aquecedores é:

$$C_{minpq1} = \dot{m}_{aa} C_{paapq1} \quad (142)$$

A capacidade térmica horária mínima em carga parcial dos pré-aquecedores é

$$C_{\min pq1} = \dot{m}_{aa} C_{paapq1} \quad (142)$$

Conhecidos os NUT's em cargas parciais as efetividades dos pré-aquecedores podem ser determinadas, ou seja, pode-se determinar a relação entre o calor realmente transferido e a máxima quantidade de calor transmitida por unidade de tempo em um pré-aquecedor 1.

Os pré-aquecedores de água de alimentação são trocadores de calor nos quais o vapor condensa no lado externo dos tubos (no casco do pré-aquecedor) enquanto que a água de alimentação se aquece ao escoar pelo interior dos tubos. Segundo a referência [15], a expressão da efetividade desse tipo de trocador de calor é:

$$\epsilon_{pq1} = 1 - e^{-NUT_{pq1}} \quad (146)$$

Da definição de efetividade:

$$\epsilon_{pq1} = \frac{C_{fi} (T_{fs1} - T_{fe1})}{C_{\min pq1} (T_{qe1} - T_{fe1})} \quad (147)$$

é obtida a temperatura de saída do fluido frio em um pré-aquecedor 1:

$$T_{fs1} = T_{fe1} + \epsilon_{pq1} \frac{C_{\min pq1}}{C_{fi}} (T_{qe1} - T_{fe1}) \quad (148)$$

Lembrando que a capacidade térmica horária mínima é sempre a da água, que também é o fluido frio,

$$C_{\min pq1} = C_{fi} \quad (149)$$

a equação (148), para um pré-aquecedor 1 se reduz a

$$T_{fs1} = T_{fe1} + \epsilon_{pq1} (T_{qe1} - T_{fe1}) \quad (150)$$

### 5.3 O Sistema de Equações e a sua Solução

A simulação da operação de uma usina pré-dimensionada, consiste na solução do sistema de equações gerado, para uma dada condição operacional. Esse sistema é composto por dezenas de equações algébricas não lineares e depende do grau de regeneração.

Um sistema de equações com essa característica poderia ser resolvido por substituições sucessivas onde muitas equações e variáveis poderiam ser previamente eliminadas. No entanto, tal procedimento é acompanhado de grandes riscos pois o ganho virtual na redução do número de equações é anulado pelo aumento da sua complexidade e possibilidade de introdução de erros, oriundos das muitas operações algébricas necessárias. Além disso, nesse tipo de solução é grande a possibilidade de que a solução não converja. Outra vantagem adicional de manipular-se o conjunto de equações na sua forma original, consiste na facilidade de rastreamento de resultados intermediários, tanto para a detecção de erros quanto para o acompanhamento dos cálculos. Considerando ainda que os recursos computacionais atualmente disponíveis são compatíveis com a solução de grandes sistemas de equações, descarta-se o processo de solução por substituições sucessivas.

A forma mais apropriada de abordar o problema é por meio do método iterativo de solução de Newton-Raphson, de sistemas de equações algébricas não-lineares. É um método que converge rapidamente para a solução e ao qual os recursos computacionais se aplicam satisfatoriamente. O método de Newton-Raphson é especialmente apropriado para a solução de sistemas onde as equações correlacionam várias variáveis fazendo com que o diagrama de fluxo de informações seja bastante complexo. A Figura 31



As etapas do método de Newton-Raphson, descrito nas referências [19] e [21], para a solução de um sistema de equações  $f_1(x)$ , não lineares, são as seguintes:

- 1º Listar as  $n$  equações não lineares
- 2º Identificar as  $n$  variáveis
- 3º Reidentificar as variáveis como  $x_i$  onde  $i=1,2,\dots,n$
- 4º Reescrever as equações na forma funcional:

$$f_1(x) = 0 \quad (151)$$

onde  $x = [x_1, x_2, \dots, x_n]$

5º Fazer a derivação parcial das  $n$  funções  $f_1(x)$  em relação às  $n$  variáveis  $x_j$ , ou seja,

$$f_{1j}(x) = \frac{\partial f_1(x)}{\partial x_j} \quad (152)$$

onde  $j=1,2,\dots,n$

6º Estabelecer um vetor de partida:

$$x_k = x_0 = [x_{10}, x_{20}, \dots, x_{n0}] \quad (153)$$

cujos elementos não devem ter valores muito divergentes da solução.

7º Definir a matriz  $\hat{\Phi}(x)$  como:

$$\hat{\Phi}(x) = [f_{1j}(x)] \quad (154)$$

cujo determinante é o Jacobiano do sistema avaliado para o vetor  $x$ .

8º Definir o vetor

$$f(x) = [f_1(x), f_2(x), \dots, f_n(x)]^t \quad (155)$$

9º Incrementar  $x_j$ , tal que

$$x_{k+1} = x_k + \delta_k \quad (156)$$

$$\text{onde } \delta_k = [\delta_{1k}, \delta_{2k}, \dots, \delta_{nk}] \quad (157)$$

é o vetor incremento-solução para o sistema de equações lineares

$$\Phi_{ij}(x_k) \delta_k = -f(x_k) \quad (158)$$

$$\text{onde } \Phi_{ij}(x_k) = \frac{\delta f_i}{\delta x_j}(x_k) \quad (159)$$

$$\text{e } f(x_k) = [f_1(x_k), f_2(x_k), \dots, f_n(x_k)]^t \quad (160)$$

10º A solução é encontrada quando o método converge e critérios de precisão são atingidos.

Neste trabalho, o critério de convergência utilizado, consiste em comparar a soma dos quadrados dos valores das funções avaliadas para cada vetor solução  $x_k$ , com um valor pré-estabelecido próximo de zero (no caso,  $10^{-11}$ ), após cada iteração. Se a soma dos quadrados for menor ou igual a esse valor, o processo iterativo é concluído. Caso contrário, soma-se ao vetor solução o vetor incremento-solução  $\delta_k$  dando início a uma nova iteração.

#### 5.4 Sistemas de Equações - Resumo

O Programa LUNERG no Módulo PROJET dispõe de recursos de generalidade que possibilitam o pré-dimensionamento dos componentes principais de plantas de geração com um a dez pré-aquecimentos, alterando-se o grau de regeneração da mesma forma. Cada planta assim pré-dimensionada possui um sistema de equações peculiar que caracteriza o seu desempenho em cargas parciais.

As equações apresentadas no Apêndice A possibilitam o acoplamento das equações dos componentes de forma contínua e integrada, sem o que, não seria possível chegar à solução do sistema de equações gerado.

O Programa LUNERG não seria prático se o usuário fosse acionado a cada simulação para informar o sistema de equações correspondente a cada planta pré-dimensionada. Assim, tal como nos pré-dimensionamentos, através do fornecimento pelo usuário do grau de regeneração, o Módulo SIMULA monta automaticamente o sistema de equações envolvido na simulação, tendo dessa forma, a mesma generalidade do Módulo PROJET.

A montagem automática do sistema de equações utiliza conjuntos de equações criteriosamente agrupadas em quatro grupos fundamentais:

Grupo 1 - admissão da turbina (3 equações);

Grupo 2 - expansão até a primeira extração (10 equações);

Grupo 3 - expansão após a última extração (4 equações); e,

Grupo 4 - expansões entre duas extrações (10 a 90 equações).

A Tabela 1 apresenta a forma concebida para montar o sistema de equações, utilizando os grupos de equações em função do grau de regeneração (GREG).

Tabela 1 Montagens dos sistemas de equações

GREG	GRUPOS	EQUAÇÕES
1	1,2 e 3	1 a 3, 4 a 13, 14 a 17
2	1,2,3 e 4	1 a 3, 4 a 13, 14 a 17, 18 a 27
3	1,2,3 e 4	1 a 3, 4 a 13, 14 a 17, 18 a 37
4	1,2,3 e 4	1 a 3, 4 a 13, 14 a 17, 18 a 47
5	1,2,3 e 4	1 a 3, 4 a 13, 14 a 17, 18 a 57
6	1,2,3 e 4	1 a 3, 4 a 13, 14 a 17, 18 a 67
7	1,2,3 e 4	1 a 3, 4 a 13, 14 a 17, 18 a 77
8	1,2,3 e 4	1 a 3, 4 a 13, 14 a 17, 18 a 87
9	1,2,3 e 4	1 a 3, 4 a 13, 14 a 17, 18 a 97
10	1,2,3 e 4	1 a 3, 4 a 13, 14 a 17, 18 a 107

As combinações dos quatro grupos possíveis geram sistemas de equações não-lineares que traduzem o comportamento da planta. Para grau de regeneração 1 combinam-se os 3 primeiros grupos gerando 17 equações. Para grau de regeneração de 2 a 10 combinam-se os 4 grupos, gerando dessa forma, de 27 a 107 equações. A Sub-rotina NUREQ fornece o número de equações de cada sistema.

Por uma questão de organização, as equações pertencentes aos grupos são renumeradas mantendo como sufixo a numeração original. Por exemplo, a equação [22] no sistema de equações passa a ser identificada por [22.1].

As equações geradas nos próprios grupos apresentam sufixo 00.

Até aqui as variáveis foram identificadas na condição de carga parcial pelo subscrito p e na condição nominal pelo subscrito n. Com o objetivo de simplificar a notação utilizada, a partir deste

ponto as variáveis referentes à carga parcial não apresentarão subscrito p.

A seguir são apresentados os grupos mencionados.

#### 5.4.1 Grupo 1 - Admissão da Turbina

Neste grupo são agrupadas as equações que traduzem as variações da vazão mássica da turbina e da eficiência do gerador elétrico com a variação da carga.

A potência que caracteriza uma carga parcial é fornecida como dado de entrada, assim como as frações mássicas de vapor extraídas da turbina, determinadas pelo Módulo PROJÉT.

As equações do Grupo 1 são apresentadas a seguir:

$$\dot{m}_{ad} = \frac{Pot_{tb}}{\sum_{i=0}^g (1 - \sum_{j=1}^g \alpha_j) \Delta h_{(i+1)}} \quad (101.1)$$

$$pot_{tb} = pot_{ger} / \eta_{ger} \quad (103.2)$$

$$\eta_{ger} = \eta_{gern} (K_{36} + K_{37} pot_{ger} / pot_{gern}) \quad (102.3)$$

A Sub-rotina GRUPO1 gera as equações deste grupo bem como determina seus valores.

A geração da primeira equação, que contém a potência da turbina, requer a criação da Sub-rotina TRAESP de concepção semelhante à Sub-rotina TRABES do Módulo PROJÉT para o cálculo do trabalho específico da turbina.

### 5.4.2 Grupo 2 - Expansão até a Primeira Extração

Neste grupo encontram-se as equações geradas a partir do desenvolvimento da variável  $\Delta h_1$  da equação (100.1) do Grupo 1.

Nas equações abaixo, as constantes  $b_v$ ,  $c_v$ ,  $f_v$ ,  $l_v$  e  $g_v$  são fornecidas no Apêndice C1.

Os parâmetros com subscrito final n também são constantes e seus valores são determinados no Módulo PROJET. Os demais termos das equações são variáveis.

$$\Delta h_1 = h_{sval} - h_{ex1} \quad (00.4)$$

$$h_{ex1} = b - a s_{ex1} \quad (38.5)$$

$$x_{ex1} = \frac{h_{ex1} - h_{lex1}}{h_{vex1} - h_{lex1}} \quad (36.6)$$

$$s_{lex1} = \sum_{v=0}^5 e_v (y_{ex1})^v \quad (a4.7)$$

$$s_{vex1} = \sum_{v=0}^6 g_v (y_{ex1})^v \quad (a5.8)$$

$$y_{ex1} = \left[ \sum_{v=0}^5 b_v (\ln P_{ex1})^v \right]^{-1} \quad (a1.9)$$

$$P_{ex1}^2 = P_{ex2}^2 + (\dot{m}_{ad}/\dot{m}_{adn})^2 (P_{ex1n}^2 - P_{ex2n}^2) \quad (108.10)$$

$$s_{ex1} = s_{lex1} + x_{ex1} (s_{vex1} - s_{lex1}) \quad (37.11)$$

$$h_{lex1} = \sum_{v=0}^5 c_v (y_{ex1})^v \quad (a 2.12)$$

$$h_{vex1} = \sum_{v=0}^5 f_v (y_{ex1})^v \quad (a 3.13)$$

A Sub-rotina GRUPO2 gera e calcula os valores das equações deste grupo.

#### 5.4.3 Grupo 3 - Expansão Após a Última Extração

A expansão após a última extração é limitada pelas pressões da última extração e do condensador.

Neste grupo são apresentadas as equações geradas a partir da equação do último salto entálpico do vapor em expansão na turbina.

As equações são semelhantes àquelas dos grupos anteriores, cabendo as mesmas observações.

$$\Delta h_{g+1} = h_{exg} - h_{cd} \quad (00.14)$$

$$h_{cd} = b - a s_{cd} \quad (38.15)$$

$$s_{cd} = s_{jcd} + x_{cd} (s_{vcd} - s_{jcd}) \quad (20.16)$$

$$x_{cd} = \frac{h_{cd} - h_{jcd}}{h_{vcd} - h_{jcd}} \quad (19.17)$$

As equações para o cálculo da entropia e da entalpia no condensador não entram no sistema de equações pois são calculadas a partir da pressão no condensador que é admitida constante.

As equações deste grupo são geradas e calculadas pela Subrotina GRUPO3.

#### 5.4.4 Grupo 4 - Expansões entre Duas Extrações

A combinação deste grupo com os demais possibilita a simulação de plantas com até dez pré-aquecedores, sendo, portanto, responsável pela generalidade do Módulo SIMULA.

As observações feitas para os outros grupos valem também para este grupo.

As equações aqui apresentadas são indexadas pelo número da extração  $i$ , que assume valores de dois até o grau de regeneração e são repetidas  $i-1$  vezes nas montagens dos sistemas de equações formados para a simulação de plantas com  $i$  pré-aquecedores.

Considerando que as equações deste grupo são geradas em função do grau de regeneração, a sua numeração varia com a complexidade da planta. Dessa forma as funções são numeradas com base em um número TK que assume valores de 17 a 97.

$$\Delta h_1 = h_{ex(i-1)} - h_{exi} \quad (00.TK+1)$$

$$h_{exi} = b - a s_{exi} \quad (38.TK+2)$$

$$s_{exi} = s_{jexi} + X_{exi} (s_{vexi} - s_{jexi}) \quad (37.TK+3)$$

$$s_{jex1} = \sum_{v=0}^5 e_v (y_{ex1})^v \quad (\text{a4.TK+4})$$

$$s_{vex1} = \sum_{v=0}^6 g_v (y_{ex1})^v \quad (\text{a5.TK+5})$$

$$y_{ex1} = \left[ \sum_{v=0}^5 b_v (\ln P_{ex1})^v \right]^{-1} \quad (\text{a1.TK+6})$$

$$P_{ex(1)}^2 = P_{ex(1+i)}^2 + (\dot{m}_{ad}/\dot{m}_{adn})^2 (P_{exin}^2 - P_{ex(1+i)n}^2) \quad (\text{108.TK+7})$$

$$x_{ex1} = \frac{h_{ex1} - h_{jex1}}{h_{vex1} - h_{jex1}} \quad (\text{36.TK+8})$$

$$h_{jex1} = \sum_{v=0}^5 c_v (y_{ex1})^v \quad (\text{a2.TK+9})$$

$$h_{vex1} = \sum_{v=0}^5 f_v (y_{ex1})^v \quad (\text{a3.TK+10})$$

A Sub-rotina GRUPO4 gera e calcula os valores das equações deste grupo.

### 5.5 Identificação das Variáveis

As variáveis presentes nas equações que compõem os quatro grupos fundamentais são:

Grupo 1:

$\text{pot}_{td}, \dot{m}_{ad}, \Delta h_{1+j}, \eta_{ger}$

Grupo 2:

$\Delta h_1, h_{ex1}, s_{ex1}, s_{jex1}, x_{ex1}, s_{vex1}, y_{ex1},$   
 $P_{ex1}, P_{ex2}, h_{jex1}, h_{vex1}$

Grupo 3:

$h_{exg}, h_{cd}, s_{cd}, x_{cd}$

Grupo 4:

$\Delta h_1, h_{ex1(1-1)}, h_{ex1}, s_{ex1}, s_{jex1}, x_{ex1}, s_{vex1},$   
 $y_{ex1}, P_{ex1}, P_{ex1(1+1)}, h_{vex1}, h_{jex1}$

Nos Grupos 2, 3 e 4 são apresentadas apenas as novas variáveis introduzidas por esses grupos, não se repetindo as variáveis já apresentadas em grupos anteriores.

As variáveis devem ser reidentificadas como  $x_i$ , onde  $i=1,2,\dots,n$ . A seguir são apresentadas as variáveis nessa forma.

## 5.6 Reidentificação das Variáveis

### Variáveis do Grupo 1

$$\dot{m}_{ad} = x_1$$

$$\eta_{ger} = x_3$$

$$pot_{tb} = x_2$$

$$h_{1+1} = x_{15}$$

### Variáveis do Grupo 2

$$\Delta h_1 = x_4$$

$$y_{ex1} = x_{10}$$

$$h_{ex1} = x_5$$

$$P_{ex1} = x_{11}$$

$$s_{ex1} = x_6$$

$$P_{ex2} = x_{12}$$

$$s_{jex1} = x_7$$

$$h_{jex1} = x_{13}$$

$$s_{vex1} = x_8$$

$$h_{vex1} = x_{14}$$

$$x_{ex1} = x_9$$

### Variáveis do Grupo 3

$$h_{exg} = x_{16}$$

$$s_{cd} = x_{18}$$

$$h_{cd} = x_{17}$$

$$x_{cd} = x_{19}$$

Foram reidentificadas acima 19 variáveis em aparente conflito com o número total de equações dos Grupos 1, 2 e 3, ou seja, 17. No entanto, 2 variáveis não existem quando o grau de regeneração da planta é 1. Para esse caso particular, a entalpia na extração 1 é igual à entalpia da extração g, pois  $g=1$ . Dessa forma:

$$h_{ex1} = h_{exg} \text{ e } x_5 = x_{16}$$

Da mesma forma, a pressão na extração 2 é a pressão no condensador:

$$x_{12} = P_{ex2} = P_{cd}$$

### Variáveis do Grupo 4

O número de variáveis deste grupo é uma função do grau de regeneração da planta estudada. Conforme apresentado na identificação das variáveis, o Grupo 4 contém 12 variáveis básicas indexadas por um contador 1 que varia de 2 até o grau de regeneração. Duas dessas variáveis possuem contadores defasáveis, o que significa que essas variáveis pertencem, na realidade, a outros grupos. Dessa forma, o número real de variáveis do Grupo 4 é 10 e não 12. A Tabela 2 apresenta os índices que as variáveis deste grupo podem assumir em função do grau de regeneração:

Tabela 2 Variáveis do Grupo 4

VARIÁVEIS	GRAU DE REGENERAÇÃO									
	2	3	4	5	6	7	8	9	10	
$\Delta h_1$	X20	X30	X40	X50	X60	X70	X80	X90	X100	
$h_{ex(1-1)}$	X5	X21	X31	X41	X51	X61	X71	X81	X91	
$h_{ex1}$	X16	X16	X16	X16	X16	X16	X16	X16	X16	
$s_{ex1}$	X21	X31	X41	X51	X61	X71	X81	X91	X101	
$s_{lex1}$	X22	X32	X42	X52	X62	X72	X82	X92	X102	
$x_{ex1}$	X23	X33	X43	X53	X63	X73	X83	X93	X103	
$s_{vex1}$	X24	X34	X44	X54	X64	X74	X84	X94	X104	
$Y_{ex1}$	X25	X35	X45	X55	X65	X75	X85	X95	X105	
$P_{ex1}$	X12	X27	X37	X47	X57	X67	X77	X87	X97	
$P_{ex(1+1)}$	Pcd	Pcd	Pcd	Pcd	Pcd	Pcd	Pcd	Pcd	Pcd	
$h_{vex1}$	X26	X36	X46	X56	X66	X76	X86	X96	X106	
$h_{lex1}$	X27	X37	X47	X57	X67	X77	X87	X97	X107	

### 5.7 Forma Funcional das Equações

A solução de um sistema de equações pelo método de Newton-Raphson requer que as equações sejam apresentadas na forma funcional. Assim, a seguir são rerepresentadas as equações dos quatro grupos nessa forma.

#### Equações do Grupo 1

$$f_1 = \text{pot}_{td} - \dot{m}_{ad} \left[ \sum_{i=0}^g (1 - \sum_{j=1}^g \alpha_{ij} \Delta h_{(i+1)}) \right] = 0 \quad (\text{FC.1})$$

$$f_2 = \text{pot}_{td} - \text{pot}_{ger} / \eta_{ger} = 0 \quad (\text{FC.2})$$

$$f_3 = \eta_{ger} - \eta_{gern} (K_{36} + K_{37} \text{pot}_{ger} / \text{pot}_{gern}) = 0 \quad (\text{FC.3})$$

#### Equações do Grupo 2

$$f_4 = \Delta h_1 - h_{sval} + h_{ex1} = 0 \quad (\text{FC.4})$$

$$f_5 = h_{ex1} - b + a s_{ex1} = 0 \quad (\text{FC.5})$$

$$f_6 = h_{jex1} + x_{ex1} (h_{vex1} - h_{jex1}) - h_{ex1} = 0 \quad (\text{FC.6})$$

$$f_7 = s_{jex1} - \sum_{v=0}^5 e_v (y_{ex1})^v = 0 \quad (\text{FC.7})$$

$$f_8 = s_{vex1} - \sum_{v=0}^5 g_v (y_{ex1})^v = 0 \quad (FC.8)$$

$$f_9 = y_{ex1}^{-1} - \sum_{v=0}^5 h_v (\ln P_{ex1})^v = 0 \quad (FC.9)$$

$$f_{10} = P_{ex1}^2 - P_{ex2}^2 - (\dot{m}_{ad}/\dot{m}_{adn})^2 (P_{ex1n}^2 - P_{ex2n}^2) = 0 \quad (FC.10)$$

$$f_{11} = s_{jex1} + x_{ex1} (s_{vex1} - s_{jex1}) - s_{ex1} = 0 \quad (FC.11)$$

$$f_{12} = h_{jex1} - \sum_{v=0}^5 c_v (y_{ex1})^v = 0 \quad (FC.12)$$

$$f_{13} = h_{vex1} - \sum_{v=0}^5 f_v (y_{ex1})^v = 0 \quad (FC.13)$$

### Equações do Grupo 3

$$f_{14} = \Delta h_{g+1} - h_{exg} + h_{cd} = 0 \quad (FC.14)$$

$$f_{15} = h_{cd} - b + a s_{cd} = 0 \quad (FC.15)$$

$$f_{16} = s_{jcd} + x_{cd} (s_{vcd} - s_{jcd}) - s_{cd} = 0 \quad (FC.16)$$

$$f_{17} = h_{jcd} + x_{cd} (h_{vcd} - h_{jcd}) - h_{cd} = 0 \quad (FC.17)$$

**Equações do Grupo 4**

$$f(\text{TK}+1) = \Delta h_1 - h_{\text{ex}(1-1)} + h_{\text{ex}1} = 0 \quad (\text{FC.TK}+1)$$

$$f(\text{TK}+2) = h_{\text{ex}1} - b + a s_{\text{ex}1} = 0 \quad (\text{FC.TK}+2)$$

$$f(\text{TK}+3) = s_{1\text{ex}1} + x_{\text{ex}1} (s_{v\text{ex}1} - s_{1\text{ex}1}) - s_{\text{ex}1} = 0 \quad (\text{FC.TK}+3)$$

$$f(\text{TK}+4) = s_{1\text{ex}1} - \sum_{v=0}^5 e_v (y_{\text{ex}1})^v = 0 \quad (\text{FC.TK}+4)$$

$$f(\text{TK}+5) = s_{v\text{ex}1} - \sum_{v=0}^6 g_v (y_{\text{ex}1})^v = 0 \quad (\text{FC.TK}+5)$$

$$f(\text{TK}+6) = y_{\text{ex}1}^{-1} - \sum_{v=0}^5 b_v (\ln P_{\text{ex}1})^v = 0 \quad (\text{FC.TK}+6)$$

$$f(\text{TK}+7) = (P_{\text{ex}1})^2 - (P_{\text{ex}(1+1)})^2 - (\dot{m}_{\text{ad}}/\dot{m}_{\text{ad}n})^2 [(P_{\text{ex}1n})^2 - (P_{\text{ex}(1+1)n})^2] = 0 \quad (\text{FC.TK}+7)$$

$$f(\text{TK}+8) = h_{1\text{ex}1} + x_{\text{ex}1} (h_{v\text{ex}1} - h_{1\text{ex}1}) - h_{\text{ex}1} = 0 \quad (\text{FC.TK}+8)$$

$$f(\text{TK}+9) = h_{1\text{ex}1} - \sum_{v=0}^5 c_v (y_{\text{ex}1})^v = 0 \quad (\text{FC.TK}+9)$$

$$f(\text{TK}+10) = h_{v\text{ex}1} - \sum_{v=0}^5 f_v (y_{\text{ex}1})^v = 0 \quad (\text{FC.TK}+10)$$

## 5.6 Adoção dos Valores de Partida das Variáveis

A solução dos sistemas de equações não-lineares gerados nas seções anteriores requer que sejam estabelecidos valores temporários de partida para as variáveis.

Os valores adotados são escolhidos criteriosamente, pois, caso sejam muito diferentes dos valores finais, o tempo de CPU é excessivo, ou, até mesmo, o sistema não converge para a solução.

Nas sub-seções seguintes são avaliadas todas as variáveis do sistema de equações e são apresentados os valores que podem ser assumidos por elas em toda a faixa de abrangência dos Módulos PROJET e SIMULA.

As Sub-rotinas START e START4 fornecem os valores de partida das variáveis. Estas sub-rotinas compõem, por sua vez, a Sub-rotina INICIA que fornece o vetor de partida  $x_k$  para a solução do sistema de equações. A Sub-rotina START fornece os valores de  $x_1$  a  $x_{19}$  referentes às equações geradas pelos Grupos 1,2 e 3. A Sub-rotina START4 fornece os valores das variáveis  $x_{20}$  a  $x_{107}$  presentes nas equações geradas pelo Grupo 4.

Uma alternativa de adoção de valores de partida consistiria em adimensionalizá-las pelos valores nominais, fazendo com que todas as variáveis assumissem um valor de partida próximo da unidade. No entanto a utilização desse procedimento não foi necessária, pois a solução do sistema de equações converge satisfatoriamente para a solução. A seguir são apresentadas as avaliações feitas para todas as variáveis envolvidas.

### 5.8.1 Vazão Mássica de Vapor de Admissão ( $m_{ad}$ )

Nas simulações, a massa de vapor que é admitida por segundo na turbina tem grandes variações pois são simuladas cargas da usina que variam de 0% a 100% da carga nominal. Além disso, a potência máxima de 50 MWe que é possível focar no Módulo PROJET leva a vazões mássicas em carga nominal da ordem de 100 Kg/s. Dessa forma é estabelecido um valor médio de 55 Kg/s para esta variável. O seu valor final poderá apresentar grandes variações em função da potência da planta e da carga parcial simulada.

### 5.8.2 Salto Entálpico até a Primeira Extração ( $\Delta h_1$ )

Para grau de regeneração zero esta variável assume o valor total de variação de entalpia na turbina, geralmente da ordem de 450 KJ/Kg. Para grau de regeneração 10, assumindo grande variação de entalpia nos estágios de regulagem da turbina, o salto entálpico até a primeira extração é da ordem de 250 KJ/Kg. E adotado como primeira tentativa um valor médio de 350 KJ/Kg.

### 5.8.3 Diferença de Entalpia entre Extrações ( $\Delta h_{2a10}$ )

Esta variável apresenta grandes variações, assumindo valores compreendidos entre 20 e 200 KJ/Kg. E adotado um valor médio de 110 KJ/Kg.

#### 5.8.4 Último Salto Entálpico ( $\Delta h_{g+1}$ )

Os valores de diferença de entalpia entre os estados correspondentes à última extração e ao condensador assumem valores de 40 KJ/Kg a 450 KJ/Kg, dependendo do grau de regeneração. Para esta variável é adotado um valor intermediário de 200 KJ/Kg.

#### 5.8.5 Entalpia do Vapor de Admissão ( $h_{ad}$ )

O máximo da função que relaciona entalpia com entropia para a linha de saturação se dá para pressões da ordem de 3 MPa. Nessas pressões, o vapor saturado seco apresenta a máxima entalpia possível que é da ordem de 2800 KJ/Kg. O vapor de admissão na turbina geralmente possui título muito próximo de 100%.

Considerando que a máxima entalpia do vapor de admissão é sempre uma meta a alcançar, e que, para pressões maiores ou menores que 3 MPa, o valor de entalpia decresce ligeiramente, é adotado um valor de 2790 KJ/Kg para  $h_{ad}$ .

#### 5.8.6 Entalpia do Líquido Saturado na Pressão de Admissão( $h_{jad}$ )

Para variações da pressão do vapor de admissão em torno de 3 MPa, a entalpia do líquido saturado tem valores de aproximadamente 1090 KJ/Kg que é o valor adotado para  $h_{jad}$ .

### 5.8.7 Entalpia do Vapor Saturado na Pressão de Admissão ( $h_{vad}$ )

Com base nas considerações feitas para a entalpia do vapor de admissão, adota-se para  $h_{vad}$  o mesmo valor de  $h_{ad}$ .

### 5.8.8 Inter-fator da Pressão de Admissão ( $Y_{ad}$ )

Esta variável é dada pela equação (a1) do Apêndice A e assume valores da ordem de 0,50 para pressões ao redor de 3 MPa.

### 5.8.9 Pressão de Admissão do Vapor ( $P_{ad}$ )

Com base em considerações anteriores, o valor adotado para  $P_{ad}$  é 3 MPa.

### 5.8.10 Pressão na Saída das Válvulas ( $P_{sva1}$ )

A pressão na saída das válvulas é igual a pressão na entrada menos a perda de carga. Para esta variável é adotado um valor médio de 2,9 MPa.

### 5.8.11 Entalpia do Vapor na Saída das Válvulas ( $h_{sva1}$ )

O processo de expansão do vapor nas válvulas de admissão da turbina é admitido isoentálpico. Dessa forma, a entalpia na saída das válvulas será igual à entalpia na entrada, assumindo valores da ordem de 2800 KJ/Kg.

### 5.8.12 Entalpia na Primeira Extração ( $h_{ex1}$ )

O valor da entalpia do vapor na primeira extração da turbina é igual ao valor da entalpia do vapor de admissão menos o salto entálpico até a primeira extração que, por sua vez assume valores da ordem de 250 KJ/Kg para o grau de regeneração máximo. Para reduções no grau de regeneração, o valor do salto entálpico até a primeira extração aumenta até um valor máximo da ordem de 450 KJ/Kg.

Portanto, considerando que a entalpia do vapor de admissão assume valores da ordem de 2800 KJ/Kg, e que a entalpia do vapor na primeira extração tem valores compreendidos entre 2550 KJ/Kg e 2350 KJ/Kg, é adotado o valor de partida 2450 KJ/Kg para esta variável.

### 5.8.13 Entropia na Primeira Extração ( $s_{ex1}$ )

A extrapolação para entropia das considerações feitas a respeito da entalpia do vapor na primeira extração da turbina, leva a valores de entropia da ordem de 6,5 a 7,5 KJ/Kg K, com um valor médio de partida de 7,0 KJ/Kg K.

### 5.8.14 Entropia do Líquido Saturado na Primeira Extração( $s_{l,ex1}$ )

A pressão normalmente reinante na primeira extração tem uma entropia do líquido saturado correspondente compreendida entre 1,6 a 2,0 KJ/Kg K. Para esta variável é adotado um valor inicial de 1,8 KJ/Kg K.

#### 5.8.15 Entropia do Líquido Saturado na i-ésima Extração ( $s_{jex1}$ )

Considerando a faixa de variação de entropia das extrações, é adotado o valor 1,5 KJ/Kg K para esta variável.

#### 5.8.16 Entropia do Vapor Saturado na Primeira Extração ( $s_{vex1}$ )

Similarmente ao líquido, o vapor saturado na primeira extração assume valores entre 6,0 e 7,0 KJ/Kg K, sendo adotado um valor inicial de 6,5 KJ/Kg K.

#### 5.8.17 Entropia do Vapor Saturado na i-ésima Extração ( $s_{vex1}$ )

Da mesma forma que no item anterior, é adotado um valor inicial de 7,0 KJ/Kg K.

#### 5.8.18 Título do Vapor na Primeira Extração ( $x_{ex1}$ )

Na primeira extração o vapor em expansão na turbina ainda se encontra com pouca umidade. Dessa forma, 0,95 é um valor razoável para esta variável.

#### 5.8.19 Título do Vapor na i-ésima Extração ( $x_{ex1}$ )

Esta variável assume valores menores. O valor de partida adotado é 0,93.

### 5.8.20 Inter-fator da Pressão na Primeira Extração ( $Y_{ex1}$ )

A expressão (a1) do Apêndice A fornece valores de  $Y_{ex1}$  da ordem de 0,48 para a faixa de pressões normalmente encontradas na primeira extração. Para esta variável é adotado o valor 0,5.

### 5.8.21 Inter-fator da Pressão na i-ésima Extração ( $Y_{exi}$ )

Da mesma forma que no item anterior, é adotado o valor 0,5 para esta variável.

### 5.8.22 Pressão na Primeira Extração ( $P_{ex1}$ )

Os critérios de pré-dimensionamento da planta estabelecidos no Módulo PROJET determinam pressões ideais para as extrações.

A primeira extração tem pressões que geralmente variam de 0,6 a 3,2 MPa em função do número de pré-aquecimentos.

Em cargas parciais as pressões nas extrações diminuem para valores que são as incógnitas do problema em questão. Dessa forma, assume-se um valor médio de 1,9 MPa para esta variável.

### 5.8.23 Pressão na i-ésima Extração ( $P_{exi}$ )

Esta variável assume valores menores que  $P_{ex1}$ . Para ela é adotado o valor 1,5 MPa.

#### 5.8.24 Entalpia do Líquido Saturado na Primeira Extração ( $h_{lex1}$ )

Os valores de entalpia do líquido saturado na extração  $i$  correspondentes à variação de pressões da extração situam-se na faixa de 650 a 950 KJ/Kg. É adotado um valor médio de 800 KJ/Kg.

#### 5.8.25 Entalpia do Líquido Saturado na $i$ -ésima Extração ( $h_{lexi}$ )

Para esta variável é adotado um valor de partida de 500 KJ/Kg.

#### 5.8.26 Entalpia do Vapor Saturado na Primeira Extração ( $h_{vex1}$ )

De forma semelhante ao líquido saturado, o vapor saturado na primeira extração sofre uma variação aproximada de 2700 a 2800 KJ/Kg. Para esta variável é adotado um valor médio de 2750 KJ/Kg.

#### 5.8.27 Entalpia na $i$ -ésima Extração ( $h_{exi}$ )

Esta variável recebe um valor de partida de 2500 KJ/Kg, considerado como a média dos valores normalmente assumidos por ela.

#### 5.8.28 Entalpia do Vapor Saturado na $i$ -ésima Extração ( $h_{vexi}$ )

Considerando a faixa de variação desta variável, para ela é adotado um valor de partida de 2700 KJ/Kg.

### 5.8.29 Titulo no Condensador ( $x_{cd}$ )

Os últimos estágios das turbinas que operam com vapor saturado são os que sofrem os maiores efeitos do aumento da umidade do vapor a medida que expande em seu interior.

O último estágio é o mais afetado por problemas de erosão nas palhetas e vibrações nas turbinas maiores. Assim, a umidade é limitada em geral a 10%.

Levando em conta as exigências quanto a umidade nos últimos estágios da turbina, o titulo na entrada do condensador é adotado como 90%. Dessa forma, esta variável assume um valor de partida de 0,9.

### 5.8.30 Potência da Turbina ( $pot_{tb}$ )

As potências geradas enfocadas pelo Programa LUNERG estão compreendidas entre zero e 50 MWe. As eficiências dos geradores elétricos são bastante altas fazendo com que as potências das turbinas sejam aproximadamente iguais as dos geradores. Dessa forma, para esta variável é adotado um valor médio de 25 MW.

### 5.8.31 Eficiência do Gerador Elétrico ( $\eta_{ger}$ )

A Função EFGERA do Módulo PROJET fornece valores de eficiências de geradores elétricos cuja média é 97%, para potências até 50 MWe, sendo, dessa forma, o valor adotado para a variável  $\eta_{ger}$ .

### 5.9 Cálculo dos Valores das Funções Sub-rotina CALFUN

A etapa seguinte no processo de solução de um sistema de equações pelo método de Newton Raphson é o cálculo dos valores das funções. A Sub-rotina CALFUN, cujo diagrama de blocos é apresentado na Figura 32, tem como objetivo calcular os valores das funções quando são fornecidos os valores das variáveis. É composta pelas Sub-rotinas GRUPO1, GRUPO2, GRUPO3 e GRUPO4 que geram as funções dos 4 grupos de equações e calculam seus valores.

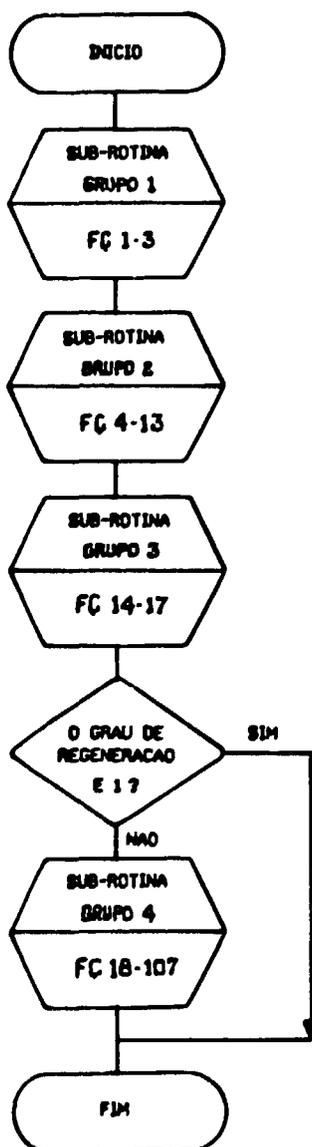


Figura 32 Diagrama de blocos da Sub-rotina CALFUN

## 5.10 Solução do Sistema de Equações

### Sub-rotina NS01AD

A última etapa do Módulo SIMULA é a solução propriamente dita do sistema de equações algébricas não-lineares gerado. Para tanto é utilizada a Sub-rotina NS01AD do Harwell Laboratory, referência [30].

Optou-se por utilizar um produto comercial disponível devido a grande dificuldade encontrada na concepção de uma sub-rotina semelhante que operasse com a mesma eficiência de um produto já consagrado. A Sub-rotina NS01AD tem como principal característica a diferenciação numérica das equações pertencentes ao sistema calculado. Além de argumentos específicos fornecidos pelo usuário, esta sub-rotina utiliza as Sub-rotinas NUREQ, INICIA e CALFUN com suas respectivas sub-rotinas, especialmente desenvolvidas.

Todas as equações e variáveis apresentadas nos itens anteriores foram tratadas e listadas de forma singular. Essa necessidade deve-se a uma peculiaridade da Sub-rotina NS01AD que, quando não é respeitada, impede a convergência para a solução, ou até mesmo a operação da sub-rotina.

Cada simulação em carga parcial requer uma solução do sistema de equações. Podem ser realizadas simulações em qualquer fração da potência gerada pela planta.

No Capítulo 6 são apresentados alguns resultados do Módulo SIMULA.

## 6 - RESULTADOS DO PROGRAMA LUNERG

O Programa LUNERG foi testado para todas as possibilidades de execução. A seguir são apresentados alguns resultados que demonstram a operacionalidade do programa.

### 6.1. Resultados Gerais do Módulo PROJET

O Módulo PROJET foi acionado para diversas possibilidades de concepção de plantas de geração. Neste item são apresentados alguns resultados gerais, atestando, dessa forma, a versatilidade do programa.

#### 6.1.1 Pressões nas Extrações x Grau de Regeneração

Na fase de pré-dimensionamento de equipamentos, é importante conhecer quais são as pressões nas extrações da turbina para várias possibilidades de pré-aquecimentos.

No Módulo PROJET é possível gerar tais informações. Assim, como exemplo, as pressões nas extrações foram calculadas com o grau de regeneração variando de 1 a 10, para uma usina com as seguintes características:

- potência do gerador elétrico:	10 MWe
- pressão do vapor de admissão:	3,4 MPa
- título do vapor de admissão:	99%
- pressão no condensador:	0,020 MPa
- temperatura da água de resfriamento:	17,0°C

- material dos tubos do condensador: CuNi 7030
- espessura dos tubos do condensador: BWG 20
- número de passes da água: 2

A Tabela 3 apresenta os valores de pressão gerados em 10 operações do programa, para igual número de pré-aquecimentos.

Tabela 3 Pressões nas extrações da turbina para usinas de 10 MWe com até 10 pré-aquecedores

GRAU DE REGENERAÇÃO	PRESSÃO EM MPa NA EXTRAÇÃO Nº									
	1	2	3	4	5	6	7	8	9	10
1	0,60									
2	1,26	0,25								
3	1,76	0,60	0,15							
4	2,12	0,95	0,36	0,11						
5	2,39	1,26	0,60	0,25	0,09					
6	2,60	1,53	0,84	0,42	0,19	0,06				
7	2,77	1,76	1,06	0,60	0,21	0,15	0,07			
8	2,91	1,95	1,26	0,78	0,46	0,25	0,13	0,06		
9	3,02	2,12	1,45	0,95	0,60	0,36	0,21	0,11	0,06	
10	3,11	2,27	1,61	1,11	0,75	0,48	0,30	0,18	0,10	0,05

Na Figura 33 são apresentadas as curvas das pressões nas extrações geradas a partir dos dados da tabela. Notar que para grau de regeneração 1, ou seja, quando a usina possui apenas 1 pré-aquecedor, só existe o valor da pressão da primeira extração. Para grau de regeneração 2 existem os valores das pressões nas extrações 1 e 2 e assim sucessivamente, até o grau de regeneração máximo.

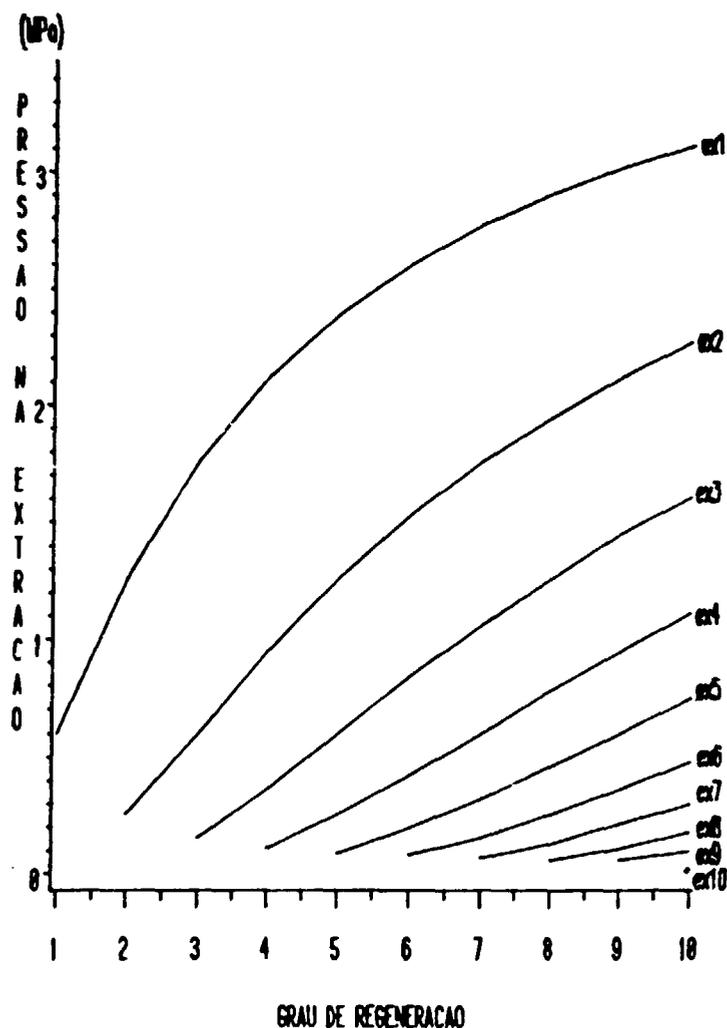


Figura 33 Pressões nas extrações x grau de regeneração

Conforme apresentado, por meio da utilização do Módulo PROJÉT é possível determinar os valores das pressões nas extrações da turbina para usinas de 1 a 10 pré-aquecedores.

Como exemplo de aplicação destes resultados, determina-se que uma usina com 6 pré-aquecedores tem uma pressão de 2,60 MPa no casco do 1º pré-aquecedor, 1,53 MPa no 2º e assim sucessivamente até o 6º, que opera sob vácuo a uma pressão de 0,08 MPa. Com essas informações é possível gerar concepções apropriadas dos pré-aquecedores, das tubulações e dos instrumentos e acessórios a eles associados, para que sejam utilizadas na avaliação global da concepção de uma determinada usina.

### 6.1.2 Trabalho Especifico da Turbina

Um parâmetro importante no pré-dimensionamento da turbina é o conhecimento do valor do seu trabalho específico que, ao ser multiplicado pela vazão mássica de vapor de admissão, fornece a potência da turbina.

O Módulo PROJET foi acionado 50 vezes para gerar valores de trabalho específico da turbina referentes a combinações de 5 níveis de potência do gerador elétrico, de 10 MWe a 50 MWe, com graus de regeneração variando de 1 a 10. As avaliações foram feitas para as seguintes condições:

- pressão do vapor de admissão: 3,4 MPa
- temperatura do vapor de admissão: 241,0°C
- título do vapor de admissão: 99%
- pressão no condensador: 0,020 MPa
- temperatura da água de resfriamento: 18,3°C
- material dos tubos do condensador: aço inox
- espessura dos tubos do condensador: BWG 20
- número de passes da água: 1

Os resultados são apresentados na Tabela 4:

Tabela 4 Valores de trabalho específico da turbina em função do grau de regeneração e da potência da usina.

GRAU DE REGENERAÇÃO	TRABALHO ESPECIFICO DA TURBINA (KJ/Kg) PARA USINAS DE				
	10 MWe	20 MWe	30 MWe	40 MWe	50 MWe
1	597.73	618.04	637.44	656.62	675.51
2	575.59	595.17	613.87	632.36	650.57
3	565.44	584.68	603.06	621.24	639.14
4	559.62	578.67	596.86	614.86	632.59
5	555.84	574.77	592.84	610.72	628.33
6	553.20	572.03	590.03	607.82	625.35
7	551.24	570.01	587.94	605.68	623.15
8	549.73	568.45	586.34	604.03	621.45
9	548.53	567.22	585.06	602.71	620.10
10	547.56	566.21	584.03	601.65	619.00

A Figura 34 ilustra na forma gráfica, o comportamento da turbina apresentado na Tabela 4:

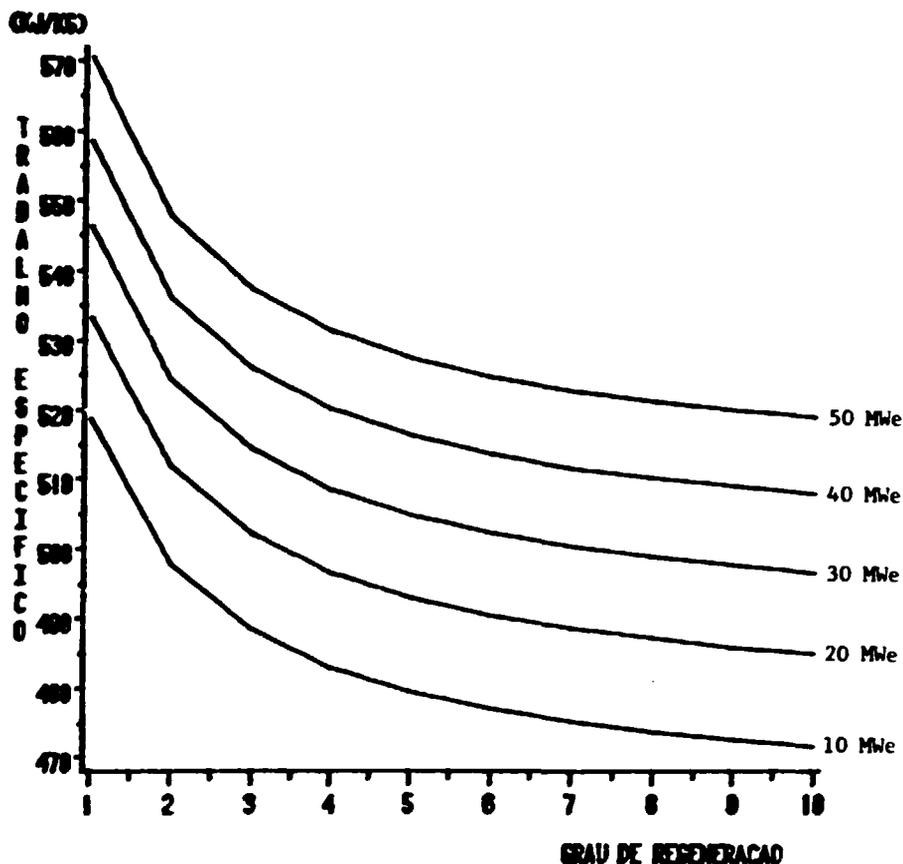


Figura 34 Trabalho específico da turbina x grau de regeneração para diversas potências

Na Figura 34 observa-se que o trabalho específico da turbina diminui conforme o grau de regeneração aumenta, isto é, a turbina precisa transformar menor quantidade de calor em trabalho por unidade de massa de vapor, ou, em outras palavras, o rendimento termodinâmico da usina aumenta.

Esta avaliação constata a demonstração feita no Capítulo 2 de que o rendimento aumenta com o grau de regeneração devido à diminuição das irreversibilidades das trocas térmicas nos pré-aquecedores. Na próxima seção apresenta-se de que forma o rendimento global de uma usina aumenta com o número de pré-aquecimentos regenerativos da água de alimentação.

### 6.1.3 Rendimento Global x Grau de Regeneração

A variação do rendimento global de usinas em função do grau de regeneração foi avaliada pelo Módulo PROJÉT.

As potências simuladas (10 MWe a 50 MWe com intervalos de 10 MWe) combinadas com a variação do número de pré-aquecimentos de 1 a 10, geraram 50 operações do programa fornecendo igual número de valores de rendimento global da usina, apresentados na Tabela 5:

**Tabela 5** Rendimento global em função do grau de regeneração e da potência da usina

GRAU DE REGENERAÇÃO	RENDIMENTO GLOBAL DA USINA (%) PARA POTÊNCIAS DE				
	10MWe	20MWe	30MWe	40MWe	50MWe
1	26,4	27,1	27,5	27,9	28,0
2	27,1	27,8	28,2	28,6	28,7
3	27,5	28,2	28,7	29,1	29,2
4	27,8	28,5	29,0	29,4	29,5
5	28,0	28,7	29,2	29,6	29,7
6	28,1	28,9	29,3	29,7	29,8
7	28,3	29,0	29,4	29,8	30,0
8	28,3	29,1	29,5	29,9	30,1
9	28,4	29,1	29,6	30,0	30,1
10	28,5	29,2	29,7	30,1	30,2

Os valores da tabela foram gerados para as seguintes condições:

- pressão do vapor de admissão: 3,4 MPa
- temperatura do vapor de admissão: 241°C
- título do vapor de admissão: 97%
- pressão no condensador: 0,020 MPa

- temperatura da água de resfriamento: 12,0°C
- material dos tubos do condensador: titânio
- espessura dos tubos do condensador: BWG 16
- número de passes da água: 1

A Figura 35 proporciona uma melhor visualização dos dados contidos na tabela

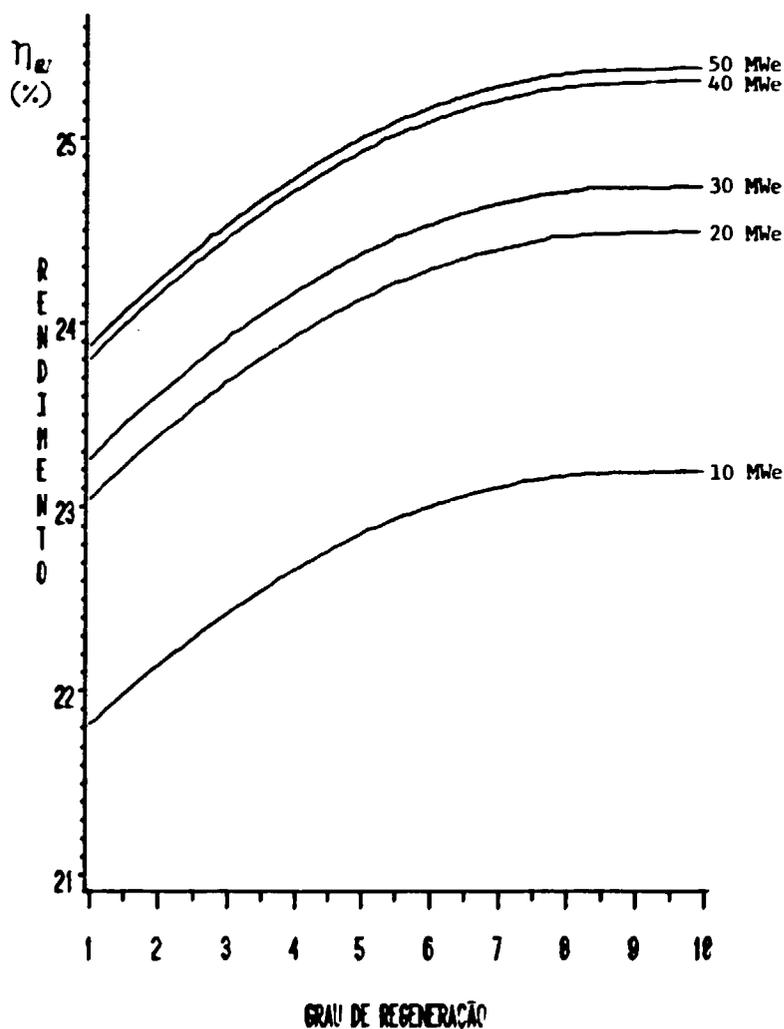


Figura 35 Rendimento global x grau de regeneração para diversas potências

As publicações de MARGULOVA [12], HAYWOOD [37] e KALAFATI [38] citadas na referência [2] e a publicação da BABCOCK & WILCOX [34] apresentam curvas semelhantes àquelas fornecidas pelo Programa LUNERG.

A Figura 36 apresenta a comparação da curva teórica, fornecida pelas referências mencionadas, com a curva gerada pelo Programa LUNERG, para uma usina de 50 HWe.

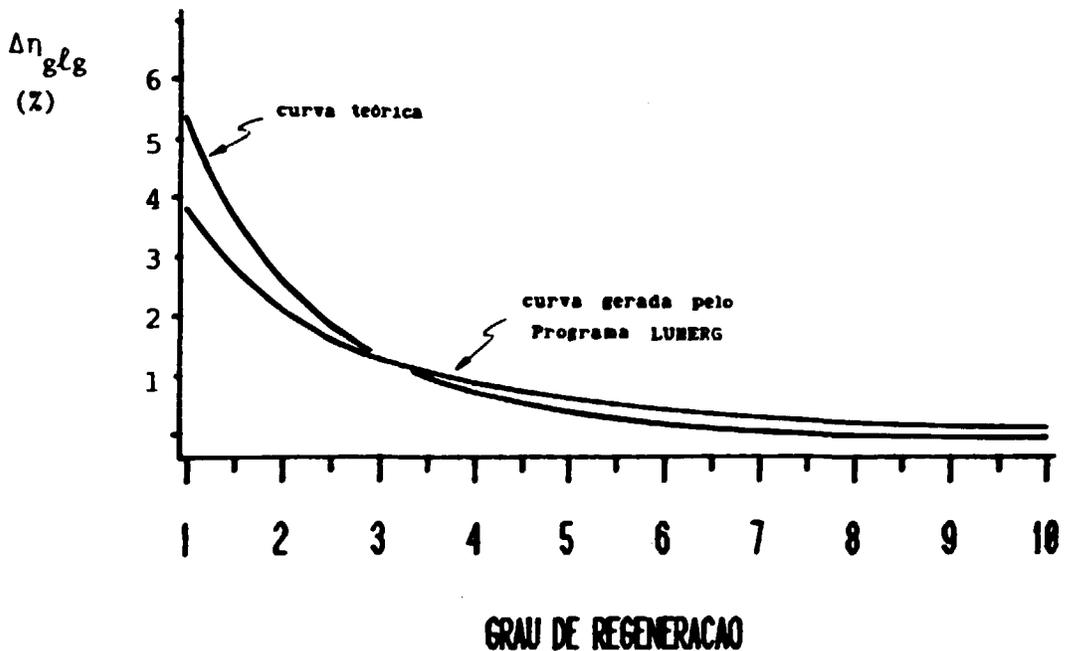


Figura 36 Aumento de rendimento x grau de regeneração

A Figura 36 relaciona o número de pré-aquecedores com o aumento relativo de rendimento global devido à regeneração, que é definido por:

$$\Delta \eta_{glg} = \frac{\eta_{glg} - \eta_{gl(g-1)}}{\eta_{gl(g-1)}} \quad (184)$$

onde  $\eta_{glg}$  é o rendimento global da usina com  $g$  pré-aquecedores e  $\eta_{gl(g-1)}$  é o rendimento da mesma usina com um pré-aquecedor a menos.

Os resultados apresentados são satisfatórios, pois a diferença máxima de aproximadamente 1,5%, entre os valores teóricos e reais, é tolerável.

### 6.1.4 Area do Condensador x Material dos Tubos

A Sub-rotina CONDER oferece 7 alternativas de materiais para os tubos do condensador: latão-almirantado, bronze-alumínio, aço carbono, cobre-níquel 90-10 e 70-30, titânio e aço inox.

O Módulo PROJET foi acionado para cada um dos materiais possíveis a fim de avaliar a influência do material dos tubos do condensador na sua área de troca para usinas de 10 a 50 MWe.

As demais características das usinas são:

- grau de regeneração 3
- pressão do vapor de admissão 3,4 MPa
- temperatura do vapor de admissão 241,0°C
- título do vapor de admissão 100 %
- pressão no condensador 0,016 MPa
- temperatura da água de resfriamento 15,0°C
- número de passes da água 2
- espessura dos tubos do condensador BWG 22

A Figura 37 apresenta os resultados para os diversos materiais.

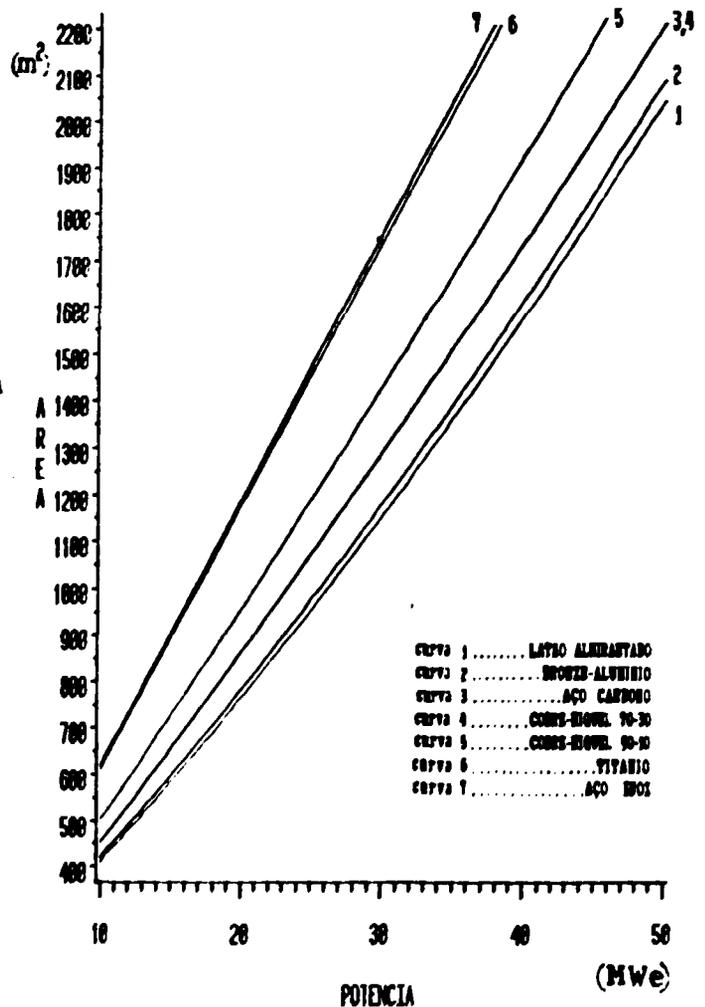


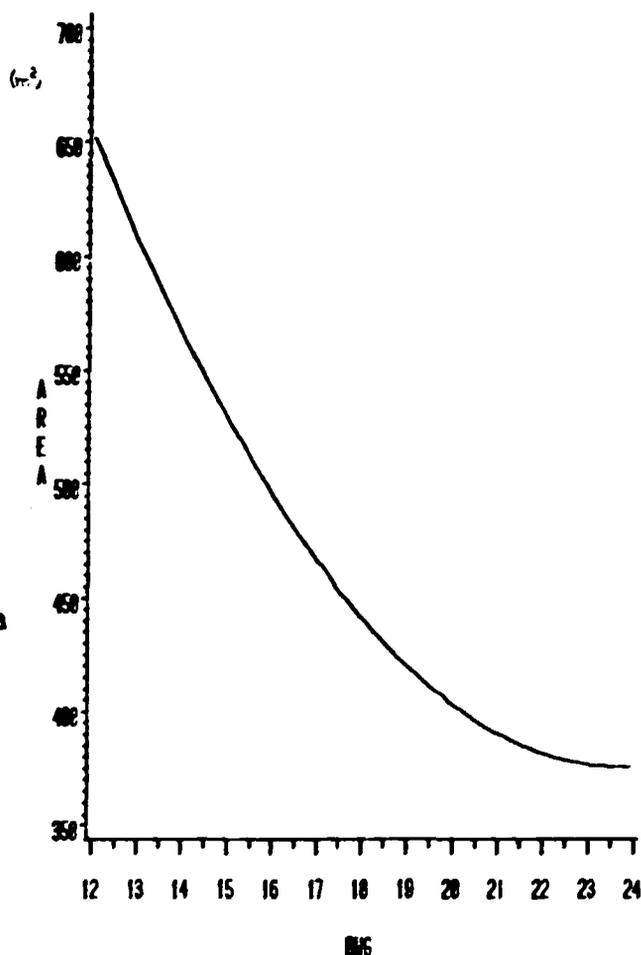
Figura 37 Area do condensador x material dos tubos para diversas potências

### 6.1.5 Area do Condensador x Espessura dos Tubos

A espessura dos tubos do condensador afeta a sua área de transferência de calor.

O Módulo PROJET foi acionado para avaliar a influência desse parâmetro no pré-dimensionamento do condensador de uma usina com:

- potência do gerador elétrico            12 MWe
- grau de regeneração            2
- pressão do vapor de admissão            3,4 MPa
- temperatura do vapor de admissão            241,0°C
- título do vapor de admissão            96 %
- pressão no condensador            0,012 MPa
- temperatura da água de resfriamento            10,0°C
- número de passes da água            1
- material dos tubos do condensador            titânio



As áreas resultantes da utilização de tubos com espessura variando entre BWG 12 e 24 são

apresentadas na Figura 38, na qual se observa a redução da área do condensador à medida que o BWG aumenta, isto é, à medida que a espessura dos tubos diminui, devido à redução da resistência térmica relativa ao material dos tubos do condensador. Observa-se

Figura 38 Área do condensador x espessura dos tubos

ainda que, um condensador que tenha sido projetado com tubos de parede grossa, poderá ter a sua área de troca de calor reduzida quase à metade, caso sejam utilizados tubos de parede fina. Finalmente, observa-se na Figura 3 que existe uma espessura ideal, em torno de BWG 20, para a qual a área do condensador é próxima da mínima e os tubos possuem uma espessura razoável.

Os resultados acima apresentados fornecem informações valiosas ao projetista, orientando-o na concepção da instalação, e exemplificam uma das formas de utilização típica do Programa LUNERG.

#### 6.1.6 Área do Condensador x Temperatura da Água

A temperatura da água de resfriamento influencia o pré-dimensionamento do condensador, especificamente a sua área de troca de calor.

A Sub-rotina CONDER gera pré-dimensionamentos de condensadores que recebem água de resfriamento com qualquer temperatura compreendida entre  $-1,1^{\circ}\text{C}$  e  $48,9^{\circ}\text{C}$

A variação da área do condensador de uma usina com as características a seguir descritas, foi avaliada para temperaturas compreendidas entre os limites mencionados.

- potência do gerador elétrico:	8 MWe
- grau de regeneração:	1
- pressão do vapor de admissão	3,0 MPa
- temperatura do vapor de admissão:	$235,0^{\circ}\text{C}$
- título do vapor de admissão:	96%
- pressão no condensador:	0,015 MPa

- material dos tubos do condensador CuNi 9010
- número de passes da água de resfriamento 1
- espessura dos tubos do condensador: BWG 12

Os resultados são apresentados na Figura 39, onde se observa que existe uma temperatura ideal da água de resfriamento para a qual a área de troca de calor do condensador é mínima. A justificativa para tal comportamento, apresentada adiante, é realizada através da análise das equações envolvidas, para um aumento de temperatura da água de resfriamento.

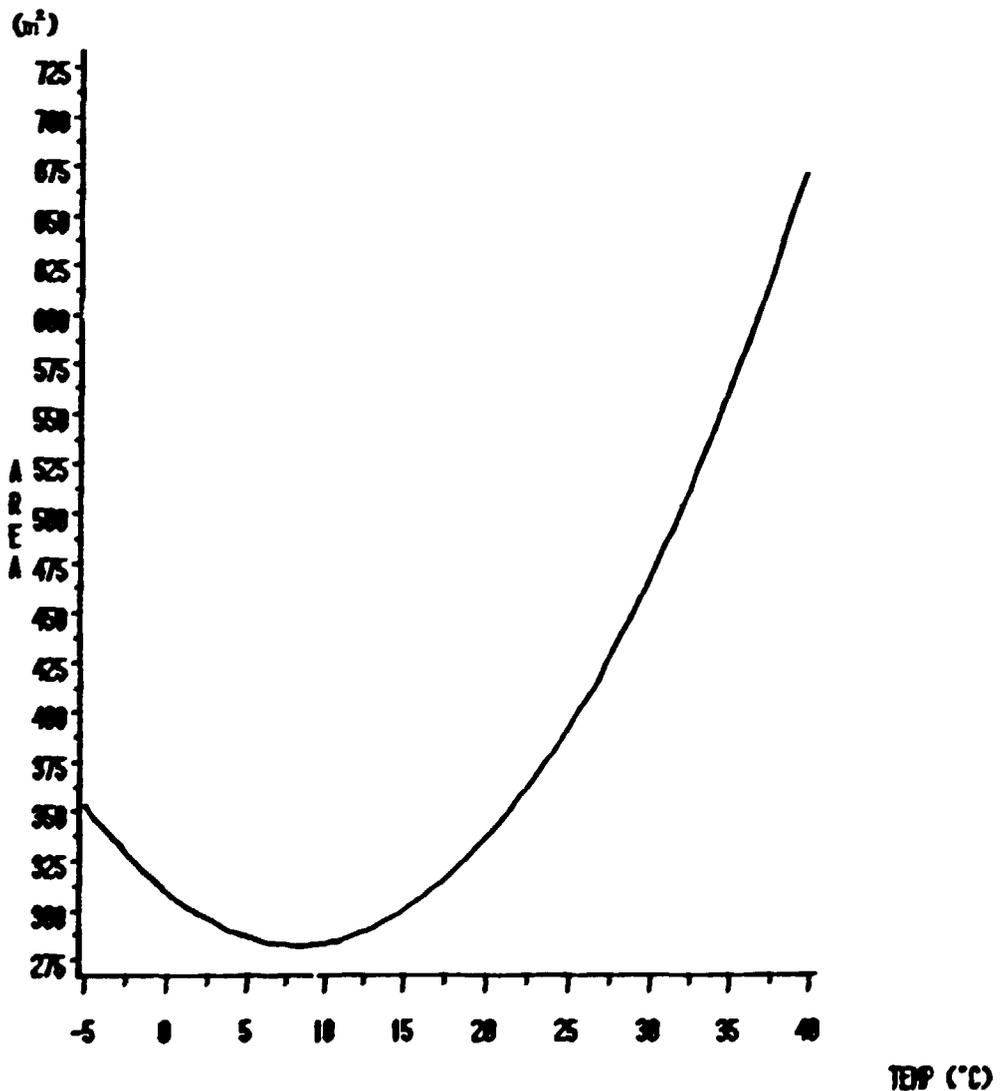


Figura 39 Area do condensador x temperatura da água

A justificativa se inicia pela análise da equação que fornece a área de troca de calor do condensador, dada por:

$$A_{cd} = Q_{cd} / U_{gcd} DTML_{cd} \quad (53)$$

Para uma dada usina, a carga térmica do condensador é constante. O coeficiente global de transmissão de calor é dado pela expressão (47), elevando-se com o aumento do fator de correção  $F_t$ . Os fatores de correção  $F_m$ ,  $F_j$  e  $F_d$  são constantes, pois não dependem da temperatura. O mesmo ocorre com a velocidade da água nos tubos, cujo valor adotado é constante. A diferença de temperatura média logarítmica, dada pela equação (52), diminui com o aumento da temperatura de entrada da água de resfriamento. Portanto, na equação que fornece a área do condensador, um dos termos do denominador aumenta com a temperatura enquanto que o outro diminui, fazendo com que o seu produto passe por um máximo, ao qual corresponde o mínimo da área.

## 6.2 Pré-dimensionamento Global de Plantas pelo Módulo PROJET

A saída típica do Módulo PROJET apresenta inicialmente as condições gerais de projeto informadas pelo usuário como dados de entrada. A seguir o programa apresenta os resultados gerais dos cálculos automáticos realizados, bem como os pré-dimensionamentos específicos dos componentes principais da planta: o condensador e os pré-aquecedores são pré-dimensionados a nível de projeto básico, sendo fornecidas suas características dimensionais; para a turbina é fornecida uma concepção termo-hidráulica simplificada e a curva de expansão no Diagrama de Mollier; e, para as bombas e o gerador de vapor são fornecidas características gerais. Finalmente é fornecido um diagrama da usina concebida com pressão, temperatura, vazão mássica e entalpia das correntes de entrada e de saída dos equipamentos pré-dimensionados. O diagrama apresenta também as potências dos equipamentos bem como algumas eficiências e títulos do vapor.

O Módulo PROJET foi concebido para pré-dimensionar usinas com grande número de combinações de potências elétricas geradas, graus de regeneração e características de fontes de calor. Nesta seção são apresentados os diagramas referentes às saídas típicas dos pré-dimensionamentos de plantas de 10 MWe, com um, cinco ou dez pré-aquecedores de água de alimentação. O Apêndice B apresenta as saídas típicas completas dessas usinas.

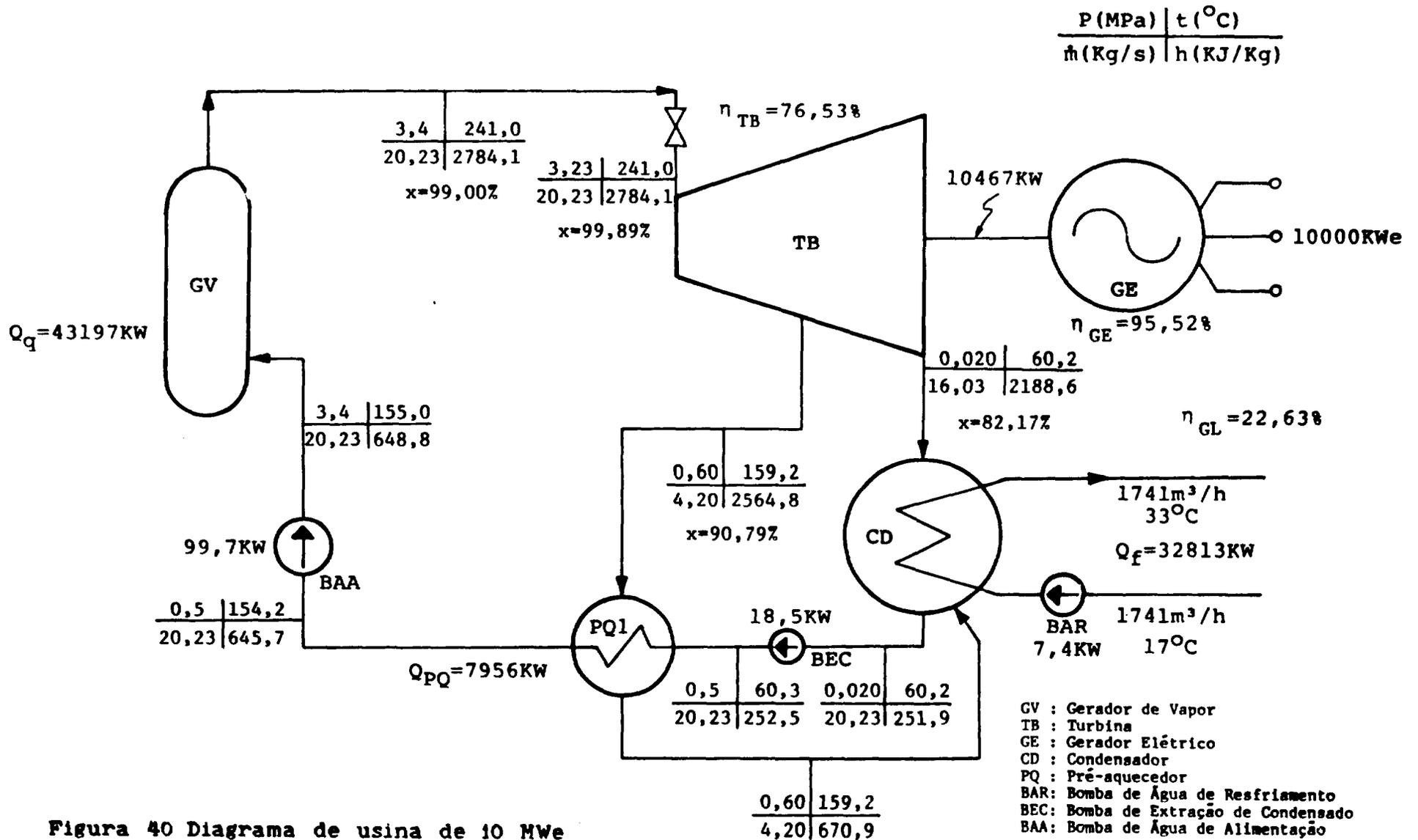


Figura 40 Diagrama de usina de 10 MWe com um pré-aquecedor

P (MPa)	t (°C)
$\dot{m}$ (Kg/s)	h (KJ/Kg)

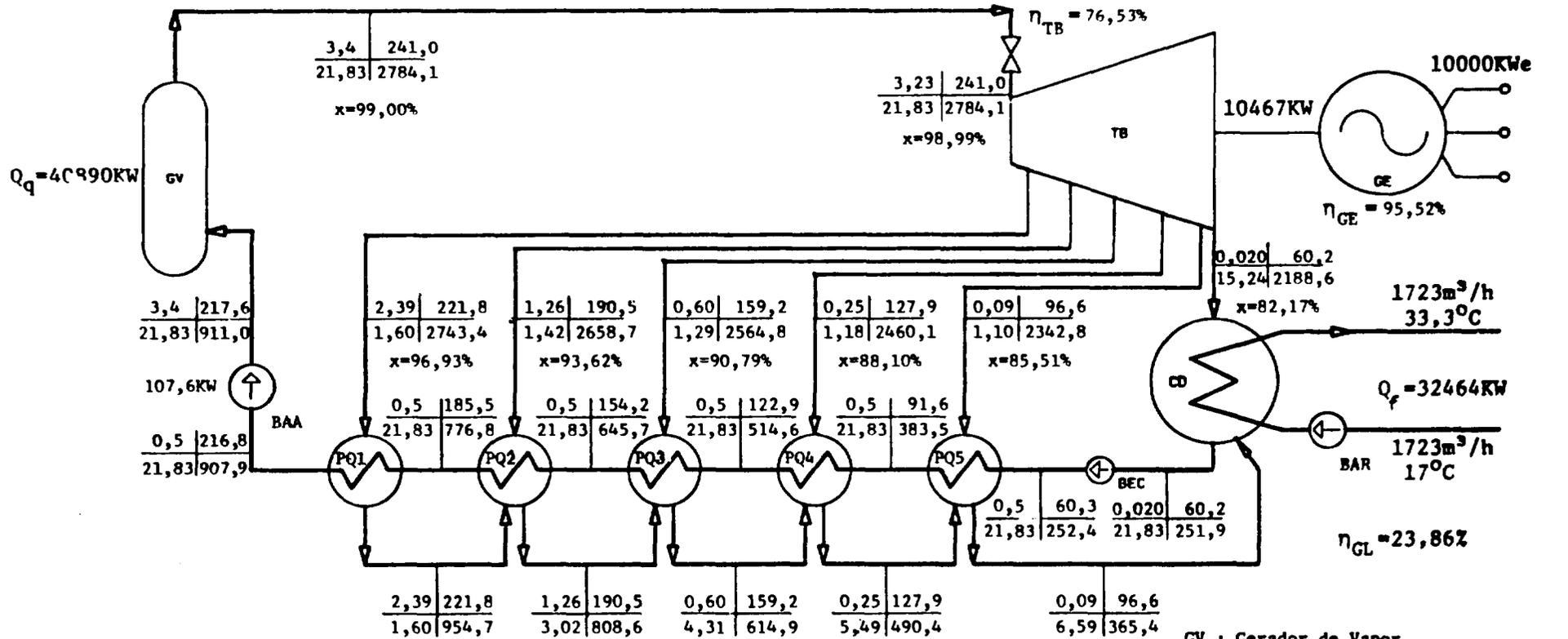


Figura 41 Diagrama de usina de 10 MWe com cinco pré-aquecedores

- GV : Gerador de Vapor
- TB : Turbina
- GE : Gerador Elétrico
- CD : Condensador
- PQ : Pré-aquecedor
- BAR: Bomba de Água de Resfriamento
- BEC: Bomba de Extração de Condensado
- BAA: Bomba de Água de Alimentação

$P$ (MPa)	$t$ ( $^{\circ}$ C)
$\dot{m}$ (Kg/s)	$h$ (KJ/Kg)

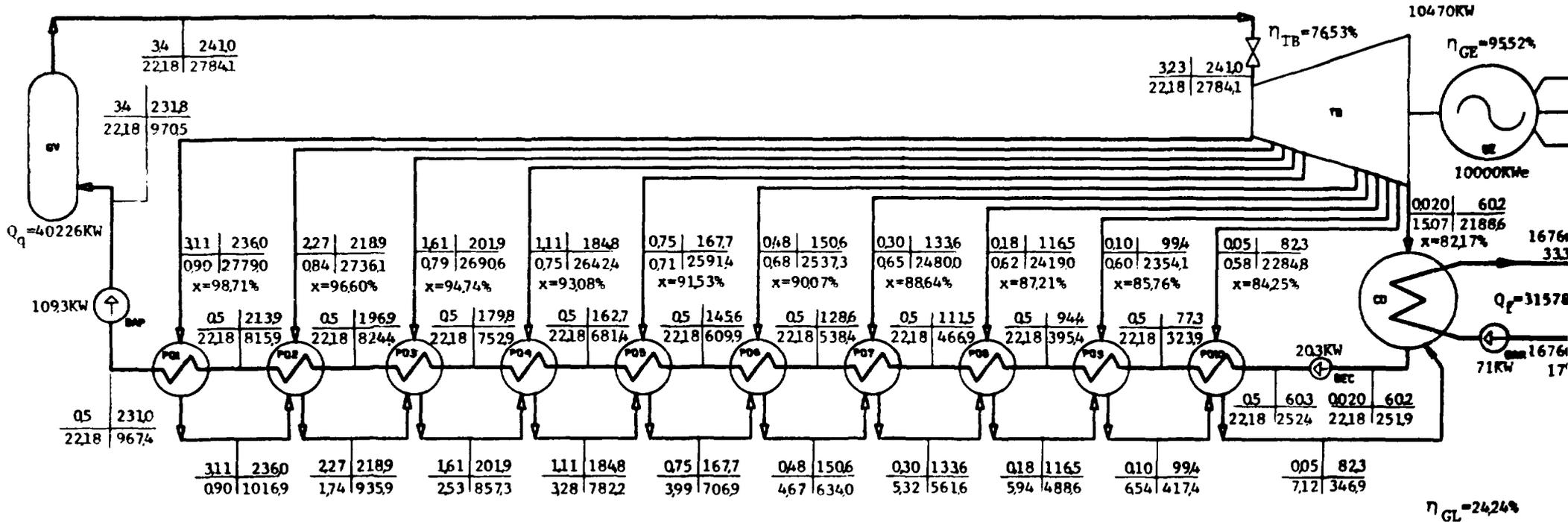


Figura 42 Diagrama de usina de 10 MWe com dez pré-aquecedores

- GV : Gerador de Vapor
- TB : Turbina
- GE : Gerador Elétrico
- CD : Condensador
- PQ : Pré-aquecedor
- BAR: Bomba de Água de Resfriamento
- BEC: Bomba de Extração de Condensado
- BAA: Bomba de Água de Alimentação

### **6.3 Simulação Operacional de Plantas pelo Módulo SIMULA**

No Módulo SIMULA é feita a simulação em cargas parciais ou com outras temperaturas de água de resfriamento das plantas pré-dimensionadas pelo Módulo PROJET.

Na simulação devem ser fornecidas como dados de entrada, as informações básicas obtidas nos pré-dimensionamentos de componentes realizados na condição de carga nominal, além de informações gerais da planta.

A saída típica do Módulo SIMULA apresenta, inicialmente, os dados de entrada acima mencionados, subdivididos em dados gerais da planta e dados específicos por equipamento. A seguir, apresenta os dados externos requeridos pela Sub-rotina NS01AD para sua operação. Finalmente, apresenta a saída propriamente dita da simulação.

#### **6.3.1 Saída Típica do Módulo SIMULA**

Nesta seção é apresentada a saída típica do Módulo SIMULA, executado para a simulação operacional da usina de 10 MWe com um pré-aquecedor regenerativo da água de alimentação, pré-dimensionada no Módulo PROJET, em potências que variam de 1 a 10 MWe e com temperaturas de água de resfriamento compreendidas entre -1,1 e 48,9°C. Nas sub-seções seguintes são avaliados os resultados fornecidos pela simulação.

PROGRAMA      LUNFFG  
 \*\*\*\*\*      \*\*\*\*\*

PIANTA PARA GERACAO DE 10.0 MWE  
 =====

2A. PARTE: MODULO SIMULA  
 -----

DADOS GERAIS DE ENTRADA DO MODULO SIMULA

PRESSAO DO VAPOE DE ADMISSAO (MPA)	3.4
TEMP DO VAPOE DE ADMISSAO. . . ( C)	241.0
TITULO DO VAPOE DE ADMISSAO . . (%)	99.00
POTENCIA ELETTRICA NOMINAL . . (MWE)	10.0
GRADU DE REGENERACAO . . . . .	1
EFIC DO GERADOR ELETTRICO. . . (%)	95.52
PRESSAO NO CONDENSADOR. . . . (MPA)	0.020
TEMP DA AGUA DE RESFRIAMENTO . ( C)	17.0
RENDIMENTO GLOBAL DA PIANTA. . (%)	24.24

DADOS DE ENTRADA RELATIVOS AO  
PRÉ-DIMENSIONAMENTO DE COMPONENTES

PRÉ-DIMENSIONAMENTO DA TURBINA

VAZÃO DE VAPORES DE ADMISSÃO NA TURBINA . . . . (KG/S)	20.23
PRESSIONE APÓS AS VALVULAS DA TURBINA . . . . . (MPA)	3.23
ENTALPIA APÓS AS VALVULAS DA TURBINA . . . . . (MJ/KG)	2784.1000
PRESSIONE NA EXTRACÇÃO 1. . . . . (MPA)	0.600
EXTRACÇÃO MÁSSICA DA EXTRACÇÃO 1. . . . . (%)	20.76
CURVA DE EXPANSÃO H =	9.678877853 - 1.1267767379 S

PRÉ-DIMENSIONAMENTO DO CONDENSADOR

MATERIAL DOS TUBOS . . . . .	CUNI7030
ESPESSURA DOS TUBOS . . . . .	BWG 18.
NÚMERO DE PASSES NOS TUBOS . . . . .	2.
ÁREA DE TROCA DE CALOR . . . . . (M <sup>2</sup> )	367.
DIÂMETRO DOS TUBOS . . . . . (POL)	0.625
COMPRIMENTO EFETIVO DOS TUBOS . . . . . (M)	2.286
NÚMERO DE TUBOS . . . . .	3220.
DIÂMETRO DO CONDENSADOR . . . . . (M)	1.88
DIÂMETRO DOS BOCALIS . . . . . (POL)	18.0
TEMPERATURA ENTRADA ÁGUA . . . . . (C)	17.0

PRÉ-DIMENSIONAMENTO DOS PRÉ-AQUECEDORES

MATERIAL DOS TUBOS . . . . .	ACO CARBONO	
ESPESSURA DOS TUBOS. . . . .	SWG 18	
AREA DE TROCA DE CALOR DO PRE-AQ 1. . . . (M <sup>2</sup> )		63.21
DIAMETRO DOS TUBOS DO PRE-AQUECEDOR 1. . (MM)		15.875
COMP EFFETIVO TUBOS DO PRE-AQUECEDOR 1. . . (M)		2.440
NUMERO DE TUBOS DO PRE-AQUECEDOR 1. . . . .		519.
DIAMETRO DO PRE-AQUECEDOR 1. . . . . (M)		0.55

#### PRE-DIMENSIONAMENTO DAS BOMBAS

SALTO ENTEALPICO NA BEA ENTRE CONDENS. . . . . (KJ/KG)	0.5
SALTO ENTEALPICO DA BEA AGUE ALIMEN. . . . . (KJ/KG)	3.1

#### DADOS EXTERNOS DE ENTRADA DA SUBROTINA NS01AD

INCREMENTO DERIVACAO NUMERICA FUNCOES. . . . .	0.000100
INCREMENTO MAXIMO. . . . .	10.0000
PRECISAO . . . . .	0.10-10
NUMERO MAXIMO DE CHAMADAS CALFUN . . . . .	1000
IMPRESSAO DAS ITERAÇÕES. . . . .	-1

**DADOS GERAIS DE SAIDA DO MODULO SIMULA  
SIMULACAO A 10.% DE CARGA**

TEMP DE SAIDA DA AGUA DE ALIM DO PRE-AQUEC 1 . ( C)	85.8
TEMP ENTRADA DA AGUA DE ALIM DO PRE-AQUEC 1 . ( C)	60.4
TEMP DE SATURACAO NO PRE-AQUECEDOR 1. . . . . ( C)	86.2
VAZAO MASSICA DE VAPOR NA EXTRACAO 1 . . . . (KG/S)	0.40
SALTO ENTALPICO NA BBA EXTR CONDENS. . . . . (KJ/KG)	0.5
SALTO ENTALFICO DA BBA AGUA ALIMENT. . . . . (KJ/KG)	3.1
VAZAO DE VAPOR DE ADMISSAO NA TURBINA. . . . (KG/S)	1.92
ENTALPIA NA EXTRACAO 1. . . . . (KJ/KG)	2300.8
ENTALPIA SAIDA PRE-AQUECEDOR 1. . . . . (KJ/KG)	359.2
PRESSAO NA EXTRACAO 1 . . . . . (MPA)	0.06
NUT DO PRE-AQUECEDOR 1. . . . .	4.1694
EFETIVIDADE DO PRE-AQUECEDOR 1. . . . .	0.9845
RENDIMENTO GLOBAL DA PLANTA . . . . . (%)	21.31
EFICIENCIA DO GERADOR ELETRICO. . . . . (%)	91.22
POTENCIA DO GERADOR DE VAPOR. . . . . (KW)	4646.
POTENCIA DA BBA DE EXTRACAO DE CONDENSADO . . . (KW)	1.0
POTENCIA DA BBA DE AGUA DE ALIMENTACAO. . . . . (KW)	5.9
POTENCIA DA BBA DE AGUA DE RESFRIAMENTO . . . . (KW)	3.0
VAZAO DE AGUA DE RESFRIAMENTO . . . . . (M3/H)	155.

DADOS GERAIS DE SAIDA DO MODULO SIMULA  
SIMULACAO A 20.% DE CARGA

TEMP DE SAIDA DA AGUA DE ALIM DO PRE-AQUEC 1 . ( C)	103.2
TEMP ENTRADA DA AGUA DE ALIM DO PRE-AQUEC 1 . ( C)	60.4
TEMP DE SATURACAO NO PRE-AQUECEDOR 1. . . . . ( C)	104.4
VAZAO MASSICA DE VAPOR NA EXTRACAO 1 . . . . . (KG/S)	0.81
SALTO ENTALPICO NA BBA EXT CONDENS. . . . . (KJ/KG)	0.5
SALTO ENTALPICO DA BBA AGUA ALIMENT . . . . . (KJ/KG)	3.1
VAZAO DE VAPOR DE ADMISSAO NA TURBINA. . . . . (KG/S)	3.92
ENTALPIA NA EXTRACAO 1. . . . . (KJ/KG)	2373.5
ENTALPIA SAIDA PRE-AQUECEDOR 1. . . . . (KJ/KG)	432.2
PRESSAO NA EXTRACAO 1 . . . . . (MPA)	0.12
POT DO PRE-AQUECEDOR 1. . . . .	3.6141
EFETIVIDADE DO PRE-AQUECEDOR 1. . . . .	0.9731
RENDIMENTO GLOBAL DA PLANTA . . . . . (%)	21.50
EFICIENCIA DO GERADOR ELETRICO. . . . . (%)	91.70
POTENCIA DO GERADOR DE VAPOR. . . . . (KW)	9208.
POTENCIA DA BBA DE EXTRACAO DE CONDENSADO . . . (KW)	2.0
POTENCIA DA BBA DE AGUA DE ALIMENTACAO. . . . . (KW)	12.1
POTENCIA DA BBA DE AGUA DE RESFRIAMENTO . . . . . (KW)	6.0
VAZAO DE AGUA DE RESFRIAMENTO . . . . . (M <sup>3</sup> /H)	317.

DADOS GERAIS DE SAIDA DO MODULO SIMULA  
SIMULACAO A 30.% DE CAFGA

TEMP DE SAIDA DA AGUA DE ALIM DO PRE-AQUEC 1 . ( C )	114.6
TEMP ENTRADA DA AGUA DE ALIM DO PFE-AQUEC 1 . ( C )	60.4
TEMP DE SATURACAO NO PRE-AQUECEDOR 1 . . . . . ( C )	116.6
VAZAO MASSICA DE VAPOR NA EXTRACAO 1 . . . . . (KG/S)	1.23
SALTO ENTALPICO NA BBA EXTF CONDENS. . . . . (KJ/KG)	0.5
SALTO ENTALPICO DA BBA AGUA ALIMENT . . . . . (KJ/KG)	3.1
VAZAO DE VAPOR DE ADMISSAO NA TURBINA. . . . . (KG/S)	5.94
ENTALPIA NA EXTRACAO 1. . . . . (KJ/KG)	2419.5
ENTALPIA SAIDA PRE-AQUECEDOR 1. . . . . (KJ/KG)	479.8
PRESSAO NA EXTRACAO 1 . . . . . (MPA)	0.18
NUT DO PRE-AQUECEDOR 1. . . . .	3.3245
EFETIVIDADE DO PRE-AQUECEDOR 1. . . . .	0.9640
RENDIMENTO GLOBAL DA PLANTA . . . . . (%)	21.68
EFICIENCIA DO GERADOR ELETPICO. . . . . (%)	92.18
POTENCIA DO GERADOR DE VAPOR. . . . . (KW)	13697.
POTENCIA DA BBA DE EXTRACAO DE CONDENSADO . . . (KW)	3.0
POTENCIA DA BBA DE AGUA DE ALIMENTACAO. . . . . (KW)	18.4
POTENCIA DA BBA DE AGUA DE RESFRIAMENTO . . . . (KW)	9.2
VAZAO DE AGUA DE RESFRIAMENTO . . . . . (M3/H)	481.

**DADOS GERAIS DE SAIDA DO MODULO SIMULA  
SIMULACAO A 40.% DE CAFEA**

TEMP DE SAIDA DA AGUA DE ALIM DO PRE-AQUEC	1 . ( C)	123.1
TEMP ENTRADA DA AGUA DE ALIM DO PRE-AQUEC	1 . ( C)	60.4
TEMP DE SATURACAO NO PRE-AQUECEDOR	1. . . . . ( C)	125.9
VAZAO MASSICA DE VAPOF NA EXTRACAO	1 . . . . (KG/S)	1.66
SALTO ENTALPICO NA BBA EXTE CONDENS.	. . . . (KJ/KG)	0.5
SALTO ENTALPICO DA BBA AGUA ALIMENT.	. . . . (KJ/KG)	3.1
VAZAO DE VAPOR DE ADEISSAC NA TUBEINA.	. . . (KG/S)	7.99
ENTALPIA NA EXTRACAO	1. . . . . (KJ/KG)	2453.1
ENTALPIA SAIDA PRE-AQUECEDOR	1. . . . . (KJ/KG)	515.2
PRESSAO NA EXTRACAO	1 . . . . . (MPA)	0.24
NUT DO PRE-AQUECEDOR	1. . . . .	3.1338
EFETIVIDADE DO PRE-AQUECEDOR	1. . . . .	0.9564
RENDIMENTO GLOBAL DA PLANTA	. . . . . (%)	21.85
EFICIENCIA DO GERADOR ELETRICO.	. . . . . (%)	92.65
POTENCIA DO GERADOR DE VAPOP.	. . . . . (KW)	18120.
POTENCIA DA BBA DE EXTRACAO DE CONDENSACAO	. . . (KW)	4.0
POTENCIA DA BBA DE AGUA DE ALIMENTACAO.	. . . . (KW)	24.8
POTENCIA DA BBA DE AGUA DE RESFRIAMENTO	. . . . (KW)	12.3
VAZAO DE AGUA DE RESFRIAMENTO	. . . . . (M <sup>3</sup> /H)	647.

DADOS GERAIS DE SAIDA NO MODULO SIMULA  
SIMULACAO A 50.7 DE CARGA

TEMP DE SAIDA DA AGUA DE ALIM DO PFE-AQUEC	1 . ( C )	129.8
TEMP ENTRADA DA AGUA DE ALIM DO PFE-AQUEC	1 . ( C )	60.4
TEMP DE SATURACAO NO PFE-AQUECEDOR	1. . . . . ( C )	133.5
VAZAO MASSICA DE VAPOE NA EXTRACAO	1 . . . . (KG/S)	2.08
SALTO ENTALPICO NA BPA EXTE CONDENS.	. . . . . (FJ/KG)	0.5
SALTO ENTALPICO DA BPA AGUA ALIMENT	. . . . . (FJ/KG)	3.1
VAZAO DE VAPOE DE ADMISSAO NA TURBINA.	. . . . (KG/S)	10.03
ENTALPIA NA EXTRACAO	1. . . . . (FJ/KG)	2479.7
ENTALPIA SAIDA PFE-AQUECEDOR	1. . . . . (FJ/KG)	543.5
PFESSAO NA EXTRACAO	1 . . . . . (MPA)	0.30
ENT DO PFE-AQUECEDOR	1. . . . .	2.9940
EFETIVIDADE DO PFE-AQUECEDOR	1. . . . .	0.9499
PERCENTO GLOBAL DA PLANTA	. . . . . (%)	22.01
EFICIENCIA DO GERADOR ELTRICO.	. . . . . (%)	93.13
POTENCIA DO GERADOR DE VAPOE.	. . . . . (KW)	22482.
POTENCIA DA BPA DE EXTRACAO DE CONDENSADO	. . . (KW)	5.0
POTENCIA DA BPA DE AGUA DE ALIMENTACAO.	. . . (KW)	31.1
POTENCIA DA BPA DE AGUA DE RESFRIAMENTO	. . . (KW)	15.5
VAZAO DE AGUA DE RESFRIAMENTO	. . . . . (M3/H)	812.

**DADOS GERAIS DE SAIDA DO MODULO SIMULA  
SIMULACAO A 60.% DE CARGA**

TEMP DE SAIDA DA AGUA DE ALIM DO PRE-AQUEC 1 . ( C)	135.5
TEMP ENTRADA DA AGUA DE ALIM DO PRE-AQUEC 1 . ( C)	60.4
TEMP DE SATURACAO NO PRE-AQUECEDOR 1. . . . . ( C)	139.9
VAZAO MASSICA DE VAPOR NA EXTRACAO 1 . . . . . {KG/S}	2.51
SALTO ENTALPICO NA BBA EXTR CONDENS. . . . . {KJ/KG}	0.5
SALTO ENTALPICO DA BBA AGUA ALIMENT. . . . . {KJ/KG}	3.1
VAZAO DE VAPOR DE ADMISSAO NA TURBINA. . . . . {KG/S}	12.08
ENTALPIA NA EXTRACAO 1. . . . . . . . . . . {KJ/KG}	2501.6
ENTALPIA SAIDA PRE-AQUECEDOR 1. . . . . . . . . . . {KJ/KG}	567.1
PRESSAO NA EXTRACAO 1 . . . . . . . . . . . (MPA)	0.36
NUT DO PRE-AQUECEDOR 1. . . . . . . . . . .	2.8848
EFETIVIDADE DO PRE-AQUECEDOR 1. . . . . . . . . . .	0.9441
RENDIMENTO GLOBAL DA PLANTA . . . . . . . . . . . (%)	22.17
EFICIENCIA DO GERADOR ELETRICO. . . . . . . . . . . (%)	93.61
POTENCIA DO GERADOR DE VAPOR. . . . . . . . . . . {KW}	26786.
POTENCIA DA BBA DE EXTRACAO DE CONDENSADO . . . . . {KW}	6.0
POTENCIA DA BBA DE AGUA DE ALIMENTACAO. . . . . {KW}	37.5
POTENCIA DA BBA DE AGUA DE RESFRIAMENTO . . . . . {KW}	18.6
VAZAO DE AGUA DE RESFRIAMENTO . . . . . . . . . . {M <sup>3</sup> /H}	978.

**DADOS GERAIS DE SAIDA DO MODULO SIMULA  
SIMULACAO A 70.% DE CAFGA**

TEMP DE SAIDA DA AGUA DE ALIM DO PRE-AQUEC 1 . ( C)	140.3
TEMP ENTRADA DA AGUA DE ALIM DO PRE-AQUEC 1 . ( C)	60.4
TEMP DE SATURACAO NO PRE-AQUECEDOR 1. . . . . ( C)	145.5
VAZAO MASSICA DE VAPOR NA EXTRACAO 1 . . . . (KG/S)	2.93
SALTO ENTALPICO NA BBA EXTF CONDENS. . . . . (KJ/KG)	0.5
SALTO ENTALPICO DA BBA AGUA ALIMENT. . . . . (KJ/KG)	3.1
VAZAO DE VAPOR DE ADMISSAO NA TURBINA. . . . (KG/S)	14.13
ENTALPIA NA EXTRACAO 1. . . . . (KJ/KG)	2520.3
ENTALPIA SAIDA PRE-AQUECEDOR 1. . . . . (KJ/KG)	567.4
PRESSAO NA EXTRACAO 1 . . . . . (MPA)	0.42
NUT DO PRE-AQUECEDOR 1. . . . .	2.7959
EFETIVIDADE DO PRE-AQUECEDOR 1. . . . .	0.9389
RENDIMENTO GLOBAL DA PLANTA . . . . . (%)	22.32
EFICIENCIA DO GERADOR ELTFICO. . . . . (%)	94.09
POTENCIA DO GERADOR DE VAPOR. . . . . (KW)	31035.
POTENCIA DA BBA DE EXTRACAO DE CONDENSADO . . . (KW)	7.1
POTENCIA DA BBA DE AGUA DE ALIMENTACAO. . . . . (KW)	43.8
POTENCIA DA BBA DE AGUA DE RESFRIAMENTO . . . . (KW)	21.8
VAZAO DE AGUA DE RESFRIAMENTO . . . . . (M3/H)	1144.

DADOS GERAIS DE SAIDA DO MODULO SIMULA  
SIMULACAO A 80.% DE CARGA

TEMP DE SAIDA DA AGUA DE ALIM DO PRE-AQUEC	1 . ( C)	144.5
TEMP ENTRADA DA AGUA DE ALIM DO PRE-AQUEC	1 . ( C)	60.4
TEMP DE SATURACAO NO PRE-AQUECEDOR	1. . . . . ( C)	150.5
VAZAO MASSICA DE VAPOP NA EXTRACAO	1 . . . . . (KG/S)	3.36
SALTO ENTALFICO NA BEA EXTF CONDENS.	. . . . . (KJ/KG)	0.5
SALTO ENTALFICO DA BEA AGUA ALIMENT	. . . . . (KJ/KG)	3.1
VAZAO DE VAPOP DE ADMISSAO NA TURBINA.	. . . . . (KG/S)	16.17
ENTALPIA NA EXTRACAO	1. . . . . (KJ/KG)	2536.7
ENTALPIA SAIDA PRE-AQUECEDOR	1. . . . . (KJ/KG)	605.1
PRESSAO NA EXTRACAO	1 . . . . . (MPA)	0.48
NUT DO PRE-AQUECEDOR	1. . . . .	2.7215
EFFETIVIDADE DO PRE-AQUECEDOR	1. . . . .	0.9342
RENDIMENTO GLOBAL DA PLANTA	. . . . . (%)	22.47
EFICIENCIA DO GERADOR ELETRICO.	. . . . . (%)	94.56
POTENCIA DO GERADOR DE VAPOP.	. . . . . (KW)	35231.
POTENCIA DA BBA DE EXTRACAO DE CONDENSACAO	. . . (KW)	8.1
POTENCIA DA BBA DE AGUA DE ALIMENTACAO.	. . . (KW)	50.1
POTENCIA DA BBA DE AGUA DE RESFRIAMENTO	. . . (KW)	24.9
VAZAO DE AGUA DE RESFRIAMENTO	. . . . . (M3/H)	1309.

DADOS GERAIS DE SAIDA DO MODULO SIMULA  
SIMULACAO A 90.% DE CAFGA

TEMP DE SAIDA DA AGUA DE ALIM DO PRE-AQUEC 1 . ( C )	148.3
TEMP ENTEADA DA AGUA DE ALIM DO PRE-AQUEC 1 . ( C )	60.4
TEMP DE SATURACAO NO PRE-AQUECEDOP 1. . . . . ( C )	155.0
VAZAO MASSICA DE VAPOE NA EXTRACAO 1 . . . . . (KG/S)	3.78
SALTO ENTALFICO NA BEA EYTF CONDENS. . . . . (KJ/KG)	0.5
SALTO ENTALFICO DA BEA AGUA ALIMENT . . . . . (KJ/KG)	3.1
VAZAO DE VAPOE DE ADEISSAC NA TURBINA. . . . . (KG/S)	18.20
ENTALPIA NA EXTRACAO 1. . . . . (KJ/KG)	2551.1
ENTALPIA SAIDA PRE-AQUECEDOP 1. . . . . (KJ/KG)	621.0
PRESSAO NA EXTRACAO 1 . . . . . (MPA)	0.54
NUT DO PRE-AQUECEDOP 1. . . . .	2.6578
EFETIVIDADE DO PRE-AQUECEDOP 1. . . . .	0.9299
PENDIMENTO GLOBAL DA PLANTA . . . . . (%)	22.62
EFICIENCIA DO GERADOP ELETRICO. . . . . (%)	95.04
POTENCIA DO GEPADOP DE VAPOE. . . . . (KW)	39375.
POTENCIA DA BBA DE EXTRACAO DE CONDENSACAO . . . (KW)	9.1
POTENCIA DA BBA DE AGUA DE ALIMENTACAO. . . . . (KW)	56.4
POTENCIA DA BBA DE AGUA DE RESFRIAMENTO . . . . . (KW)	28.1
VAZAO DE AGUA DE RESFRIAMENTO . . . . . (M3/H)	1474.

DADOS GERAIS DE SAIDA DO MODELO SIMULA  
SIMULACAO A 100.7 DE CAPGA

TEMP DE SAIDA DA AGUA DE ALIM DO PRE-AQUEC	1 . ( C )	151.7
TEMP ENTRADA DA AGUA DE ALIM DO PRE-AQUEC	1 . ( C )	60.4
TEMP DE SATURACAO NO PRE-AQUECEDOR	1. . . . . ( C )	159.0
VAZAO MASSICA DE VAPOE NA EXTRACAO	1 . . . . (KG/S)	4.20
SALTO ENTELPICO NA BPA EXTE CONDENS.	. . . . . (KJ/KG)	0.5
SALTO ENTELPICO DA BPA AGUA ALIMENT.	. . . . . (KJ/KG)	3.1
VAZAO DE VAPOE DE ADMISSAO NA TURBINA.	. . . . (KG/S)	20.23
ENTELPIA NA EXTRACAO	1. . . . . (KJ/KG)	2564.1
ENTELPIA SAIDA PRE-AQUECEDOR	1. . . . . (KJ/KG)	635.2
DEPRESSAO NA EXTRACAO	1 . . . . . (MPA)	0.60
RUM DO PRE-AQUECEDOR	1. . . . .	2.6022
EFFECTIVIDADE DO PRE-AQUECEDOR	1. . . . .	0.9259
RENDIMENTO GLOBAL DA PLANTA	. . . . . (%)	22.77
EFFICIENCIA DO GERADOR ELETRICO.	. . . . . (%)	95.52
POTENCIA DO GERADOR DE VAPOE.	. . . . . (KW)	43470.
POTENCIA DA BPA DE EXTRACAO DE CONDENSADO	. . . (KW)	10.1
POTENCIA DA BPA DE AGUA DE ALIMENTACAO.	. . . (KW)	62.7
POTENCIA DA BPA DE AGUA DE RESFRIAMENTO	. . . (KW)	31.2
VAZAO DE AGUA DE RESFRIAMENTO	. . . . . (M3/H)	1638.

### 6.3.2 Rendimento Global x Carga da Usina

Os valores do rendimento global da planta em função da carga da usina são apresentados na Figura 43, onde se observa que o rendimento da usina cai em cargas parciais.

Esse comportamento deve-se basicamente à queda da eficiência do gerador elétrico, pois admite-se que as eficiências da turbina e das bombas não variam com a carga. O pré-aquecedor poderia ser responsável por um aumento do rendimento global em cargas parciais, por ser pré-dimensionado para a condição de carga nominal e operar em carga parcial com folga, conforme pode ser observado na Figura 44 pelo aumento da sua efetividade. No entanto, o efeito do pré-aquecedor é pequeno no rendimento global da planta sendo responsável apenas por uma leve inclinação da curva do rendimento global em função da carga da usina, conforme apresentado na Figura 43:

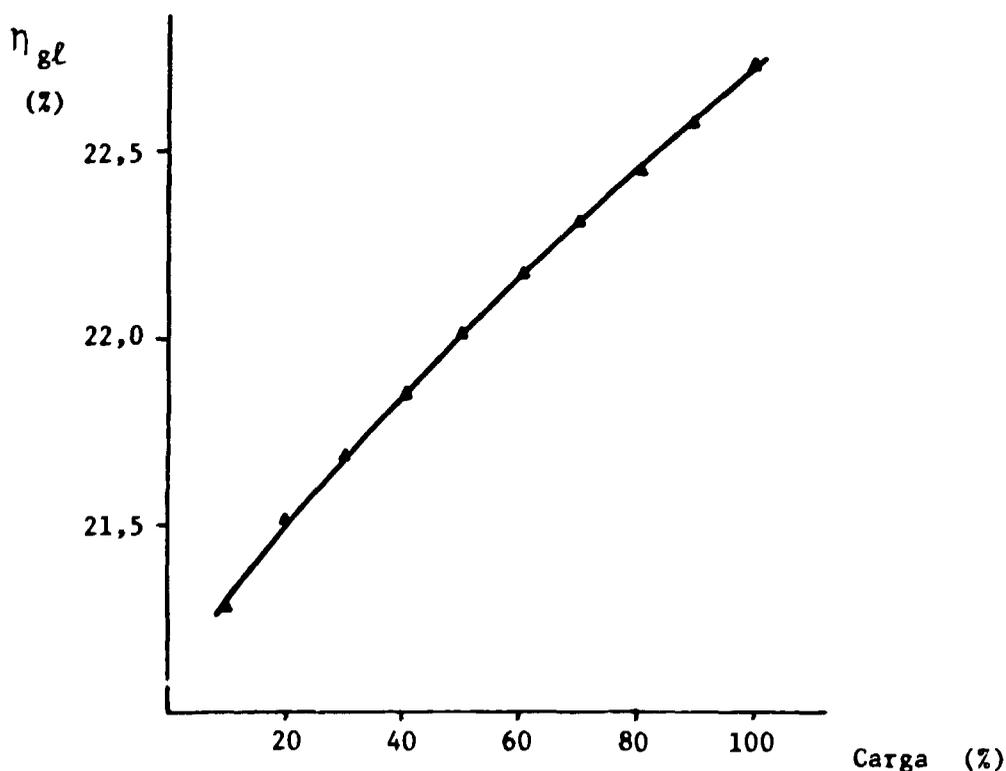


Figura 43 Rendimento global x carga da usina

### 6.3.3 Efetividade do pré-aquecedor x carga da usina

A efetividade do pré-aquecedor, definida como a relação entre a capacidade real de trocar calor e a máxima capacidade possível, é calculada no Módulo SIMULA para cada carga parcial. Os resultados são apresentados na Figura 44 onde se observa que a efetividade aumenta conforme a carga da usina cai, pois o pré-aquecedor, pré-dimensionado para a condição nominal de carga, oferece uma maior capacidade de troca de calor ao operar em cargas parciais.

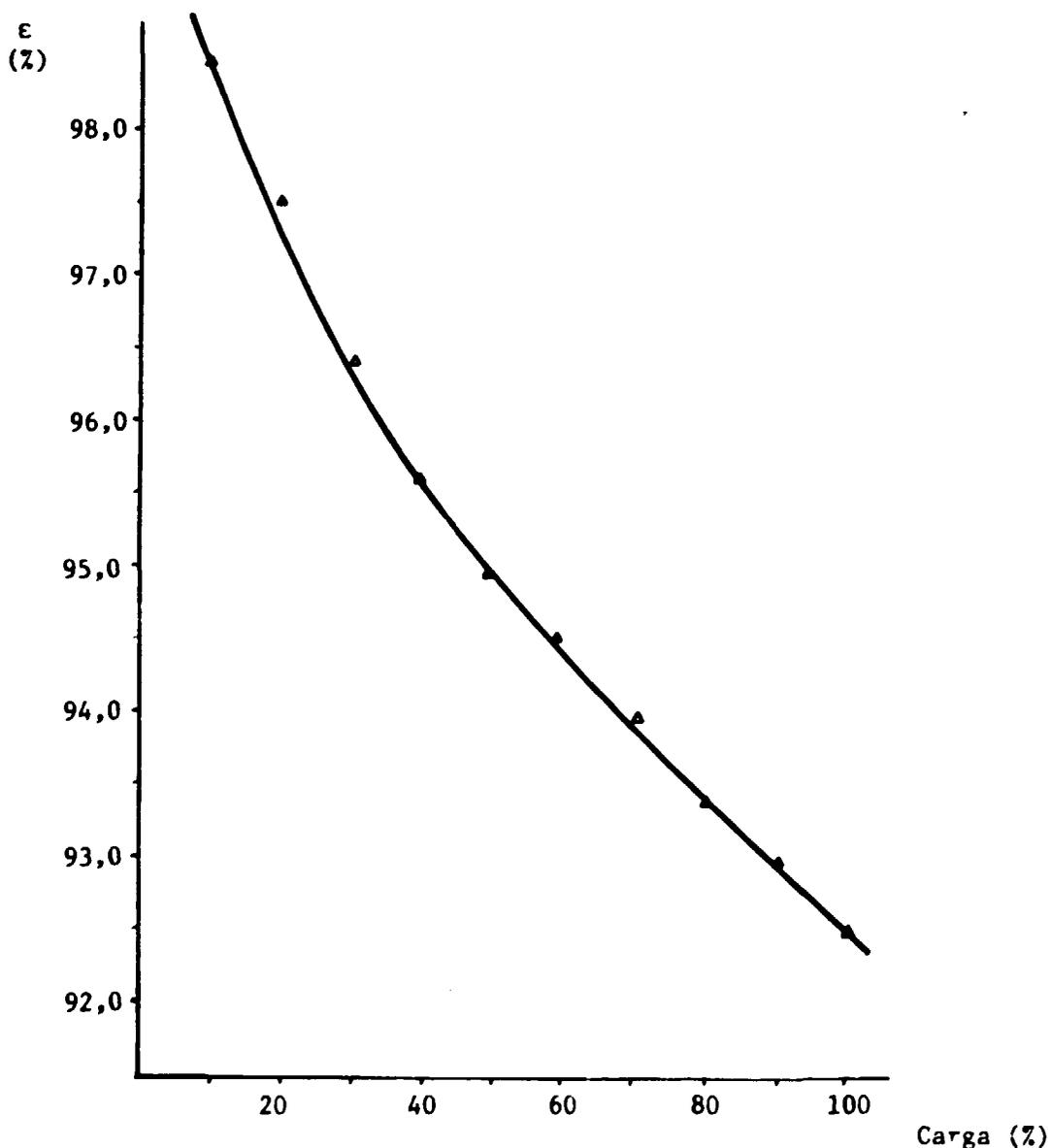


Figura 44 Efetividade do pré-aquecedor x carga da usina

#### 6.3.4 Vazão de Água de Resfriamento x Carga da Usina

O condensador é pré-dimensionado para a condição de carga nominal e resulta super-dimensionado ao operar em carga parcial, caso a sua capacidade de troca térmica não seja reduzida.

A simulação em carga parcial tem como premissa a manutenção da pressão constante no condensador. Nesta seção admite-se que a temperatura de entrada da água de resfriamento também é constante. A variação da vazão de água de resfriamento é a única forma operacional de redução da capacidade de troca de calor pelo condensador, quando são estabelecidas as duas condições acima.

A Figura 45 apresenta a variação da vazão de água de resfriamento com a carga da usina, onde se observa que, para cargas crescentes, a vazão cresce bastante a princípio, crescendo menos conforme a carga se aproxima da nominal. Esse comportamento é devido à variação do coeficiente global de transmissão de calor, que é uma função exclusiva da velocidade da água nos tubos, visto que os fatores de correção do coeficiente global relativos à temperatura da água, ao diâmetro dos tubos, às incrustações e ao material dos tubos são constantes.

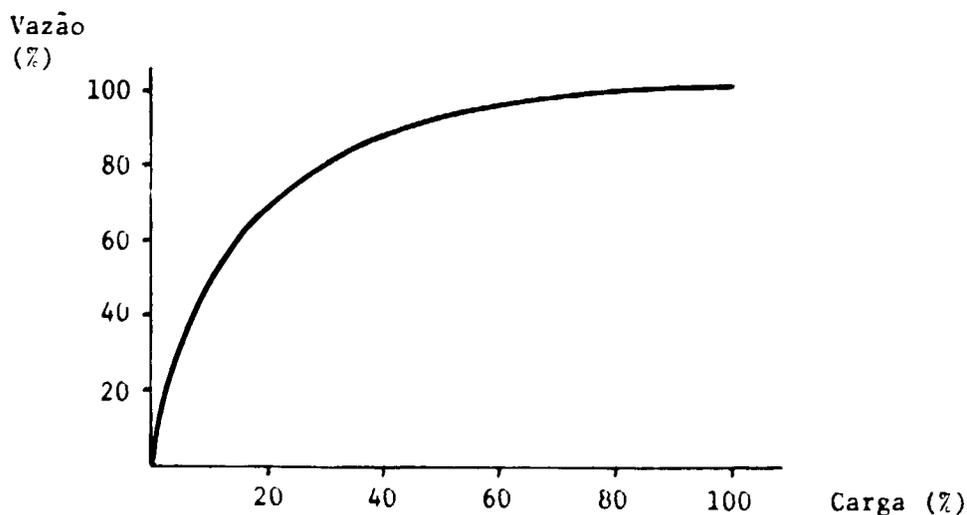


Figura 45 Vazão de água de resfriamento x carga da usina

### 6.3.5 Pressão na Extração x Carga da Turbina

A determinação do comportamento da pressão na extração da turbina em cargas parciais é de grande importância, pois sendo a extração ligada ao casco do pré-aquecedor, afeta diretamente a sua operação.

O Módulo SIMULA determina a variação da pressão na extração com a carga. Na Figura 46 é apresentada essa variação, onde se verifica que a pressão na extração da turbina cai linearmente com a carga. Esse comportamento é confirmado por informações disponíveis de fabricantes de turbinas.

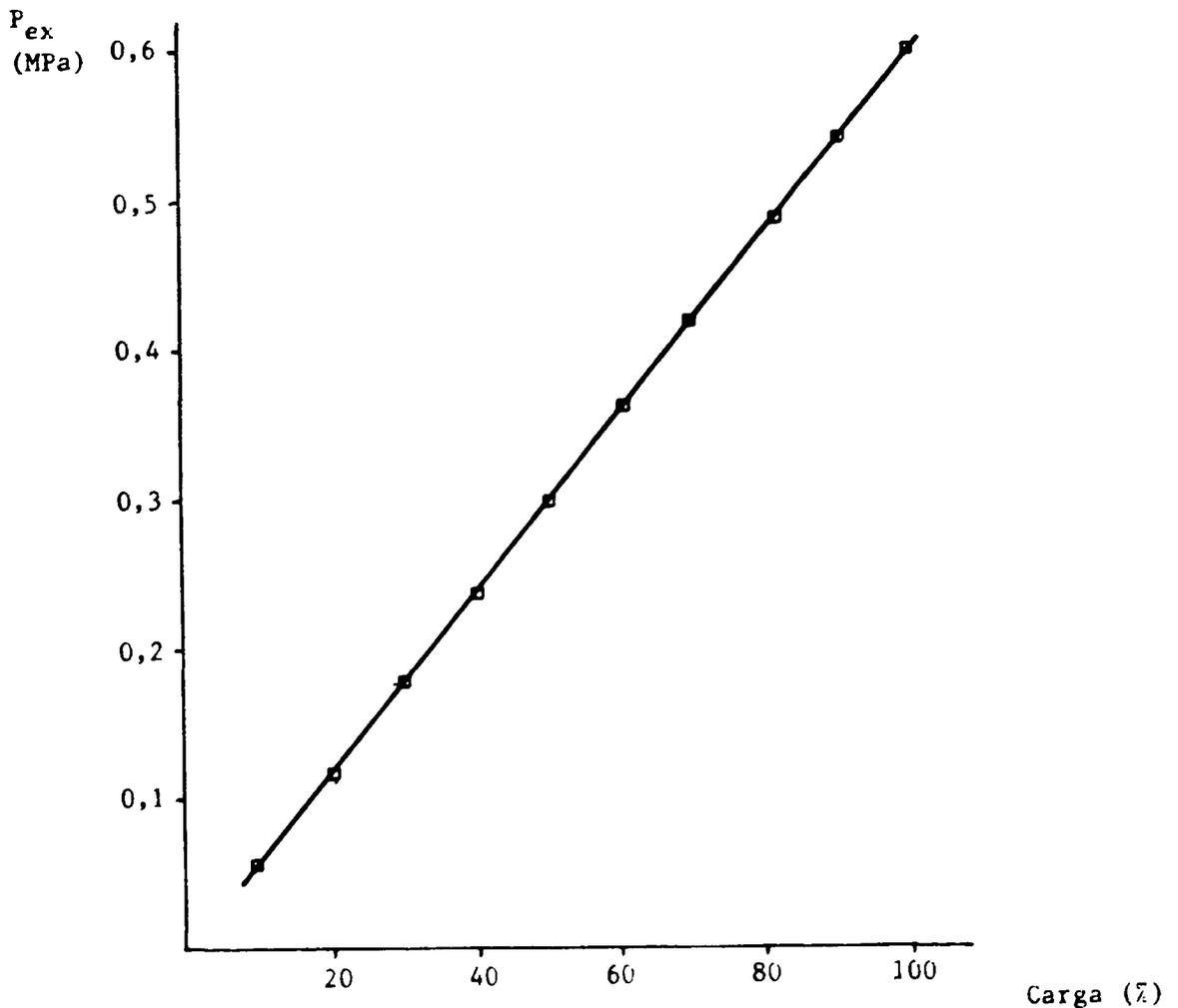


Figura 46 Pressão na extração x carga da turbina

## 7 - CONCLUSOES E RECOMENDAÇÕES

O programa aqui apresentado atende aos objetivos básicos para os quais foi concebido, ou seja, pré-dimensiona o circuito secundário de pequenas usinas nucleares do tipo PWR, com diversos graus de complexidade nas suas configurações, bem como simula a sua operação em regime permanente.

Os resultados do Programa LUNERG propiciam a avaliação rápida das múltiplas alternativas de concepção de uma usina em foco e direcionam o projeto de forma apropriada.

Embora apresente resultados satisfatórios, um programa como este nunca poderá ser dado como encerrado, pois admitirá continuamente revisões e implementações. A seguir são recomendados alguns trabalhos futuros, entre tantos que poderão enriquecer o programa.

O Módulo PROJET poderá ser implementado para gerar pré-dimensionamentos do gerador de vapor no mesmo nível do condensador e dos pré-aquecedores. O mesmo poderá ser feito para a turbina, para a qual já foi desenvolvida a Sub-rotina REGULA, que pré-dimensiona os estágios de regulação da turbina, porém não é apresentada neste trabalho.

As tubulações e as válvulas poderão ser pré-dimensionadas, o mesmo ocorrendo com o circuito terciário, que circula água de resfriamento pelo condensador.

O uso de pré-aquecedores regenerativos de água de alimentação do tipo mistura, incluindo desaeradores, poderá ser implementado.

A planta poderá ser pré-dimensionada acima ou abaixo da condição nominal, pela aplicação de "fatores de utilização" a todos os componentes calculados.

A vaporização parcial do condensado drenado de um pré-aquecedor para o outro poderá ser considerada, assim como o envio do dreno do último pré-aquecedor para a linha de água de alimentação, por meio de bombeamento.

A determinação do salto entálpico otimizado poderá ser ampliada no sentido de avaliar se a hipótese de salto entálpico constante por pré-aquecedor é válida.

Finalmente, o Módulo PROJET poderá ser implementado para o projeto de plantas convencionais com a utilização de vapor superaquecido. Para tanto, o Programa LUNERG já conta com a Sub-rotina SUPERA, que fornece as propriedades da água no estado superaquecido, e a Sub-rotina EXPREA que foi estruturada para determinar o processo de expansão do vapor na turbina na região do vapor superaquecido.

O Módulo SIMULA poderá ser implementado para simular a operação de plantas nas quais a pressão do gerador de vapor e do condensador variem com a carga, o mesmo ocorrendo com a eficiência da turbina e das bombas.

A simulação das perdas de carga em tubulações, válvulas e equipamentos poderá ser implementada.

A simulação do mau funcionamento de equipamentos poderá ser avaliada, pela inclusão de novos equacionamentos que poderão também permitir a simulação do desligamento de equipamentos.

O cálculo do coeficiente global de transmissão de calor em cargas parciais dos pré-aquecedores poderá ser melhorado considerando escoamento não-turbulento da água no interior dos tubos para baixas vazões.

Finalmente, a simulação dinâmica da planta, de grande importância para o controle, poderá ser implementada.

## REFERENCIAS

- [1] SHLYAKHIN, P. Steam Turbines-Theory and Design. Peace Publishers, Moscow.
- [2] LOPEZ, L.A.N.H. Otimização do Projeto Termodinâmico de Ciclos Térmicos de Usinas Nucleares. Seminário de Área, Escola Politécnica da USP, 1985
- [3] Mc FADDEN e outros. RETRAN-02: A Program for Transient Thermal-Hydraulic Analysis of Complex Fluid Flow Systems. Electric Power Research Institute (EPRI), 1981.
- [4] MOORE, K.V. e outros. RETRAN: A Program for One-Dimensional Transient Thermal-Hidraulic Analysis of Complex Fluid Flow Systems. EPRI COM-5, 1978.
- [5] HEAT EXCHANGE INSTITUTE (HEI). Standards for Steam Surface Condensers. Seventh Edition.
- [6] McADAMS, W.H. Heat Transmission. McGraw-Hill, 3<sup>rd</sup> edition, 1983
- [7] HEAT EXCHANGE INSTITUTE (HEI). Standards for Closed Feedwater Heaters. Fourth Edition.
- [8] HEAT EXCHANGER DESIGN HANDBOOK (HEDH). Thermal and Hydraulic Design of Heat Exchangers. Hemisphere Publishing Corp., 1983, v.3.
- [9] Military Specification. Condensers, Steam, Surface, Naval Shipboard. MIL-C-15430J.
- [10] DEPARTMENT OF THE NAVY, BUREAU OF SHIPS. Design Data Sheet-Section, DDS4601-1. Steam Condensers.
- [11] KERN, D.G. Process Heat Transfer. 22<sup>nd</sup> printing, McGraw-Hill, 1984.
- [12] MARGULOVA, T. Nuclear Power Stations. Mir Publishers, 1978.
- [13] BASKAKOV, A.P. Termotecnia. Editorial MIR, 1985.

- [14] KREITH, F. Principios da Transmissão de Calor. 2ed. Edgard Blücher, 1977.
- [15] KAYS, W.M., LONDON, A.L. Compact Heat Exchangers. McGraw-Hill, 1958.
- [16] RIVKIN, S.L., KREHNEVSKAYA, E.A. Equations of State of Water and Steam for Computer Calculations for Processes and Equipment at Power Stations. Teploenergetika, 1977, 24(3)69-73.
- [17] LITINETSKII e outros. An Algorithm for Calculating the Thermodynamic Properties of Steam by Computer. Thermal Engineering, 1986, 33(4).
- [18] SCHMIDT, E. Properties of Water and Steam in SI-Units, Springer-Verlag. Third, enlarged printing, 1982.
- [19] STOECKER, W.F. Design of Thermal Systems. McGraw-Hill, 1980.
- [20] Military Specification. Tube, 70-30 and 90-10 Copper Nickel Alloy, Condenser and Heat Exchanger. MIL-T-15005.
- [21] CARNAHAN, B., LUTHER, H.A., WILKES, J.O., Applied Numerical Methods. John Wiley & Sons, 1976.
- [22] PESUIT, D.R. Save Money by Effective Computer Modeling in Planning and Upgrading of Boiler Plant. Power, December 1979.
- [23] MENUCHIN, Y., SINGH, K.P., HIROTA, N. Feasibility Study of a Multi-purpose Computer Program for Optimizing Heat Rates in Power Cycles. CONF-8104102 DE 81027697. v.2.
- [24] PALAGIN e outros. An Investigation of Operating Modes and Structure of Turbine Plants with the Aid of Simulation Models. Thermal Engineering, 1987, 34(10).
- [25] SMITH e outros. MMS: Modular Modeling System. Electric Power Research Institute (EPRI), 1982.

- [26] FRENKEL, A.Ya., ZABELINA, L.G. A System of Algorithms and Programs for Nonlinear Simulation of Generating Units on a Digital Computer and its Use in Simulation of a 1200 MW Unit. Thermal Engineering, 1980, 27(7).
- [27] RABL e outros. QASIS: A Computer Program for Simulation and Optimization of Central Plant Performance. CONF-771009-P2.
- [28] COUGHANOWR, D.R., KOPPEL, L.B. Process Systems Analysis and Control. McGraw-Hill, 1965.
- [29] HUTCHISON, J.W. (ed.). ISA Handbook of Control Valves. Instrument Society of America, 1976.
- [30] HARWELL LABORATORY. Subroutine M501A. Computer Science and Systems Division, May 1987.
- [31] BELCHIOR, C.R.P. Análise do Projeto Preliminar de Instalações Propulsoras a Vapor. São Paulo, Escola Politécnica da USP. Dissertação de Mestrado, 1978.
- [32] MORISHITA, H.M. Modelagem de uma Instalação Propulsora a Vapor. São Paulo, Escola Politécnica da USP. Dissertação de Mestrado, 1979
- [33] WOOTTON, W.R. Steam Cycles for Nuclear Power Plant. Temple Press Limited, 1958.
- [34] THE BABCOCK & WILCOX Co. Steam: its Generation and Use. New York, 1960.
- [35] VAN WYLEN, G.Y. & SONNTAG, R.E. Fundamentos da Termodinâmica Clássica. 2ed. Editora Edgard Blücher. São Paulo, 1976.
- [36] KOSTENKO, M., PIOTROVSKI, L. Máquinas Elétricas. Edições Lopes da Silva, Porto, 1979.
- [37] HAYWOOD, R.W., Analysis of Engineering Cycles, Second Edition, Pergamon Press, 1975.

[38] KALAFATI, D.D., Thermo- / Cycles of Nuclear Power Stations,  
S. Monson, 1965.

## APENDICE A - O MODULO PERIFERICO DE APOIO

Um programa automático de projeto e simulação de plantas de geração de energia como o Programa LUNERG, não seria prático se não fosse autônomo em sua operação, ou seja, não seria aceitável se o programa fosse interrompido seguidamente, para que o usuário consultasse tabelas e diagramas com o objetivo de determinar as propriedades da água.

Dessa forma, o diagrama de Mollier foi introduzido no banco de dados do programa por meio das Sub-rotinas SATURA, SUPERA, LINSAP e LINSAT, que determinam as propriedades da água.

Através da utilização específica ou combinação dessas sub-rotinas, é possível determinar todas as propriedades dos estados encontrados nos processos que ocorrem nos ciclos motores a vapor baseados no ciclo de Rankine.

### A1 Propriedades do Vapor Saturado Sub-rotina SATURA

As propriedades da água (entalpia, entropia e volume específico nos estados líquido saturado e vapor saturado) são determinadas por meio da Sub-rotina SATURA.

A Sub-rotina SATURA utiliza as equações propostas nas referências [16] e [17] e fornece as propriedades acima citadas quando a pressão de saturação é fornecida como dado de entrada.

Nas equações apresentadas a seguir,  $c_0$  a  $c_5$ ,  $b_0$  a  $b_5$ ,  $f_0$  a  $f_5$ ,  $l_0$  a  $l_5$ ,  $g_0$  a  $g_6$ ,  $d_0$  a  $d_6$  e  $k_0$  a  $k_7$  são constantes,  $P$  é a pressão e  $y_s$  é dado pela expressão

$$y_s = [b_0 + b_1 \ln P + b_2 (\ln P)^2 + b_3 (\ln P)^3 + b_4 (\ln P)^4 + b_5 (\ln P)^5]^{-1} \quad [a 1]$$

- para a entalpia do líquido saturado ( $h_l$ )

$$h_l = c_0 + c_1 y_s + c_2 y_x^2 + c_3 y_s^3 + c_4 y_s^4 + c_5 y_s^5 \quad [a 2]$$

- para a entalpia do vapor saturado ( $h_v$ )

$$h_v = f_0 + f_1 y_s + f_2 y_x^2 + f_3 y_s^3 + f_4 y_s^4 + f_5 y_s^5 \quad [a 3]$$

- para a entropia do líquido saturado ( $s_l$ )

$$s_l = l_0 + l_1 y_s + l_2 y_x^2 + l_3 y_s^3 + l_4 y_s^4 + l_5 y_s^5 \quad [a 4]$$

- para a entropia do vapor saturado ( $s_v$ )

$$s_v = g_0 + g_1 y_s + g_2 y_x^2 + g_3 y_s^3 + g_4 y_s^4 + g_5 y_s^5 + g_6 y_s^6 \quad [a 5]$$

- para o volume específico do líquido saturado ( $v_l$ )

$$v_l = d_0 + d_1 y_s + d_2 y_x^2 + d_3 y_s^3 + d_4 y_s^4 + d_5 y_s^5 + d_6 y_s^6 \quad [a 6]$$

- para o volume específico do vapor saturado ( $v_v$ )

$$v_v = \frac{R y_s}{P} [k_0 + k_1 (y_s - k_7) + k_2 (y_s - k_7)^2 + k_3 (y_s + k_7)^3 + k_4 (y_s - k_7)^3] \quad [a 7]$$

onde  $R = 0,46151 \text{ KJ/Kg K}$

A Sub-rotina SATURA utiliza as unidades do Sistema Internacional de Unidades, ou seja, pressão em MPa, entalpia em KJ/Kg, entropia em KJ/Kg K e volume específico em m<sup>3</sup>/Kg.

Os resultados apresentados na Tabela 6, foram gerados para pressões compreendidas entre 0,001 MPa e a do ponto crítico (~ 21,5 MPa).

Os erros dos valores da tabela são pequenos ou nulos para pressões até aproximadamente 16,0 MPa. Para pressões maiores, os erros crescem exponencialmente sendo significativos para os valores de volume específico correspondentes à pressões próximas à pressão do ponto crítico.

Considerando que nas aplicações desta sub-rotina não são utilizadas altas pressões e que, para os valores usuais de pressão compreendidos entre 0,001 MPa e 8,0 MPa são apresentados resultados satisfatórios, a utilização da Sub-rotina SATURA é válida.

A seguir é apresentada a Tabela 6, com as propriedades do vapor saturado, gerada pela Sub-rotina SATURA.

Tabela 6 Propriedades do vapor saturado

P <sub>sat</sub> (MPa)	h <sub>l</sub> (kJ/Kg)	h <sub>v</sub> (kJ/Kg)	s <sub>l</sub> (kJ/Kg K)	s <sub>v</sub> (kJ/Kg K)	v <sub>l</sub> (m <sup>3</sup> /Kg)	v <sub>v</sub> (m <sup>3</sup> /Kg)
0.001	28.87	2517.58	0.1071	8.5651	0.001000	129.331816
0.002	73.39	2534.19	0.2610	8.7207	0.001002	67.029839
0.003	101.18	2545.20	0.3548	8.5769	0.001003	45.676398
0.004	121.74	2552.59	0.4230	8.4749	0.001004	34.807272
0.005	136.19	2560.42	0.4769	8.3959	0.001006	28.198104
0.006	151.97	2566.21	0.5216	8.3314	0.001007	23.744191
0.007	163.88	2571.25	0.5599	8.2769	0.001008	20.533901
0.008	174.39	2575.73	0.5924	8.2299	0.001009	18.107295
0.009	183.81	2579.75	0.6233	8.1884	0.001009	16.206867
0.010	192.37	2583.42	0.6502	8.1514	0.001010	14.677125
0.020	251.86	2608.98	0.8229	7.9095	0.001017	7.651813
0.030	289.55	2625.02	0.9447	7.7655	0.001022	5.231013
0.040	317.77	2636.84	1.0264	7.6708	0.001026	3.994889
0.050	340.56	2646.24	1.0913	7.6047	0.001030	3.241505
0.060	359.85	2654.06	1.1454	7.5526	0.001033	2.732897
0.070	376.63	2660.76	1.1919	7.4805	0.001036	2.365762
0.080	391.53	2666.62	1.2327	7.4354	0.001038	2.087901
0.090	404.97	2671.93	1.2692	7.3957	0.001041	1.870054
0.100	417.24	2676.52	1.3023	7.3603	0.001043	1.694529
0.200	504.33	2707.82	1.5294	7.1281	0.001061	0.889906
0.300	561.12	2726.19	1.6710	6.9927	0.001073	0.605894
0.400	604.45	2739.04	1.7759	6.8963	0.001084	0.462483
0.500	639.98	2748.79	1.8600	6.8213	0.001093	0.374889
0.600	670.37	2756.55	1.9306	6.7597	0.001101	0.315655
0.700	697.08	2762.92	1.9917	6.7073	0.001108	0.272838
0.800	721.01	2768.26	2.0457	6.6616	0.001115	0.240396
0.900	742.77	2772.81	2.0942	6.6211	0.001122	0.214936
1.000	762.76	2776.73	2.1383	6.5846	0.001127	0.194404
1.200	798.64	2783.11	2.2162	6.5209	0.001139	0.163291
1.400	830.31	2788.04	2.2840	6.4663	0.001149	0.140795
1.600	858.80	2791.88	2.3440	6.4188	0.001158	0.123746
1.800	884.81	2794.88	2.3990	6.3753	0.001167	0.110364
2.000	908.80	2797.20	2.4472	6.3371	0.001176	0.099572
2.200	931.14	2798.97	2.4893	6.3017	0.001184	0.090676
2.400	952.09	2800.28	2.5346	6.2690	0.001192	0.083214
2.600	971.85	2801.18	2.5739	6.2388	0.001200	0.076882
2.800	990.59	2801.74	2.6108	6.2100	0.001208	0.071380
3.000	1008.43	2802.00	2.6457	6.1831	0.001215	0.066616
3.200	1025.48	2801.99	2.6787	6.1576	0.001222	0.062421
3.400	1041.83	2801.73	2.7101	6.1334	0.001230	0.058703
3.600	1057.55	2801.25	2.7401	6.1103	0.001237	0.055385
3.800	1072.71	2800.58	2.7689	6.0882	0.001244	0.052403
4.000	1087.36	2799.72	2.7964	6.0669	0.001251	0.049709
4.200	1101.55	2798.69	2.8230	6.0465	0.001257	0.047263
4.400	1115.32	2797.51	2.8488	6.0267	0.001264	0.045032
4.600	1128.70	2796.17	2.8733	6.0076	0.001271	0.042989
4.800	1141.72	2794.70	2.8972	5.9891	0.001278	0.041109
5.000	1154.42	2793.11	2.9204	5.9711	0.001284	0.039374
5.500	1184.87	2788.59	2.9756	5.9282	0.001301	0.035572
6.000	1213.74	2783.41	3.0272	5.8877	0.001318	0.032382

Tabela 6 cont.

6.500	1241.27	2777.63	3.0755	5.8493	C.001334	0.025665
7.000	1267.65	2771.31	3.1220	5.8125	0.001351	0.027223
7.500	1293.04	2764.50	3.1660	5.7771	C.001367	0.028282
8.000	1317.56	2757.23	3.2082	5.7429	0.001384	0.022495
8.500	1341.33	2749.54	3.2486	5.7096	C.001401	0.021899
9.000	1364.43	2741.45	3.2877	5.6771	C.001418	0.020462
9.500	1386.93	2732.96	3.3254	5.6453	0.001435	0.019175
10.000	1408.91	2724.17	3.3620	5.6141	C.001452	0.018006
10.500	1430.41	2715.01	3.3976	5.5834	C.001470	0.016937
11.000	1451.48	2705.54	3.4323	5.5530	0.001488	0.015953
11.500	1472.17	2695.75	3.4661	5.5230	C.001505	0.015040
12.000	1492.50	2685.67	3.4992	5.4932	C.001523	0.014187
12.500	1512.52	2675.30	3.5316	5.4636	0.001542	0.013383
13.000	1532.25	2664.66	3.5634	5.4341	C.001560	0.012618
13.500	1551.71	2653.75	3.5946	5.4048	0.001579	0.011895
14.000	1570.94	2642.58	3.6253	5.3756	C.001598	0.011174
14.500	1589.94	2631.15	3.6556	5.3464	C.001617	0.010478
15.000	1608.74	2619.49	3.6854	5.3171	0.001636	0.009789
15.500	1627.36	2607.59	3.7148	5.2879	C.001656	0.009098
16.000	1645.80	2595.45	3.7439	5.2586	0.001676	0.008398
16.500	1664.09	2583.09	3.7726	5.2293	C.001696	0.007681
17.000	1682.24	2570.50	3.8010	5.1998	C.001716	0.006938
17.500	1700.25	2557.70	3.8291	5.1703	0.001737	0.006160
18.000	1718.13	2544.69	3.8570	5.1406	C.001757	0.005338
18.500	1735.91	2531.46	3.8846	5.1108	C.001778	0.004461
19.000	1753.58	2518.04	3.9120	5.0808	0.001800	0.003519
19.500	1771.15	2504.41	3.9392	5.0507	C.001821	0.002501
20.000	1788.64	2490.59	3.9662	5.0204	C.001843	0.001394
20.500	1806.05	2476.58	3.9930	4.9899	0.001865	0.000186
21.000	1823.37	2462.37	4.0197	4.9592	C.001887	-0.001137
21.500	1840.64	2447.98	4.0462	4.9282	C.001909	-0.002591

## A2 Propriedades do Vapor Superaquecido Sub-rotina SUPERA

A Sub-rotina SUPERA fornece valores para entalpia e entropia da água no estado superaquecido em função de outras duas propriedades: pressão e temperatura.

No desenvolvimento desta sub-rotina são utilizadas as mesmas referências [16] e [17] utilizadas na Sub-rotina SATURA.

As equações apresentadas a seguir utilizam as constantes  $k_{0s}$  a  $k_{3s}$ ,  $b_{0s}$  a  $b_{3s}$ ,  $c_{0s}$  a  $c_{2s}$ ,  $d_{1s}$  a  $d_{3s}$ ,  $k_{1s}$  a  $k_{4s}$ ,  $c_{1s}$  e  $c_{2s}$ .

A temperatura de superaquecimento em graus Kelvin é utilizada na expressão

$$y = T/1000 \quad [a 8]$$

A pressão do vapor deve ser fornecida em MPa.

- equação para a entalpia (h)

$$h = h_0 + (a_{2v} P + a_{3v} P^2/2) \times 10^3 \quad [a 9]$$

onde, 
$$h_0 = k_{0s} + k_{1s}y + k_{2s}y^2 + k_{3s}/ny \quad [a 10]$$

$$a_{2v} = b_{0s} + 3b_{2s}/y^2 + 3b_{3s}/(y-0,21)^2 + 0,42b_{3s}/(y-0,21)^3 \quad [a 11]$$

$$a_{3v} = c_{0s} + 9c_{1s} / y^6 + 15c_{2s} / y^{14} \quad [a 12]$$

- equação para a entropia (s)

$$s = s_0 + a_{4v}P + a_{5v}P^2/2 - 0,46151/n(P \times 10^3) \quad [a 13]$$

onde, 
$$a_0 = (k_{1s} \ln \gamma + 2k_{2s} \gamma - k_{3s} \gamma / \gamma - k_{4s}) / 1000 \quad [a14]$$

$$a_{4v} = -b_{1s} + 2b_{2s} / \gamma^3 + 2b_{3s} / (\gamma - 0,21)^3 \quad [a15]$$

$$a_{5v} = 8c_{1s} / \gamma^9 + 14c_{2s} / \gamma^{15} \quad [a16]$$

Os resultados gerados pela aplicação das equações acima estão apresentados na Tabela 7. São utilizadas pressões de 0,1 MPa a 50,0 MPa e temperaturas de 273 K a 1073 K.

Para pressões menores que 20,0 MPa a sub-rotina SUPERA apresenta valores para entalpia e entropia com erros desprezíveis ou nulos.

Para pressões acima de 20,0 MPa e baixas temperaturas de superaquecimento as equações utilizadas não apresentam bons resultados. Para temperaturas de superaquecimento médias ou altas, os erros decrescem exponencialmente até valores não significativos.

A região onde as equações não apresentam um bom comportamento localiza-se à esquerda da linha de saturação do diagrama T x s onde as pressões são maiores e as temperaturas são menores que as do ponto crítico.

Levando em conta que atualmente não é viável, ou até mesmo possível, obter-se superaquecimentos em usinas nucleares na região onde a Sub-rotina SUPERA não apresenta resultados satisfatórios, não há restrições quanto à sua utilização.

A Tabela 7 apresenta as propriedades do vapor superaquecido, geradas pelo Módulo Periférico de Apoio.

Tabela 7 Propriedades do vapor superaquecido

P (MPa)	T (K)	H (KJ/Kg)	S (KJ/Kg K)
0.1	473.	2776.4	7.6140
0.1	523.	2974.0	8.0333
0.1	623.	3175.1	8.3950
0.1	723.	3351.9	8.6927
0.1	823.	3555.1	8.9689
0.1	923.	3815.1	9.2211
0.1	1023.	4042.0	9.4544
0.2	473.	2870.5	7.5074
0.2	573.	3071.5	7.8929
0.2	673.	3276.2	8.2219
0.2	773.	3486.6	8.5133
0.2	873.	3702.4	8.7770
0.2	973.	3927.1	9.0195
0.2	1073.	4157.7	9.2450
0.3	473.	2966.0	7.3130
0.3	573.	3069.1	7.7025
0.3	673.	3274.7	8.0321
0.3	773.	3485.5	8.3252
0.3	873.	3702.7	8.5852
0.3	973.	3926.5	8.8219
0.3	1073.	4157.2	9.0575
0.4	473.	2961.2	7.1727
0.4	573.	3066.2	7.5667
0.4	673.	3273.1	7.8987
0.4	773.	3484.5	8.1914
0.4	873.	3701.9	8.4558
0.4	973.	3925.9	8.6926
0.4	1073.	4156.7	8.9244
0.5	523.	2961.2	7.2723
0.5	623.	3167.5	7.6234
0.5	723.	3376.8	7.9440
0.5	823.	3591.5	8.2228
0.5	923.	3812.4	8.4761
0.5	1023.	4039.9	8.7101
0.8	573.	2992.0	7.0735
0.8	623.	3162.8	7.4407
0.8	723.	3373.2	7.7546
0.8	823.	3589.2	8.0337
0.8	923.	3810.7	8.2875
0.8	1023.	4028.6	8.5219
1.0	503.	2900.7	6.8430
1.0	603.	3115.8	7.2333
1.0	703.	3327.8	7.5587
1.0	803.	3542.2	7.8451
1.0	903.	3764.1	8.1042
1.0	1003.	3991.1	8.3426
1.5	553.	2995.2	6.8637
1.5	653.	3213.2	7.2055
1.5	753.	3429.2	7.5122
1.5	853.	3649.8	7.7869

Tabela 7 cont.

1.5	953.	3973.7	8.0360
1.5	1053.	4104.6	8.2664
2.0	553.	2991.8	6.6921
2.0	653.	3205.0	7.0634
2.0	753.	3423.7	7.3749
2.0	853.	3644.7	7.6505
2.0	953.	3870.5	7.9008
2.0	1053.	4102.7	8.1319
2.5	553.	2967.6	6.6699
2.5	653.	3196.7	6.9510
2.5	753.	3419.0	7.2664
2.5	853.	3640.6	7.5439
2.5	953.	3867.4	7.7953
2.5	1053.	4099.7	8.0270
3.0	603.	3073.7	6.6747
3.0	703.	3300.7	7.0233
3.0	803.	3524.1	7.3204
3.0	903.	3749.8	7.5853
3.0	1003.	3980.1	7.8270
4.0	603.	3052.3	6.6157
4.0	703.	3287.1	6.9763
4.0	803.	3514.6	7.1788
4.0	903.	3742.7	7.4465
4.0	1003.	3974.6	7.6900
5.0	553.	3004.7	6.7426
5.0	653.	3250.0	6.7254
5.0	753.	3492.0	7.0381
5.0	853.	3712.4	7.3118
5.0	953.	3945.5	7.5592
10.0	643.	3041.0	6.1232
10.0	743.	3307.8	6.5094
10.0	843.	3554.8	6.8213
10.0	943.	3796.6	7.0924
10.0	1043.	4038.8	7.3366
20.0	603.	3033.7	5.8527
20.0	703.	3222.5	6.2585
20.0	803.	3603.1	6.5789
20.0	903.	3861.6	6.8534
30.0	523.	1271.9	2.7072
30.0	623.	2547.6	4.9898
30.0	723.	2999.8	5.6672
30.0	823.	3326.7	6.0915
30.0	923.	3614.8	6.4221
30.0	1023.	3897.1	6.7023
40.0	523.	1266.1	1.0718
40.0	623.	2308.4	4.5564
40.0	723.	2868.9	5.3976
40.0	823.	3237.2	5.8759
40.0	923.	3548.7	6.2335
40.0	1023.	3836.3	6.5294
50.0	623.	2054.5	4.1300
50.0	723.	2726.6	5.1551
50.0	823.	3147.9	5.6896
50.0	923.	3483.1	6.0745
50.0	1023.	3786.0	6.3863

### A3 Pressão de Saturação Sub-rotina LIMSAP

O Programa LUNERG requer para a sua operação a determinação da pressão de saturação quando é conhecida a temperatura de saturação. Para tal requisito foi desenvolvida a Sub-rotina LIMSAP.

A equação utilizada nesta sub-rotina foi extraída da Parte C da referência [18], e fornece a pressão reduzida em função da temperatura reduzida.

A pressão e temperatura reduzidas são dadas pelas equações

$$\lambda = P_{sat}/P_{cl} \quad e \quad [a17]$$

$$\theta = T_{sat}/T_{cl} \quad , \quad [a18]$$

onde  $P_{cl} = 22,12$  MPa e  $T_{cl} = 647,3$  K são, respectivamente, a pressão e a temperatura do ponto crítico.

Na expressão apresentada a seguir  $k_1$  a  $k_9$  são constantes:

$$\lambda = \exp \frac{1}{\theta} \left[ \frac{\sum_{v=1}^5 k_v (1-\theta)^v}{1+k_6(1-\theta)+k_7(1-\theta)^2} - \frac{(1-\theta)}{k_8(1-\theta)^2+k_9} \right] \quad [a19]$$

A equação apresenta como resultados pressões de saturação em MPa com excelente precisão para toda a faixa de temperaturas da linha de saturação, ou seja, entre 273,15 K e a temperatura do ponto crítico 647,3 K.

A Tabela 8 apresenta os resultados gerados pelo Módulo Periférico de Apoio.

Tabela 8 Temperatura x pressão de saturação

TEMPERATURA (K)	PRESSÃO (MPa)
273.15	0.001
283.15	0.001
293.15	0.002
303.15	0.004
313.15	0.007
323.15	0.012
333.15	0.020
343.15	0.031
353.15	0.047
363.15	0.070
373.15	0.101
383.15	0.143
393.15	0.199
403.15	0.270
413.15	0.361
423.15	0.476
433.15	0.618
443.15	0.792
453.15	1.003
463.15	1.255
473.15	1.555
483.15	1.908
493.15	2.320
503.15	2.798
513.15	3.348
523.15	3.978
533.15	4.694
543.15	5.500
553.15	6.420
563.15	7.446
573.15	8.593
583.15	9.870
593.15	11.289
603.15	12.862
613.15	14.605
623.15	16.535
633.15	18.675
643.15	21.054

#### **A4 Temperatura de Saturação**

##### **Sub-rotina LINSAT**

O Programa LUNERG também requer para a sua operação a determinação da temperatura de saturação quando é dada a pressão de saturação.

A equação [a19], explícita em  $\theta$ , poderia ser utilizada pela sua transformação de  $\lambda = f\theta$  para  $\theta = f\lambda$ . No entanto, torná-la explícita em  $\lambda$  exigiria um tedioso trabalho algébrico. Assim, contorna-se o problema utilizando os resultados oferecidos pela sub-rotina LINSAP para gerar uma expressão através do método dos mínimos quadrados descrito na referência [19].

Na expressão apresentada a seguir,  $k_1$  a  $k_5$  são constantes e a temperatura é calculada em graus Kelvin quando a pressão é dada em HPa.

$$T = k_1 + k_2 \log P + k_3 \log P^2 + k_4 \log P^3 + k_5 \log P^4 \quad [a20]$$

Os resultados da aplicação da equação acima tem excelente precisão e são apresentados na Tabela 9, para a faixa de pressões de operação de condensadores.

Tabela 9 Pressão x temperatura de saturação

PFESSAC (MPa)	TEMPERATURA (K)
C.004	302.1
0.008	314.7
C.012	322.6
0.016	328.5
0.020	333.2
0.024	337.2
C.028	340.7
C.032	343.6
0.036	346.5
0.040	349.0
C.044	351.3
C.048	353.5
0.052	355.5
0.056	357.3
C.060	359.1
C.064	360.8
0.068	362.3
0.072	363.8
C.076	365.3
0.080	366.7
C.084	368.0
0.088	369.2
C.092	370.5
C.096	371.6
C.100	372.8
0.104	373.9
C.108	374.9
0.112	376.0
0.116	377.0
0.120	378.0
C.124	378.9
C.128	379.6
C.132	380.7
0.136	381.6
C.140	382.5
C.144	383.3
C.148	384.1

## APENDICE B - SAIDAS TIPICAS DO MODULO PROJET

O Programa LUNERG no Módulo PROJET pode pré-dimensionar usinas com um a dez pré-aquecedores regenerativos da água de alimentação.

Neste apêndice são apresentadas as saídas típicas do pré-dimensionamento de usinas de 10 MWe com um pré-aquecedor (Apêndice B1), cinco pré-aquecedores (Apêndice B2) ou com dez pré-aquecedores (Apêndice B3).

**BI Usina de 10 MWe com 1 Pré-aquecedor**

PROGRAMA      LUNEPG  
 \*\*\*\*\*      \*\*\*\*\*

**PLANTA PARA GERACAO DE 10.0 MWE**  
 =====

**1A. PARTE: MODULO PROJETO**  
 -----

**DADOS DE ENTRADA DO MODULO PROJETO - CONDICAO DE PROJETO**

PRESSAO DO VAPOR DE ADMISSAO (MPa)	3.4
TEMP DO VAPOR DE ADMISSAO . . . ( C)	241.0
TITULO DO VAPOR DE ADMISSAO . . . ( %)	99.00
POTENCIA ELETRICA NOMINAL . . . (MWE)	10.0
GRAU DE EFICIENCIA . . . . .	1
DTT NOS PRE-AQUECEDORES . . . . ( C)	5.0
PRESSAO NO CONDENSADOR . . . . (MPa)	0.020
TEMP AGUA RESFRIAMENTO . . . . ( C)	17.0

## DADOS GERAIS DE SAIDA DO MODULO PROJEC

DIF ENTALPIA AGUA DE ALIMEN NOS PFE-AC. . . (KJ/KG)	393.2
DIF DE ENTALPIA POR PFE-AQUECEDOR . . . . . (KJ/KG)	393.2
DIF DE TEMPERATURA POR PFE-AQUECEDOR . . . . . ( C)	93.9
TEMPERATURA NO CONDENSADOR . . . . . ( C)	60.2
TEMP DE SAIDA DA AGUA DE ALIM DO PFE-AQUEC 1 . ( C)	154.2
TEMP DE SATURACAO NO PFE-AQUECEDOR 1. . . . . ( C)	159.2
VAZAO MASSICA DE VAPORES NA EXTRACAO 1 . . . . . (KG/S)	4.20
DIF TERMINAL DE TEMP NOS PFE-AQUECEDORES. . . . . ( C)	5.0
SALTO ENTALPICO NA ERA EXTR CONDENS. . . . . (KJ/KG)	0.5
SALTO ENTALPICO DA ERA AGUA ALIMEN. . . . . (KJ/KG)	3.1
EFICIENCIA DO GERADOR ELTRICO. . . . . (%)	95.52
VAZAO DE VAPORES DE ADMISSAO NO CONDENSADOR. . (KG/S)	16.03
RENDIMENTO GLOBAL DA PLANTA . . . . . (%)	22.63

## DADOS DE SAIDA DO PRE-DIMENSIONAMENTO DA TURBINA

PRESSIONA APOS AS VALVULAS DA TURBINA . . . . . (MPA)	3.23
PRESSIONA NA EXTRACAC 1. . . . . (MPA)	0.60
DIF. DE ENTALPIA TEORICA MAXIMA NA TURBINA. (KJ/KG)	778.2
EFICIENCIA RELATIVA DA TURBINA. . . . . (%)	81.98
EFICIENCIA MECANICA DA TURBINA. . . . . (%)	93.35
EFICIENCIA GLOBAL DA TURBINA. . . . . (%)	76.53
DIF. DE ENTALPIA REAL MAXIMA NA TURBINA . . (KJ/KG)	595.5
ENTALPIA NA EXTRACAC 1 . . . . . (KJ/KG)	2564.8
EXTRACAO MASSICA DA EXTRACAC 1 . . . . . (%)	20.76
DIF. DE ENTALPIA ATÉ A EXTRACAC 1. . . . . (KJ/KG)	219.4
DIF. DE ENTALPIA APOS A ÚLTIMA EXTRACAC . . (KJ/KG)	376.1
TRABALHO ESPECIFICO DA TURBINA. . . . . (KJ/KG)	517.40
VAZAO DE VAPORES DE ADEISSAC NA TURBINA. . . . (KG/S)	20.23
ENTALPIA VAPORES DE ADEISSAC NA TURBINA. . . (KJ/KG)	2784.1
ENTALPIA SAIDA DAS VALVULAS DA TURBINA . . (KJ/KG)	2784.1
TITULO NA SAIDA DAS VALVULAS DA TURBINA. . . . (%)	98.99
VAZAO TOTAL DE VAPORES EXTRAIOS. . . . . (KG/S)	4.20
ENTALPIA DO VAPORES NO CONDENSADORE. . . . (KJ/KG)	2188.6
ENTALPIA DO LIQUIDO - SAIDA DA TURBINA. . . (KJ/KG)	251.9
ENTALPIA DO VAPORES NA SAIDA DA TURBINA. . . (KJ/KG)	2609.0
ENTROPIA DO LIQUIDO NA SAIDA DA TURBINA . (KJ/KG K)	0.8
ENTROPIA DO VAPORES NA SAIDA DA TURBINA. . (KJ/KG K)	7.9
TITULO DO VAPORES NA SAIDA DA TURBINA . . . . . (%)	82.17
TITULO DO VAPORES NA EXTRACAC 1 . . . . . (%)	90.79
CURVA DE EXPANSAO H= 9678.877852773 - 1126.7767379264 S	

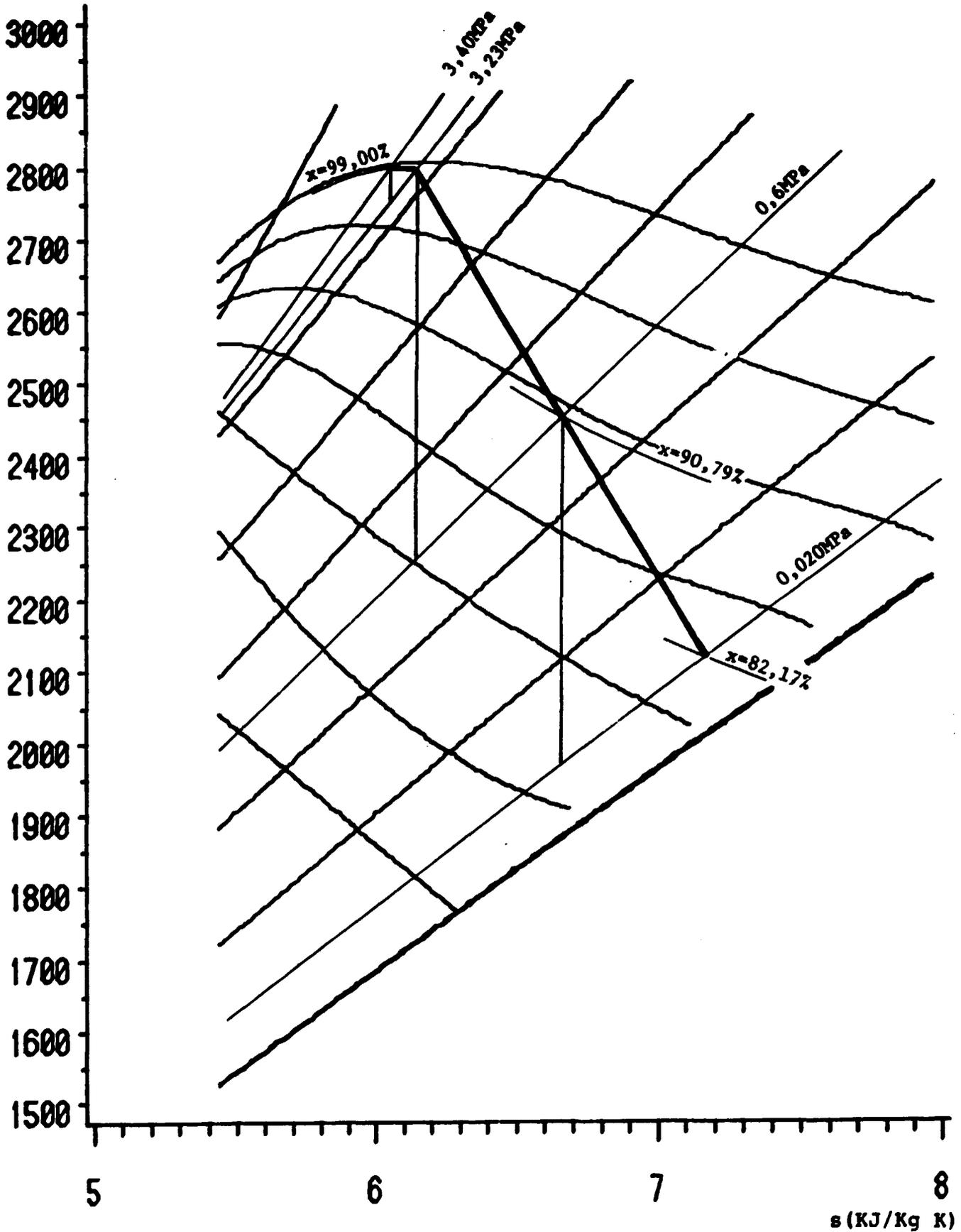


Figura 47 Diagrama de Mollier para turbina com uma extração

## DADOS DE ENTRADA PARA O FRI-DIMENSIONAMENTO DO CONDENSADOR

VAZAO DE VAPORE DE ADMISSAO . . (KG/S)	16.03
TITULO DO VAPORE DE ADMISSAO . . . (°)	82.17
PRESSAO NO CONDENSADOR . . . . (MFA)	0.020
MATERIAL DOS TUBOS . . . . .	CUNI7030
ESPESSURA DOS TUBOS . . . . .	BWG 18.
NUMERO DE PASSES NOS TUBOS . . . . .	2.
TEMPERATURA ENTRADA AGUA . . . . (° C)	17.0
VELOCIDADE DA AGUA NOS TUBOS . . (M/S)	2.13
VELOCIDADE DA AGUA NOS BOCALIS . (M/S)	2.74

## DADOS DE SAIDA DO PFF-DIMENSIONAMENTO DO CONDENSADOR

## CARACTERISTICAS TERMO-HIDRAULICAS

CARGA TERMICA . . . . . (KW)	32813.
COEF GLOBAI DE TRANSP. IF CALCF. . . (W/M <sup>2</sup> C)	2599.
TEMPERATURA DE SAIDA DA AGUA . . . . . ( C)	33.3
VAZAO DE AGUA DE RESFRIAMENTO. . . . (M <sup>3</sup> /H)	1741.0
PERDA DE CARGA TOTAL . . . . . (MFA)	0.010
AREA DE TROCA DE CALCF . . . . . (M <sup>2</sup> )	367.

## CARACTERISTICAS DIMENSIONAIS

DIAMETRO DOS TUBOS . . . . . (POL)	0.625
COMPRIMENTO EFETIVO DOS TUBOS . . . . . (M)	2.286
NUMERO DE TUBOS. . . . .	3220.
DIAMETRO DO CONDENSADOR . . . . . (M)	1.88
DIAMETRO DOS BOCALIS. . . . . (POL)	18.7

**DADOS DE ENTRADA PARA O PRE-DIMENSIONAMENTO DOS PRE-AQUECEDORES**

VAZAO DE AGUA NOS TUBOS . . . . . (KG/S)	20.23
DIF DE ENTALPIA DA AGUA FCF FFE-AC. . . (KJ/KG)	393.2
DIF DE TEMPERATURA DA AGUA FCF FFE-AC. . . ( C)	93.9
TEMP NO CASCO DO PRE-AQUECEDOR 1. . . . . ( C)	159.2
TEMP NA ENTRADA DOS TUBOS DO PRE-AC 1 . . . ( C)	60.3
TEMP NA SAIDA DOS TUBOS DO PRE-AC 1 . . . ( C)	154.2

**DADOS DE SAIDA DO PRE-DIMENSIONAMENTO DOS PRE-AQUECEDORES**

**CARACTERISTICAS GERAIS**

CARGA TERMICA. . . . . (KW)	7956.
VAZAO DE AGUA NOS TUBOS. . . . . (KG/S)	20.23
MATERIAL DOS TUBOS . . . . .	2CC CARBONO
ESPESURA DOS TUBOS. . . . .	ENG 18

**CARACTERISTICAS TERMO-HIDRAULICAS DO PRE-AQUECEDOR**

PRESSAO NO CASCO DO PRE-AQUECEDOR	1. . . (MPA)	0.60
VAZAO DE VAPORES DO PRE-AQUECEDOR	1. . . (KG/S)	4.20
COEFIC GLOBAL DO PRE-AQUECEDOR	1. . . (W/M2 C)	7117.

**CARACTERISTICAS DIMENSIONAIS DO PRE-AQUECEDOR**

AREA DE TROCA DE CALOR DO PRE-AQ	1. . . . (M2)	35.53
DIAMETRO DOS TUBOS DO PRE-AQUECEDOR	1. . (MM)	15.875
PASSO DOS TUBOS DO PRE-AQUECEDOR	1. . . . (MM)	21.431
COMP EFETIVO TUBOS DO PRE-AQUECEDOR	1. . . (M)	1.220
NUMERO DE TUBOS DO PRE-AQUECEDOR	1. . . . .	584.
DIAMETRO DO PRE-AQUECEDOR	1. . . . . (M)	0.58

PRO-DIMENSIONAMENTO DAS BOMBAS

BOMBA DE EXTRAÇÃO DE CONDENSADO

PRESSÃO A MONTANTE. . . . . (MPA)	0.020
PRESSÃO A JUSANTE . . . . . (MPA)	0.5
SALTO ENTÁLPICO . . . . . (KJ/KG)	0.5
ALTURA MANOMÉTRICA. . . . . (MCA)	48.
VAZÃO VOLUMÉTRICA. . . . . (M <sup>3</sup> /H)	74.1
PENDIMENTO ESTIMADO. . . . . (%)	54.
POTÊNCIA APROXIMADA. . . . . (KW)	18.5

BOMBA DE ÁGUA DE ALIMENTAÇÃO

PRESSÃO A MONTANTE. . . . . (MPA)	0.5
PRESSÃO A JUSANTE . . . . . (MPA)	3.4
SALTO ENTÁLPICO . . . . . (KJ/KG)	3.1
ALTURA MANOMÉTRICA. . . . . (MCA)	290.
VAZÃO VOLUMÉTRICA. . . . . (M <sup>3</sup> /H)	79.6
PENDIMENTO ESTIMADO. . . . . (%)	65.
POTÊNCIA APROXIMADA. . . . . (KW)	99.7

BOMBA DE ÁGUA DE RESFRIAMENTO

ALTURA MANOMÉTRICA. . . . . (MCA)	1.
VAZÃO VOLUMÉTRICA. . . . . (M <sup>3</sup> /H)	1741.0
PENDIMENTO ESTIMADO. . . . . (%)	70.
POTÊNCIA APROXIMADA. . . . . (KW)	7.4

## PRE-DIMENSIONAMENTO DO GERADOR DE VAPORES

PRESSIONAO NO GERADOR DE VAPORES . . . . . (MPA)	3.4
TEMPERATURA NO GERADOR DE VAPORES . . . . . ( C)	241.0
VAZAO DE VAPORES GERADO . . . . . (KG/S)	20.23
TITULO DO VAPORES GERADO . . . . . (%)	99.00
POTENCIA DO GERADOR DE VAPORES . . . . . (KW)	4319.7.

B2 Usina de 10 MWe com 5 Pré-aquecedores

FPOGFAMA      LUNEFG  
 \*\*\*\*\*      \*\*\*\*\*

PLANTA PARA GERACAO DE 10.0 MWE  
 =====

1A. PARTE: MODULO FFCJET

DADOS DE ENTRADA DO PCEULC FFOJET - CONDICoes DE PROJETO

PRESSAO DO VAPORE DE ADMISSAO (MPA)	3.4
TEMP DO VAPORE DE ADMISSAO . . . ( C)	241.0
TITULO DO VAPORE DE ADMISSAO . . (%)	99.00
POTENCIA ELETTRICA NOMINAL . . (MWE)	10.0
GRAU DE REGENERACAO . . . . .	5
DTT NOS PRÉ-AQUECEDORES. . . . ( C)	5.0
PRESSAO NO CONDENSADOR. . . . (MPA)	0.020
TEMP AGUA FEFERVALENTIC . . . . ( C)	17.0

## DADOS GERAIS DE SAIDA DO EQUIPIO PROJETO

DIF. ENTALPIA AGUA DE ALIMEN. NOS PRE-AQUEC.	(KJ/KG)	393.2
DIF. DE ENTALPIA POR PRE-AQUECEDOR	(KJ/KG)	131.1
DIF. DE TEMPERATURA POR PRE-AQUECEDOR	(C)	31.3
TEMPERATURA NO CONDENSADOR	(C)	60.2
TEMP. DE SAIDA DA AGUA DE ALIM. DO PRE-AQUEC. 1	(C)	216.8
TEMP. DE SAIDA DA AGUA DE ALIM. DO PRE-AQUEC. 2	(C)	185.5
TEMP. DE SAIDA DA AGUA DE ALIM. DO PRE-AQUEC. 3	(C)	154.2
TEMP. DE SAIDA DA AGUA DE ALIM. DO PRE-AQUEC. 4	(C)	122.9
TEMP. DE SAIDA DA AGUA DE ALIM. DO PRE-AQUEC. 5	(C)	91.6
TEMP. DE SATURACAO NO PRE-AQUECEDOR 1	(C)	221.8
TEMP. DE SATURACAO NO PRE-AQUECEDOR 2	(C)	190.5
TEMP. DE SATURACAO NO PRE-AQUECEDOR 3	(C)	159.2
TEMP. DE SATURACAO NO PRE-AQUECEDOR 4	(C)	127.9
TEMP. DE SATURACAO NO PRE-AQUECEDOR 5	(C)	96.6
VAZAO MASSICA DE VAPORES NA EXTRACAO 1	(KG/S)	1.60
VAZAO MASSICA DE VAPORES NA EXTRACAO 2	(KG/S)	1.42
VAZAO MASSICA DE VAPORES NA EXTRACAO 3	(KG/S)	1.29
VAZAO MASSICA DE VAPORES NA EXTRACAO 4	(KG/S)	1.18
VAZAO MASSICA DE VAPORES NA EXTRACAO 5	(KG/S)	1.10
DIF. TERMINAL DE TEMP. NOS PRE-AQUECEDORES	(C)	5.0
SALTO ENTALPICO NA FEA ENTRE CONDENS.	(KJ/KG)	0.5
SALTO ENTALPICO DA FEA AGUA ALIMEN.	(KJ/KG)	3.1
EFICIENCIA DO GERADOR ELTRICC.	(%)	95.52
VAZAO DE VAPORES DE ADMISSAO NO CONDENSADOR	(KG/S)	15.24
RENDIMENTO GLOBL DA PLANTA	(%)	23.86

## DADOS DE SAIDA DO PFF-DIMENSIONAMENTO DA TURBINA

PFESSAO APOS AS VALVULAS DA TURBINA . . . . . (MPA)	3.23
PFESSAO NA EXTRACAO 1. . . . . (MPA)	2.39
PFESSAO NA EXTRACAO 2. . . . . (MPA)	1.26
PFESSAO NA EXTRACAO 3. . . . . (MPA)	0.60
PFESSAO NA EXTRACAO 4. . . . . (MPA)	0.25
PFESSAO NA EXTRACAO 5. . . . . (MPA)	0.09
DIF. DE ENTALPIA TEORICA MAXIMA NA TURBINA. (KJ/KG)	778.2
EFICIENCIA RELATIVA DA TURBINA. . . . . (%)	81.98
EFICIENCIA MECANICA DA TURBINA. . . . . (%)	93.35
EFICIENCIA GLOEAL DA TURBINA. . . . . (%)	76.53
DIF. DE ENTALPIA REAL MAXIMA NA TURBINA . . (KJ/KG)	595.5
ENTALPIA NA EXTRACAO 1 . . . . . (KJ/KG)	2743.4
ENTALPIA NA EXTRACAO 2 . . . . . (KJ/KG)	2658.7
ENTALPIA NA EXTRACAO 3 . . . . . (KJ/KG)	2564.8
ENTALPIA NA EXTRACAO 4 . . . . . (KJ/KG)	2460.1
ENTALPIA NA EXTRACAO 5 . . . . . (KJ/KG)	2342.6
PFACAO MASSICA DA EXTRACAO 1 . . . . . (%)	7.31
PFACAO MASSICA DA EXTRACAO 2 . . . . . (%)	6.52
PFACAO MASSICA DA EXTRACAO 3 . . . . . (%)	5.91
PFACAO MASSICA DA EXTRACAO 4 . . . . . (%)	5.43
PFACAO MASSICA DA EXTRACAO 5 . . . . . (%)	5.04
DIF. DE ENTALPIA ATE A EXTRACAO 1. . . . . (KJ/KG)	40.7
DIF. DE ENTALPIA ENTRE AS EXTRACCES 1 E 2 . (KJ/KG)	84.7
DIF. DE ENTALPIA ENTRE AS EXTRACCES 2 E 3 . (KJ/KG)	94.0
DIF. DE ENTALPIA ENTRE AS EXTRACCES 3 E 4 . (KJ/KG)	104.7

DIF. DE ENTALPIA ENTRE AS EXTRACÇÕES 4 E 5 . (KJ/KG)	117.3
DIF. DE ENTALPIA APOS A ÚLTIMA EXTRACÇÃO . . (KJ/KG)	154.2
TRABALHO ESPECÍFICO DA TURBINA. . . . . (KJ/KG)	479.51
VAZÃO DE VAPORES DE ADMISSÃO NA TURBINA. . . . (KG/S)	21.83
ENTALPIA VAPORES DE ADMISSÃO NA TURBINA. . . (KJ/KG)	2784.1
ENTALPIA SAÍDA DAS VALVULAS DA TURBINA . . (KJ/KG)	2784.1
TÍTULO NA SAÍDA DAS VALVULAS DA TURBINA. . . (%)	98.99
VAZÃO TOTAL DE VAPORES EXTRAÍDOS. . . . . (KG/S)	6.60
ENTALPIA DO VAPORES NO CONDENSADOR. . . . (KJ/KG)	2188.6
ENTALPIA DO LÍQUIDO SAÍDA DA TURBINA. . . (KJ/KG)	251.9
ENTALPIA DO VAPORES NA SAÍDA DA TURBINA. . . (KJ/KG)	2609.0
ENTROPIA DO LÍQUIDO NA SAÍDA DA TURBINA . (KJ/KG K)	0.8
ENTROPIA DO VAPORES NA SAÍDA DA TURBINA. . (KJ/KG K)	7.9
TÍTULO DO VAPORES NA SAÍDA DA TURBINA . . . . (%)	82.17
TÍTULO DO VAPORES NA EXTRACÇÃO 1 . . . . . (%)	96.93
TÍTULO DO VAPORES NA EXTRACÇÃO 2 . . . . . (%)	93.62
TÍTULO DO VAPORES NA EXTRACÇÃO 3 . . . . . (%)	90.79
TÍTULO DO VAPORES NA EXTRACÇÃO 4 . . . . . (%)	88.16
TÍTULO DO VAPORES NA EXTRACÇÃO 5 . . . . . (%)	85.51
CURVA DE EXPANSÃO H= 9678.877852773 - 1126.7767379264 S	

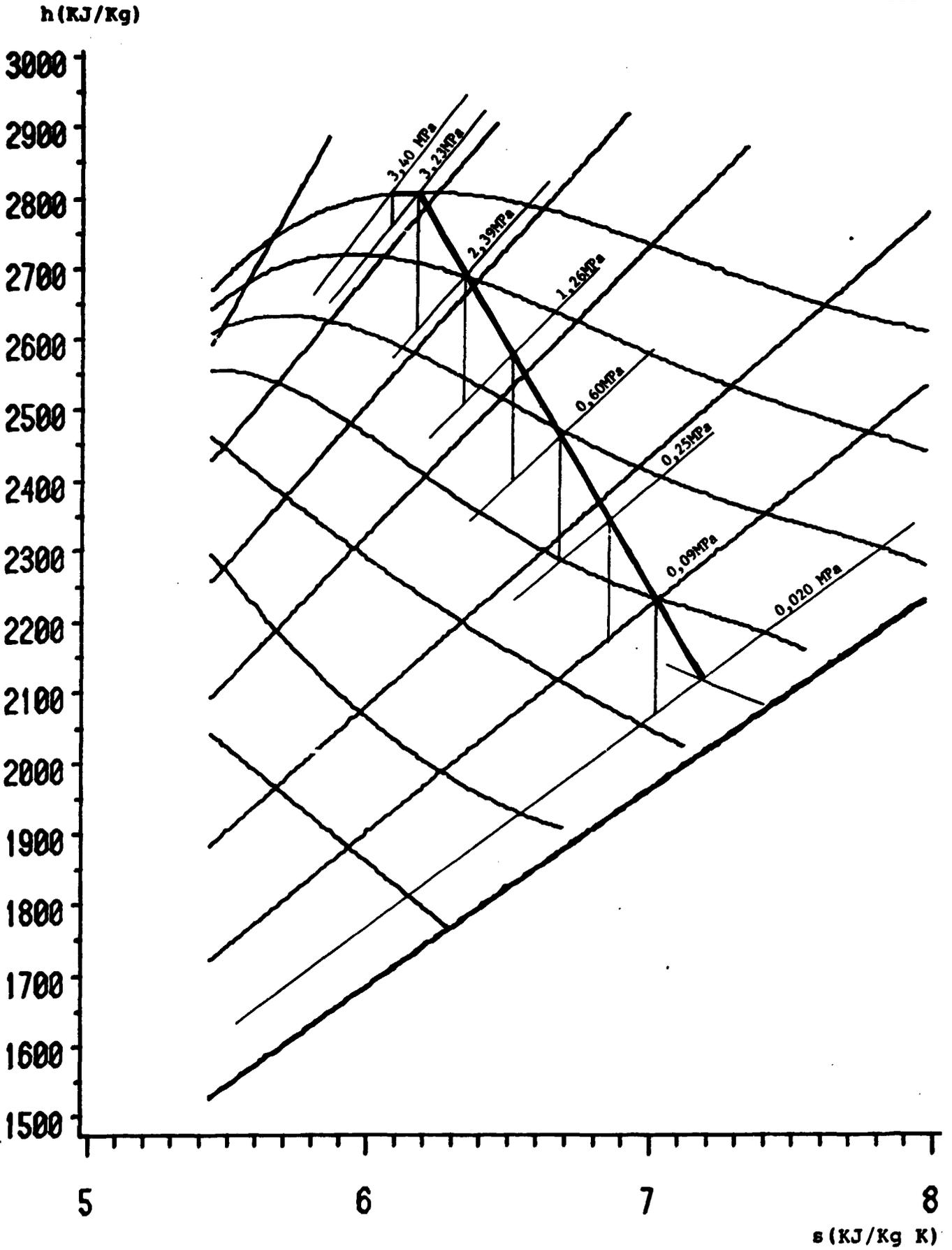


Figura 48 Diagrama de Mollier para turbina com cinco extrações

## DADOS DE ENTRADA PARA O TFE-DIMENSIONAMENTO DO CONDENSADOR

VAZAO DE VAPORES DE ADMISSAO . . (KG/S)	15.24
TITULO DO VAPORES DE ADMISSAO . . . (%)	82.17
PRESSAO NO CONDENSADOR . . . . (MFA)	0.020
MATERIAL DOS TUBOS . . . . .	CONI7030
ESPESSURA DOS TUBOS. . . . .	BWG 18.
NUMERO DE PASSES NOS TUBOS . . . . .	2.
TEMPERATURA ENTRADA AGUA . . . . ( C)	17.0
VELOCIDADE DA AGUA NOS TUBOS. . (M/S)	2.13
VELOCIDADE DA AGUA NOS BOCAIS . (M/S)	2.74

**DADOS DE SAIDA DO PRE-DIMENSIONAMENTO DO CONDENSAADOR**

**CARACTERÍSTICAS TERMO-HIDRAULICAS**

CARGA TERMICA . . . . . (KW)	32464.
COEF GLOBAL DE TRANSF DE CALOR. . . (W/M2 C)	2599.
TEMPERATURA DE SAIDA DA AGUA . . . . . ( C)	33.3
VAZAO DE AGUA DE RESFRIAMENTO. . . . (M3/H)	1722.5
PERDA DE CARGA TOTAL . . . . . (MPA)	0.010
AREA DE TROCA DE CALOR . . . . . (M2)	363.

**CARACTERÍSTICAS DIMENSIONAIS**

DIAMETRO DOS TUBOS . . . . . (POL)	0.625
COMPRIMENTO EFETIVO DOS TUBOS . . . . . (M)	2.286
NUMERO DE TUBOS. . . . .	3185.
DIAMETRO DO CONDENSAADOR . . . . . (M)	1.87
DIAMETRO DOS BOCAIS. . . . . (POL)	18.6

## DADOS DE ENTRADA PARA O PRE-DIMENSIONAMENTO DOS PRE-AQUECEDORES

VAZAO DE AGUA NOS TUBOS . . . . . (KG/S)	21.83
DIF DE ENTALPIA DA AGUA PCF PRE-AQ. . . (KJ/KG)	131.1
DIF DE TEMPERATURA DA AGUA PCF PRE-AQ. . . ( C)	31.3
TEMP NO CASCO DO PRE-AQUECEDOR 1. . . . . ( C)	221.8
TEMP NO CASCO DO PRE-AQUECEDOR 2. . . . . ( C)	190.5
TEMP NO CASCO DO PRE-AQUECEDOR 3. . . . . ( C)	159.2
TEMP NO CASCO DO PRE-AQUECEDOR 4. . . . . ( C)	127.9
TEMP NO CASCO DO PRE-AQUECEDOR 5. . . . . ( C)	96.6
TEMP NA ENTRADA DOS TUBOS DO PRE-AQ 1 . . . ( C)	185.5
TEMP NA SAIDA DOS TUBOS DO PRE-AQ 1 . . . ( C)	216.8
TEMP NA ENTRADA DOS TUBOS DO PRE-AQ 2 . . . ( C)	154.2
TEMP NA SAIDA DOS TUBOS DO PRE-AQ 2 . . . ( C)	185.5
TEMP NA ENTRADA DOS TUBOS DO PRE-AQ 3 . . . ( C)	122.9
TEMP NA SAIDA DOS TUBOS DO PRE-AQ 3 . . . ( C)	154.2
TEMP NA ENTRADA DOS TUBOS DO PRE-AQ 4 . . . ( C)	91.6
TEMP NA SAIDA DOS TUBOS DO PRE-AQ 4 . . . ( C)	122.9
TEMP NA ENTRADA DOS TUBOS DO PRE-AQ 5 . . . ( C)	60.3
TEMP NA SAIDA DOS TUBOS DO PRE-AQ 5 . . . ( C)	91.6

## DADOS DE SAIDA DO PRE-DIMENSIONAMENTO DOS PRE-AQUECEDORES

## CARACTERISTICAS GERAIS

CARGA TERMICA. . . . . (KW)	2861.
VAZAO DE AGUA NOS TUBOS. . . . . (KG/S)	21.83
MATERIAL DOS TUBOS . . . . .	ACO CARBONO
ESPESURA DOS TUBOS. . . . .	EN8 18

## CARACTERISTICAS TERMO-HIDRAULICAS POR PRE-AQUECEDOR

PRESSAO NO CASCO DO PRE-AQUECEDOR 1. . . (MPA)	2.39
PRESSAO NO CASCO DO PRE-AQUECEDOR 2. . . (MPA)	1.26
PRESSAO NO CASCO DO PRE-AQUECEDOR 3. . . (MPA)	0.60
PRESSAO NO CASCO DO PRE-AQUECEDOR 4. . . (MPA)	0.25
PRESSAO NO CASCO DO PRE-AQUECEDOR 5. . . (MPA)	0.09
VAZAO DE VAPORES NO PRE-AQUECEDOR 1. . . (KG/S)	1.60
COEFIC GLOBAL NO PRE-AQUECEDOR 1. . . (W/M2 C)	4494.
VAZAO DE VAPORES NO PRE-AQUECEDOR 2. . . (KG/S)	1.42
COEFIC GLOBAL NO PRE-AQUECEDOR 2. . . (W/M2 C)	5150.
VAZAO DE VAPORES NO PRE-AQUECEDOR 3. . . (KG/S)	1.29
COEFIC GLOBAL NO PRE-AQUECEDOR 3. . . (W/M2 C)	5806.
VAZAO DE VAPORES NO PRE-AQUECEDOR 4. . . (KG/S)	1.18
COEFIC GLOBAL NO PRE-AQUECEDOR 4. . . (W/M2 C)	6462.
VAZAO DE VAPORES NO PRE-AQUECEDOR 5. . . (KG/S)	1.10
COEFIC GLOBAL NO PRE-AQUECEDOR 5. . . (W/M2 C)	7117.

CACTERISTICAS DIMENSIONAIS FOR PRE-AQUECEDOR

AREA DE TROCA DE CALOR DO PRE-AQ	1. . . . (M <sup>2</sup> )	40.32
DIAMETRO DOS TUBOS DO PRE-AQUECEDOR	1. . (MM)	15.875
PASSO DOS TUBOS DO PRE-AQUECEDOR	1 . . . (MM)	21.431
COMP EFFTIVO TUBOS DO PRE-AQUECEDOR	1. . . (M)	2.440
NUMERO DE TUPOS DO PRE-AQUECEDOR	1. . . . .	331.
DIAMETRO DO PRE-AQUECEDOR	1. . . . . (M)	0.44
AREA DE TROCA DE CALOR DO PRE-AQ	2. . . . (M <sup>2</sup> )	35.19
DIAMETRO DOS TUBOS DO PRE-AQUECEDOR	2. . (MM)	15.875
PASSO DOS TUBOS DO PRE-AQUECEDOR	2 . . . (MM)	21.431
COMP EFFTIVO TUBOS DO PRE-AQUECEDOR	2. . . (M)	1.220
NUMERO DE TUBOS DO PRE-AQUECEDOR	2. . . . .	578.
DIAMETRO DO PRE-AQUECEDOR	2. . . . . (M)	0.58
AREA DE TROCA DE CALOR DO PRE-AQ	3. . . . (M <sup>2</sup> )	31.21
DIAMETRO DOS TUBOS DO PRE-AQUECEDOR	3. . (MM)	15.875
PASSO DOS TUBOS DO PRE-AQUECEDOR	3 . . . (MM)	21.431
COMP EFFTIVO TUBOS DO PRE-AQUECEDOR	3. . . (M)	1.220
NUMERO DE TUBOS DO PRE-AQUECEDOR	3. . . . .	513.
DIAMETRO DO PRE-AQUECEDOR	3. . . . . (M)	0.55

AREA DE TROCA DE CALOR DO PFE-AQ	4. . . . (M <sup>2</sup> )	28.04
DIAMETRO DOS TUBOS DO PFE-AQUECEDOR	4. . (MM)	15.875
PASSO DOS TUBOS DO PFE-AQUECEDOR	4 . . . (MM)	21.431
COMP EFETIVO TUBOS DO PFE-AQUECEDOR	4. . . (M)	1.220
NUMERO DE TUBOS DO PFE-AQUECEDOR	4. . . . .	461.
DIAMETRO DO PFE-AQUECEDOR	4. . . . . (M)	0.52
AREA DE TROCA DE CALOR DO PFE-AQ	5. . . . (M <sup>2</sup> )	25.46
DIAMETRO DOS TUBOS DO PFE-AQUECEDOR	5. . (MM)	15.875
PASSO DOS TUBOS DO PFE-AQUECEDOR	5 . . . (MM)	21.431
COMP EFETIVO TUBOS DO PFE-AQUECEDOR	5. . . (M)	1.220
NUMERO DE TUBOS DO PFE-AQUECEDOR	5. . . . .	418.
DIAMETRO DO PFE-AQUECEDOR	5. . . . . (M)	0.49

PFE-DIMENSIONAMENTO DO GERADOR DE VAPORES

PRESSAO NO GERADOR VAPORES . . . . . (MPA)	3.4
TEMPERATURA NO GERADOR DE VAPORES . . . . ( C)	241.0
VAZAO DE VAPORES GERADA . . . . . (KG/S)	21.83
TITULO DO VAPORES GERADO . . . . . (%)	99.00
POTENCIA DO GERADOR DE VAPORES . . . . . (KW)	40889.

**PRI-DIMENSIONAMENTO DAS BOMBAS**

**BOMBA DE EXTRACAO DE CONDENSADO**

PRESSAO A MONTANTE. . . . .	(MPA)	0.020
PRESSAO A JUSANTE . . . . .	(MPA)	0.5
SALTO ENTALPICO . . . . .	(KJ/KG)	0.5
ALTURA MANOMETRICA. . . . .	(MCA)	48.
VAZAO VOLUMETRICA. . . . .	(M <sup>3</sup> /H)	79.9
PERDIMENTO ESTIMADO. . . . .	(%)	54.
POTENCIA APROXIMADA. . . . .	(KW)	19.9

**BOMBA DE AGUA DE ALIMENTACAO**

PRESSAO A MONTANTE. . . . .	(MPA)	0.5
PRESSAO A JUSANTE . . . . .	(MPA)	3.4
SALTO ENTALPICO . . . . .	(KJ/KG)	3.1
ALTURA MANOMETRICA. . . . .	(MCA)	290.
VAZAO VOLUMETRICA. . . . .	(M <sup>3</sup> /H)	85.9
PERDIMENTO ESTIMADO. . . . .	(%)	65.
POTENCIA APROXIMADA. . . . .	(KW)	107.6

**BOMBA DE AGUA DE CIRCULACAO**

ALTURA MANOMETRICA. . . . .	(MCA)	1.
VAZAO VOLUMETRICA. . . . .	(M <sup>3</sup> /H)	1722.5
PERDIMENTO ESTIMADO. . . . .	(%)	70.
POTENCIA APROXIMADA. . . . .	(KW)	7.3

B3 Usina de 10 MWe com 10 Pré-aquecedores

IFCGEAPB      IUNEFB  
 \*\*\*\*\*      \*\*\*\*\*

PLANTA PARA GERACAO DE 10.0 MWE  
 =====

1A. PARTE: MODULO IFCJFT  
 -----

DADOS DE ENTRADA DO MODULO PROJFT - CONDICAO DE PROJETO

PRESSAO DO VAPOF DE ADEISSAO (MPA)	3.4
TEMP DO VAPOF DE ADEISSAO . . . ( C)	241.0
TITULO DO VAPOF DE ADEISSAO . . (%)	99.00
POTENCIA ELETICA NOMINAL . . (MWE)	10.0
GRAU DE REGENERACAO . . . . .	10
DTT NOS PRF-AQUECEDORES. . . . ( C)	5.0
PRESSAO NO CONDENSADOR. . . . (MPA)	0.020
TEMP AGUA RESFRIAMENTO . . . . ( C)	17.0

## DADOS GERAIS DE SAIDA DO NUCLEO PROJETO

DIF. ENTALPIA AGUA DE ALIMEN. NCS PFI-AC. . . . . (KJ/KG)	393.2
DIF. DE ENTALPIA POP PFI-AQUECEDOR . . . . . (KJ/KG)	71.5
DIF. DE TEMPERATURA POP PFI-AQUECEDOR . . . . . ( C)	17.1
TEMPERATURA NO CONDENSADOR . . . . . ( C)	60.2
TEMP. DE SAIDA DA AGUA DE ALIM. DO PFI-AQUEC 1 . ( C)	231.0
TEMP. DE SAIDA DA AGUA DE ALIM. DO PFI-AQUEC 2 . ( C)	213.9
TEMP. DE SAIDA DA AGUA DE ALIM. DO PFI-AQUEC 3 . ( C)	196.9
TEMP. DE SAIDA DA AGUA DE ALIM. DO PFI-AQUEC 4 . ( C)	179.8
TEMP. DE SAIDA DA AGUA DE ALIM. DO PFI-AQUEC 5 . ( C)	162.7
TEMP. DE SAIDA DA AGUA DE ALIM. DO PFI-AQUEC 6 . ( C)	145.6
TEMP. DE SAIDA DA AGUA DE ALIM. DO PFI-AQUEC 7 . ( C)	128.6
TEMP. DE SAIDA DA AGUA DE ALIM. DO PFI-AQUEC 8 . ( C)	111.5
TEMP. DE SAIDA DA AGUA DE ALIM. DO PFI-AQUEC 9 . ( C)	94.4
TEMP. DE SAIDA DA AGUA DE ALIM. DO PFI-AQUEC 10 . ( C)	77.3
TEMP. DE SATURACAO NO PFI-AQUECEDOR 1. . . . . ( C)	236.0
TEMP. DE SATURACAO NO PFI-AQUECEDOR 2. . . . . ( C)	218.9
TEMP. DE SATURACAO NO PFI-AQUECEDOR 3. . . . . ( C)	201.9
TEMP. DE SATURACAO NO PFI-AQUECEDOR 4. . . . . ( C)	184.8
TEMP. DE SATURACAO NO PFI-AQUECEDOR 5. . . . . ( C)	167.7
TEMP. DE SATURACAO NO PFI-AQUECEDOR 6. . . . . ( C)	150.6
TEMP. DE SATURACAO NO PFI-AQUECEDOR 7. . . . . ( C)	133.6
TEMP. DE SATURACAO NO PFI-AQUECEDOR 8. . . . . ( C)	116.5
TEMP. DE SATURACAO NO PFI-AQUECEDOR 9. . . . . ( C)	99.4
TEMP. DE SATURACAO NO PFI-AQUECEDOR 10. . . . . ( C)	82.3

VAZAO MASSICA DE VAPOR NA EXTRACAO	1 . . . . (KG/S)	0.90
VAZAO MASSICA DE VAPOR NA EXTRACAO	2 . . . . (KG/S)	0.84
VAZAO MASSICA DE VAPOR NA EXTRACAO	3 . . . . (KG/S)	0.79
VAZAO MASSICA DE VAPOR NA EXTRACAO	4 . . . . (KG/S)	0.75
VAZAO MASSICA DE VAPOR NA EXTRACAO	5 . . . . (KG/S)	0.71
VAZAO MASSICA DE VAPOR NA EXTRACAO	6 . . . . (KG/S)	0.68
VAZAO MASSICA DE VAPOR NA EXTRACAO	7 . . . . (KG/S)	0.65
VAZAO MASSICA DE VAPOR NA EXTRACAO	8 . . . . (KG/S)	0.62
VAZAO MASSICA DE VAPOR NA EXTRACAO	9 . . . . (KG/S)	0.60
VAZAO MASSICA DE VAPOR NA EXTRACAO	10 . . . . (KG/S)	0.58
DIF. TERMINAL DE TEMP NOS PRE-AQUECIMENTOES.	. . . . ( C )	5.0
SALTO ENTALPICO NA EBA ESTE CONDENS.	. . . . (KJ/KG)	0.5
SALTO ENTALPICO DA EBA AGUA ALIMEN.	. . . . (KJ/KG)	3.1
EFICIENCIA DO GERADOR ELITRICO.	. . . . (%)	95.52
VAZAO DE VAPOR DE ADMISSAO NO CONDENSADOR.	(KG/S)	15.07
RENTIMENTO GLOBAL DA PLANTA	. . . . (%)	24.24

## DADOS DE SAIDA DO PFE-DIMENSIONAMENTO DA TURBINA

PFESSAO APOS AS VALVULAS DA TURBINA . . . . .	(MPA)	3.23
PFESSAO NA EXTRACAO 1. . . . .	(MPA)	3.11
PFESSAO NA EXTRACAO 2. . . . .	(MPA)	2.27
PFESSAO NA EXTRACAO 3. . . . .	(MPA)	1.61
PFESSAO NA EXTRACAO 4. . . . .	(MPA)	1.11
PFESSAO NA EXTRACAO 5. . . . .	(MPA)	0.75
PFESSAO NA EXTRACAO 6. . . . .	(MPA)	0.48
PFESSAO NA EXTRACAO 7. . . . .	(MPA)	0.30
PFESSAO NA EXTRACAO 8. . . . .	(MPA)	0.18
PFESSAO NA EXTRACAO 9. . . . .	(MPA)	0.10
PFESSAO NA EXTRACAO 10. . . . .	(MPA)	0.05
DIF DE ENTALPIA TEORICA MAXIMA NA TURBINA. (KJ/KG)		778.2
EFICIENCIA RELATIVA DA TURBINA. . . . .	(%)	81.98
EFICIENCIA MECANICA DA TURBINA. . . . .	(%)	93.35
EFICIENCIA GLOPAL DA TURBINA. . . . .	(%)	76.53
DIF DE ENTALPIA REAL MAXIMA NA TURBINA . .	(KJ/KG)	595.5
ENTALPIA NA EXTRACAO 1 . . . . .	(KJ/KG)	2779.0
ENTALPIA NA EXTRACAO 2 . . . . .	(KJ/KG)	2736.1
ENTALPIA NA EXTRACAO 3 . . . . .	(KJ/KG)	2690.6
ENTALPIA NA EXTRACAO 4 . . . . .	(KJ/KG)	2642.4
ENTALPIA NA EXTRACAO 5 . . . . .	(KJ/KG)	2591.4
ENTALPIA NA EXTRACAO 6 . . . . .	(KJ/KG)	2537.3
ENTALPIA NA EXTRACAO 7 . . . . .	(KJ/KG)	2480.0
ENTALPIA NA EXTRACAO 8 . . . . .	(KJ/KG)	2419.0
ENTALPIA NA EXTRACAO 9 . . . . .	(KJ/KG)	2354.1
ENTALPIA NA EXTRACAO 10 . . . . .	(KJ/KG)	2284.8

FFACAO MASSICA DA EXTRACAC 1 . . . . . (%)	4.06
FFACAO MASSICA DA EXTRACAC 2 . . . . . (%)	3.80
FFACAO MASSICA DA EXTRACAC 3 . . . . . (%)	3.57
FFACAO MASSICA DA EXTRACAC 4 . . . . . (%)	3.38
FFACAO MASSICA DA EXTRACAC 5 . . . . . (%)	3.20
FFACAO MASSICA DA EXTRACAC 6 . . . . . (%)	3.05
FFACAO MASSICA DA EXTRACAC 7 . . . . . (%)	2.92
FFACAO MASSICA DA EXTRACAC 8 . . . . . (%)	2.80
FFACAO MASSICA DA EXTRACAC 9 . . . . . (%)	2.69
FFACAO MASSICA DA EXTRACAC 10 . . . . . (%)	2.60
DIF. DE ENTALPIA ATF A EXTRACAC 1. . . . . (KJ/KG)	5.1
DIF. DE ENTALPIA ENTRE AS EXTRACOES 1 E 2 . (KJ/KG)	42.9
DIF. DE ENTALPIA ENTRE AS EXTRACOES 2 E 3 . (KJ/KG)	45.5
DIF. DE ENTALPIA ENTRE AS EXTRACOES 3 E 4 . (KJ/KG)	48.2
DIF. DE ENTALPIA ENTRE AS EXTRACOES 4 E 5 . (KJ/KG)	51.0
DIF. DE ENTALPIA ENTRE AS EXTRACOES 5 E 6 . (KJ/KG)	54.0
DIF. DE ENTALPIA ENTRE AS EXTRACOES 6 E 7 . (KJ/KG)	57.3
DIF. DE ENTALPIA ENTRE AS EXTRACOES 7 E 8 . (KJ/KG)	61.0
DIF. DE ENTALPIA ENTRE AS EXTRACOES 8 E 9 . (KJ/KG)	65.0
DIF. DE ENTALPIA ENTRE AS EXTRACOES 9 E 10. (KJ/KG)	69.2
DIF. DE ENTALPIA APOS A ULTIMA EXTRACAC . . (KJ/KG)	96.2
TRABALHO ESPECIFICO DA TUFFINA. . . . . (KJ/KG)	472.06

VAZAO DE VAPORES DE ADMISSAO NA TURBINA. . . . (KG/S)	22.18
ENTALPIA VAPORES DE ADMISSAO NA TURBINA. . . . (KJ/KG)	2784.1
ENTALPIA SAIDA DAS VALVULAS DA TURBINA. . . . (KJ/KG)	2784.1
TITULO NA SAIDA DAS VALVULAS DA TURBINA. . . . (%)	98.99
VAZAO TOTAL DE VAPORES EXPANSOES. . . . . (KG/S)	7.11
ENTALPIA DO VAPORES NO COMPRESSAOE. . . . . (KJ/KG)	2188.6
ENTALPIA DO LIQUIDO SAIDA DA TURBINA. . . . (KJ/KG)	251.9
ENTALPIA DO VAPORES NA SAIDA DA TURBINA. . . . (KJ/KG)	2009.0
ENTALPIA DO LIQUIDO NA SAIDA DA TURBINA. . . . (KJ/KG K)	0.8
ENTALPIA DO VAPORES NA SAIDA DA TURBINA. . . . (KJ/KG K)	7.9
TITULO DO VAPORES NA SAIDA DA TURBINA. . . . . (%)	82.17
TITULO DO VAPORES NA EXTRAÇÃO 1 . . . . . (%)	98.71
TITULO DO VAPORES NA EXTRAÇÃO 2 . . . . . (%)	96.60
TITULO DO VAPORES NA EXTRAÇÃO 3 . . . . . (%)	94.74
TITULO DO VAPORES NA EXTRAÇÃO 4 . . . . . (%)	93.08
TITULO DO VAPORES NA EXTRAÇÃO 5 . . . . . (%)	91.53
TITULO DO VAPORES NA EXTRAÇÃO 6 . . . . . (%)	90.07
TITULO DO VAPORES NA EXTRAÇÃO 7 . . . . . (%)	88.64
TITULO DO VAPORES NA EXTRAÇÃO 8 . . . . . (%)	87.21
TITULO DO VAPORES NA EXTRAÇÃO 9 . . . . . (%)	85.76
TITULO DO VAPORES NA EXTRAÇÃO 10 . . . . . (%)	84.25
CHEVA DE EXPANSAO E= 9678.877852773 - 1126.7767379264 S	

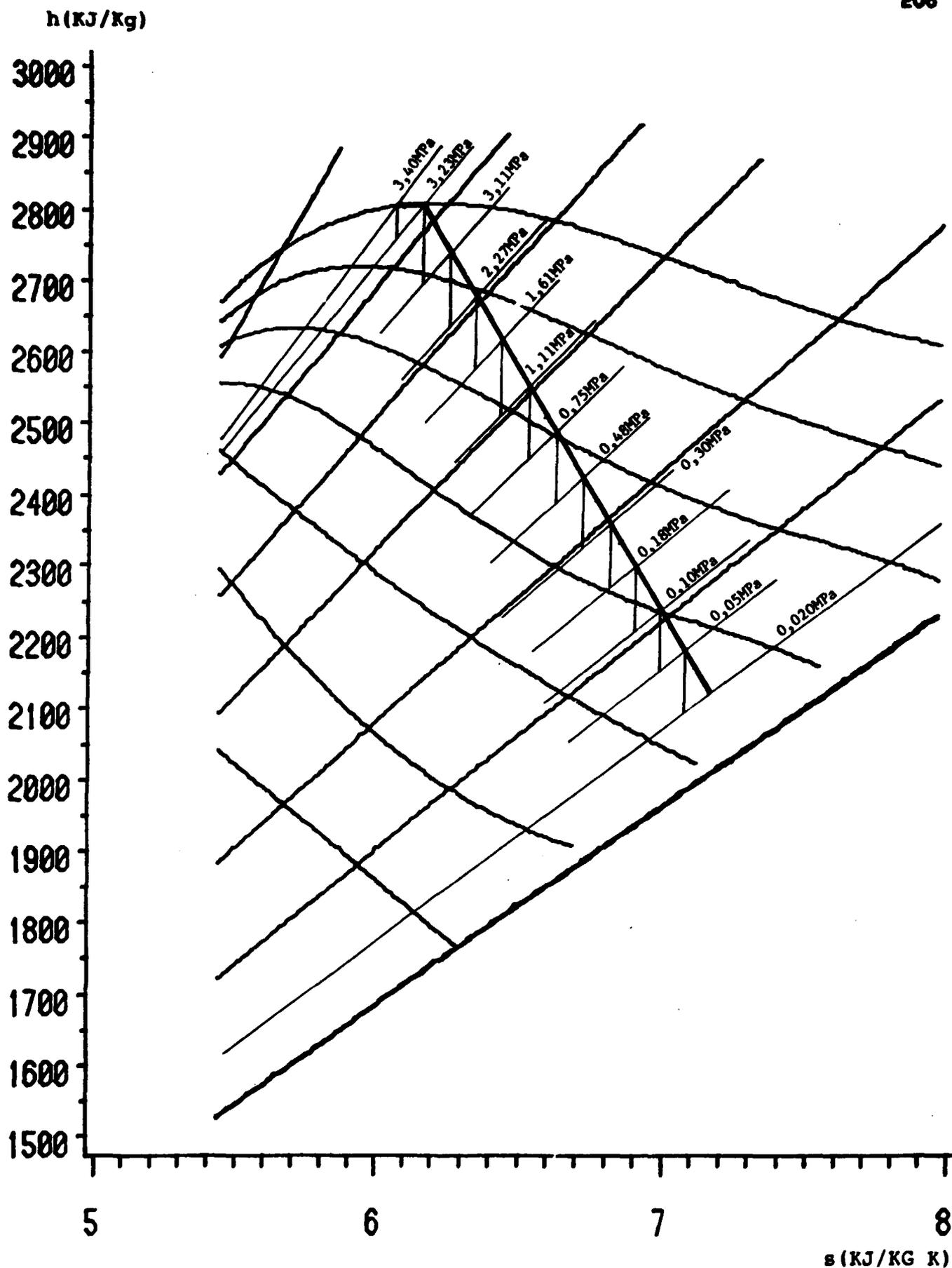


Figura 49 Diagrama de Mollier para turbina com dez extracões

## DADOS DE ENTRADA PARA O PRE-DIMENSIONAMENTO DO CONDENSADOR

VAZAO DE VAPORES DE ADMISSAO . . (KG/S)	15.07
TITULO DO VAPORES DE ADMISSAO . . . (%)	82.17
PFESSAO NO CONDENSADOR . . . . (MFA)	0.020
MATERIAL DOS TUBOS . . . . .	CUNI7030
ESPESSURA DOS TUBOS. . . . .	RWG 18.
NUMERO DE PASSES NOS TUBOS . . . . .	2.
TEMPERATURA ENTRADA AGUA . . . . ( C)	17.0
VELOCIDADE DA AGUA NOS TUBOS. . (M/S)	2.13
VELOCIDADE DA AGUA NOS BOCALIS . (M/S)	2.74

## DADOS DE SAIDA DO PRF-DIMENSIONAMENTO DO CONDENSADOR

## CARACTERISTICAS TEMO-HIDRAULICAS

CARGA TERMICA . . . . . (KW)	31578.
COEF GLOBAL DE TRANSF DE CALOR. . . (W/M <sup>2</sup> C)	2599.
TEMPERATURA DE SAIDA DA AGUA . . . . . ( C)	33.3
VAZAO DE AGUA DE RESFRIAMENTO. . . . . (M <sup>3</sup> /H)	1675.6
PERDA DE CARGA TOTAL . . . . . (MPA)	0.010
AREA DE TROCA DE CALOR . . . . . (M <sup>2</sup> )	353.

## CARACTERISTICAS DIMENSIONAIS

DIAMETRO DOS TUBOS . . . . . (POI)	0.625
COMPRIMENTO EFETIVO DOS TUBOS . . . . . (M)	2.286
NUMERO DE TUPOS. . . . .	3099.
DIAMETRO DO CONDENSADOR . . . . . (M)	1.84
DIAMETRO DOS BOCAS. . . . . (POI)	18.3

## DADOS DE ENTRADA PARA O PFE-DIMENSIONAMENTO DOS PRE-AQUECEDORES

VAZAO DE AGUA NOS TUBOS . . . . . (KG/S)	22.19
DIF DE ENTALPIA DA AGUA FCF PFE-AÇ. . . (KJ/KG)	71.5
DIF DE TEMPERATURA DA AGUA FCF PFE-AC. . . ( C)	17.1
TEMP NO CASCO DO PFE-AQUECEDOR 1. . . . . ( C)	236.0
TEMP NO CASCO DO PFE-AQUECEDOR 2. . . . . ( C)	218.9
TEMP NO CASCO DO PFE-AQUECEDOR 3. . . . . ( C)	201.9
TEMP NO CASCO DO PFE-AQUECEDOR 4. . . . . ( C)	184.8
TEMP NO CASCO DO PFE-AQUECEDOR 5. . . . . ( C)	167.7
TEMP NO CASCO DO PFE-AQUECEDOR 6. . . . . ( C)	150.6
TEMP NO CASCO DO PFE-AQUECEDOR 7. . . . . ( C)	133.6
TEMP NO CASCO DO PFE-AQUECEDOR 8. . . . . ( C)	116.5
TEMP NO CASCO DO PFE-AQUECEDOR 9. . . . . ( C)	99.4
TEMP NO CASCO DO PFE-AQUECEDOR 10. . . . . ( C)	82.3

TEMP NA ENTRADA DOS TUBOS DO PFE-AÇ	1 . . ( C )	213.9
TEMP NA SAIDA DOS TUBOS DO PFE-AÇ	1 . . ( C )	231.0
TEMP NA ENTRADA DOS TUBOS DO PFE-AÇ	2 . . ( C )	196.9
TEMP NA SAIDA DOS TUBOS DO PFE-AÇ	2 . . ( C )	213.9
TEMP NA ENTRADA DOS TUBOS DO PFE-AÇ	3 . . ( C )	175.8
TEMP NA SAIDA DOS TUBOS DO PFE-AÇ	3 . . ( C )	196.9
TEMP NA ENTRADA DOS TUBOS DO PFE-AÇ	4 . . ( C )	162.7
TEMP NA SAIDA DOS TUBOS DO PFE-AÇ	4 . . ( C )	175.8
TEMP NA ENTRADA DOS TUBOS DO PFE-AÇ	5 . . ( C )	145.6
TEMP NA SAIDA DOS TUBOS DO PFE-AÇ	5 . . ( C )	162.7
TEMP NA ENTRADA DOS TUBOS DO PFE-AÇ	6 . . ( C )	128.6
TEMP NA SAIDA DOS TUBOS DO PFE-AÇ	6 . . ( C )	145.6
TEMP NA ENTRADA DOS TUBOS DO PFE-AÇ	7 . . ( C )	111.5
TEMP NA SAIDA DOS TUBOS DO PFE-AÇ	7 . . ( C )	128.6
TEMP NA ENTRADA DOS TUBOS DO PFE-AÇ	8 . . ( C )	94.4
TEMP NA SAIDA DOS TUBOS DO PFE-AÇ	8 . . ( C )	111.5
TEMP NA ENTRADA DOS TUBOS DO PFE-AÇ	9 . . ( C )	77.3
TEMP NA SAIDA DOS TUBOS DO PFE-AÇ	9 . . ( C )	94.4
TEMP NA ENTRADA DOS TUBOS DO PFE-AÇ	10 . . ( C )	60.3
TEMP NA SAIDA DOS TUBOS DO PFE-AÇ	10 . . ( C )	77.3

## DADOS DE SAIDA DO PRE-DIMENSIONAMENTO DOS PRE-AQUECEDORES

## CARACTERÍSTICAS GERAIS

CARGA TÉRMICA. . . . . (KW)	1585.
VAZÃO DE ÁGUA NOS TUBOS. . . . . (KG/S)	22.18
MATERIAL DOS TUBOS . . . . .	ACO CARBONO
ESPESSURA DOS TUBOS. . . . .	FWG 18

## CARACTERÍSTICAS TERMO-HIDRAULICAS DO PRE-AQUECEDOR

PRESSIONO NO CASCO DO PRE-AQUECEDOR	1. . . (MPA)	3.11
PRESSIONO NO CASCO DO PRE-AQUECEDOR	2. . . (MPA)	2.27
PRESSIONO NO CASCO DO PRE-AQUECEDOR	3. . . (MPA)	1.61
PRESSIONO NO CASCO DO PRE-AQUECEDOR	4. . . (MPA)	1.11
PRESSIONO NO CASCO DO PRE-AQUECEDOR	5. . . (MPA)	0.75
PRESSIONO NO CASCO DO PRE-AQUECEDOR	6. . . (MPA)	0.48
PRESSIONO NO CASCO DO PRE-AQUECEDOR	7. . . (MPA)	0.30
PRESSIONO NO CASCO DO PRE-AQUECEDOR	8. . . (MPA)	0.18
PRESSIONO NO CASCO DO PRE-AQUECEDOR	9. . . (MPA)	0.10
PRESSIONO NO CASCO DO PRE-AQUECEDOR	10. . . (MPA)	0.05

VAZAO DE VAPORES NO PFE-AÇUFCEDECE	1. . . . (KG/S)	0.90
COEFFIC GLOBAL NO PFE-AÇUFCEDECE	1. . . . (W/M2 C)	3898.
VAZAO DE VAPORES NO PFE-AÇUFCEDECE	2. . . . (KG/S)	0.84
COEFFIC GLOBAL NO PFE-AÇUFCEDECE	2. . . . (W/M2 C)	4256.
VAZAO DE VAPORES NO PFE-AÇUFCEDECE	3. . . . (KG/S)	0.79
COEFFIC GLOBAL NO PFE-AÇUFCEDECE	3. . . . (W/M2 C)	4613.
VAZAO DE VAPORES NO PFE-AÇUFCEDECE	4. . . . (KG/S)	0.75
COEFFIC GLOBAL NO PFE-AÇUFCEDECE	4. . . . (W/M2 C)	4971.
VAZAO DE VAPORES NO PFE-AÇUFCEDECE	5. . . . (KG/S)	0.71
COEFFIC GLOBAL NO PFE-AÇUFCEDECE	5. . . . (W/M2 C)	5329.
VAZAO DE VAPORES NO PFE-AÇUFCEDECE	6. . . . (KG/S)	0.68
COEFFIC GLOBAL NO PFE-AÇUFCEDECE	6. . . . (W/M2 C)	5687.
VAZAO DE VAPORES NO PFE-AÇUFCEDECE	7. . . . (KG/S)	0.65
COEFFIC GLOBAL NO PFE-AÇUFCEDECE	7. . . . (W/M2 C)	6044.
VAZAO DE VAPORES NO PFE-AÇUFCEDECE	8. . . . (KG/S)	0.62
COEFFIC GLOBAL NO PFE-AÇUFCEDECE	8. . . . (W/M2 C)	6402.
VAZAO DE VAPORES NO PFE-AÇUFCEDECE	9. . . . (KG/S)	0.60
COEFFIC GLOBAL NO PFE-AÇUFCEDECE	9. . . . (W/M2 C)	6760.
VAZAO DE VAPORES NO PFE-AÇUFCEDECE	10. . . . (KG/S)	0.58
COEFFIC GLOBAL NO PFE-AÇUFCEDECE	10. . . . (W/M2 C)	7117.

## CARACTERÍSTICAS DIMENSIONAIS ECF PRE-AQUECEDOR

ÁREA DE TROCA DE CALOR DO PRE-AQ	1. . . . (M <sup>2</sup> )	35.37
DIÂMETRO DOS TUBOS DO PRE-AQUECEDOR	1. . (MM)	15.875
PASSO DOS TUBOS DO PRE-AQUECEDOR	1. . . . (MM)	21.431
COMP EFETIVO TUBOS DO PRE-AQUECEDOR	1. . . (M)	1.220
NÚMERO DE TUBOS DO PRE-AQUECEDOR	1. . . . .	581.
DIÂMETRO DO PRE-AQUECEDOR	1. . . . . (M)	0.58
ÁREA DE TROCA DE CALOR DO IFF-AQ	2. . . . (M <sup>2</sup> )	32.40
DIÂMETRO DOS TUBOS DO IFF-AQUECEDOR	2. . (MM)	15.875
PASSO DOS TUBOS DO IFF-AQUECEDOR	2. . . . (MM)	21.431
COMP EFETIVO TUBOS DO IFF-AQUECEDOR	2. . . (M)	1.220
NÚMERO DE TUBOS DO IFF-AQUECEDOR	2. . . . .	533.
DIÂMETRO DO IFF-AQUECEDOR	2. . . . . (M)	0.56
ÁREA DE TROCA DE CALOR DO PFE-AQ	3. . . . (M <sup>2</sup> )	29.89
DIÂMETRO DOS TUBOS DO PFE-AQUECEDOR	3. . (MM)	15.875
PASSO DOS TUBOS DO PFE-AQUECEDOR	3. . . . (MM)	21.431
COMP EFETIVO TUBOS DO PFE-AQUECEDOR	3. . . (M)	1.220
NÚMERO DE TUBOS DO PFE-AQUECEDOR	3. . . . .	491.
DIÂMETRO DO PFE-AQUECEDOR	3. . . . . (M)	0.54

AREA DE TROCA DE CALOR IC PFE-AQ	4. . . . (M2)	27.74
DIAMETRO DOS TUBOS DO PFE-AQUECEDOR	4. . (MM)	15.875
PASSO DOS TUBOS DO PFE-AQUECEDOR	4 . . . (MM)	21.431
COMP EFETIVO TUBOS DO PFE-AQUECEDOR	4. . . (M)	1.220
NUMERO DE TUBOS DO PFE-AQUECEDOR	4. . . . .	456.
DIAMETRO DO PFE-AQUECEDOR	4. . . . . (M)	0.52
AREA DE TROCA DE CALOR IC PFE-AQ	5. . . . (M2)	25.89
DIAMETRO DOS TUBOS DO PFE-AQUECEDOR	5. . (MM)	15.875
PASSO DOS TUBOS DO PFE-AQUECEDOR	5 . . . (MM)	21.431
COMP EFETIVO TUBOS DO PFE-AQUECEDOR	5. . . (M)	1.220
NUMERO DE TUBOS DO PFE-AQUECEDOR	5. . . . .	425.
DIAMETRO DO PFE-AQUECEDOR	5. . . . . (M)	0.50
AREA DE TROCA DE CALOR IC PFE-AQ	6. . . . (M2)	24.25
DIAMETRO DOS TUBOS DO PFE-AQUECEDOR	6. . (MM)	15.875
PASSO DOS TUBOS DO PFE-AQUECEDOR	6 . . . (MM)	21.431
COMP EFETIVO TUBOS DO PFE-AQUECEDOR	6. . . (M)	1.220
NUMERO DE TUBOS DO PFE-AQUECEDOR	6. . . . .	399.
DIAMETRO DO PFE-AQUECEDOR	6. . . . . (M)	0.48
AREA DE TROCA DE CALOR IC PFE-AQ	7. . . . (M2)	22.81
DIAMETRO DOS TUBOS DO PFE-AQUECEDOR	7. . (MM)	15.875
PASSO DOS TUBOS DO PFE-AQUECEDOR	7 . . . (MM)	21.431
COMP EFETIVO TUBOS DO PFE-AQUECEDOR	7. . . (M)	1.220
NUMERO DE TUBOS DO PFE-AQUECEDOR	7. . . . .	375.
DIAMETRO DO PFE-AQUECEDOR	7. . . . . (M)	0.47

AREA DE TROCA DE CALOR DO PRE-AQ 8. . . . (M <sup>2</sup> )	21.54
DIAMETRO DOS TUBOS DO PRE-AQUECEDOR 8. . (MM)	15.875
PASSO DOS TUBOS DO PRE-AQUECEDOR 8. . . (MM)	21.431
COMP EFETIVO TUBOS DO PRE-AQUECEDOR 8. . . (M)	1.220
NUMERO DE TUBOS DO PRE-AQUECEDOR 8. . . . .	354.
DIAMETRO DO PRE-AQUECEDOR 8. . . . . (M)	0.45

AREA DE TROCA DE CALOR DO PRE-AQ 9. . . . (M <sup>2</sup> )	20.40
DIAMETRO DOS TUBOS DO PRE-AQUECEDOR 9. . (MM)	15.875
PASSO DOS TUBOS DO PRE-AQUECEDOR 9. . . (MM)	21.431
COMP EFETIVO TUBOS DO PRE-AQUECEDOR 9. . . (M)	1.220
NUMERO DE TUBOS DO PRE-AQUECEDOR 9. . . . .	335.
DIAMETRO DO PRE-AQUECEDOR 9. . . . . (M)	0.44

AREA DE TROCA DE CALOR DO PRE-AQ 10. . . . (M <sup>2</sup> )	19.37
DIAMETRO DOS TUBOS DO PRE-AQUECEDOR 10. . (MM)	15.875
PASSO DOS TUBOS DO PRE-AQUECEDOR 10. . . (MM)	21.431
COMP EFETIVO TUBOS DO PRE-AQUECEDOR 10. . . (M)	1.220
NUMERO DE TUBOS DO PRE-AQUECEDOR 10. . . . .	318.
DIAMETRO DO PRE-AQUECEDOR 10. . . . . (M)	0.43

PRE-DIMENSIONAMENTO DO GERADOR DE VAPORES

PRESSIONAO NO GERADOR DE VAPORES. . . . . (MPA)	3.4
TEMPERATURA NO GERADOR DE VAPORES . . . . ( C)	241.0
VAZAO DE VAPORES GERADA . . . . . (KG/S)	22.18
TITULO DO VAPORES GERADO. . . . . (%)	99.00
POTENCIA DO GERADOR DE VAPORES. . . . . (KW)	40225.

## PRÉ-DIMENSIONAMENTO DAS BOMBAS

## BOMBA DE EXTRACÇÃO DE CONDENSAÇÃO

PRESSÃO A MONTANTE. . . . . (MPA)	0.020
PRESSÃO A JUSANTE . . . . . (MPA)	0.5
SALTO ENTÁLPICO . . . . . (KJ/KG)	0.5
ALTURA MANOMÉTRICA. . . . . (MCA)	48.
VAZÃO VOLUMÉTRICA. . . . . (M <sup>3</sup> /H)	81.2
PENDIMENTO ESTIMADO. . . . . (°)	54.
POTÊNCIA APROXIMADA. . . . . (KW)	20.3

## BOMBA DE ÁGUA DE ALIMENTAÇÃO

PRESSÃO A MONTANTE. . . . . (MPA)	0.5
PRESSÃO A JUSANTE . . . . . (MPA)	3.4
SALTO ENTÁLPICO . . . . . (KJ/KG)	3.1
ALTURA MANOMÉTRICA. . . . . (MCA)	290.
VAZÃO VOLUMÉTRICA. . . . . (M <sup>3</sup> /H)	87.2
PENDIMENTO ESTIMADO. . . . . (°)	65.
POTÊNCIA APROXIMADA. . . . . (KW)	109.3

## BOMBA DE ÁGUA DE CIRCULAÇÃO

ALTURA MANOMÉTRICA. . . . . (MCA)	1.
VAZÃO VOLUMÉTRICA. . . . . (M <sup>3</sup> /H)	1675.6
PENDIMENTO ESTIMADO. . . . . (°)	70.
POTÊNCIA APROXIMADA. . . . . (KW)	7.1

## APENDICE C - LISTAGEM DO PROGRAMA LUNERG

Neste apêndice é apresentada a listagem completa do Programa LUNERG, composta da listagem do Módulo PROJET (Apêndice C1) e da listagem do Módulo SIMULA (Apêndice C2).

### C1 Listagem do Módulo PROJET

```

C*****
C*****
C**
C**          PROGRAMA LUNERG - MODULO PROJET          **
C**
C*****
C*****
C
C  OBJETIVO:
C  =====
C
C  O OBJETIVO DESTA PRIMEIRA PARTE DO PROGRAMA LUNERG E' PRE-DIMEN-
C  SIONAR OS EQUIPAMENTOS BASICOS DA PLANTA DE GERACAO DE ENERGIA
C  ATRAVES DO MODULO PROJET.
C
C  IMPLICIT REAL*8 (A-H,F,O-Z)
C  REAL*8 MAD,MCD,MEI
C  INTEGER GREG
C  DIMENSION TSPQ(10),TSAT(10),IFFX(10),IH(10),HLEX(10),HEX(10),
C  *          ALFA(10),FRAMA(10),TIEX(10),DISUB(10),TEPQ(10)
C  READ(5,10)PFAD,TAD,TIAD,PECD,TEF,FCEN,DITPQ,GREG
10  FORMAT(F4.2,1X,F5.1,1X,F4.2,1X,F5.3,1X,F4.1,1X,F4.1,1X,F4.1,1X,I2)
C  CALL IINSAT(PECD,TCD)
C  TCD=TCD-273.15
C  IF (TCD.LT.TEF) WRITE(6,90)
C  PCEN=PCEN*1000.0
C  CALL DHAGUA(PFAD,PECD,DHEFC,DHBA,VLCD,VLAD,DEFW,HLAD,HICD)
C  DHPQ=DHEFW/(GREG+1.0)
C  DTPQ=DEPQ/4.1867
C  TLAD=PLAD/4.1867
C  TSPQ(1)=TLAD-DTPQ
C  TSAT(1)=TSPQ(1)+DITPQ+DISUB(1)
C  TSAT(1)=TSPQ(1)+DITPQ
C  DO 15 I=2,GREG
C    TSPQ(I)=TSPQ(I-1)-DTPQ
C    TSAT(I)=TSPQ(I)+DITPQ
15  CONTINUE
C  DO 20 I=1,GREG
C    TEPQ(I)=TSPQ(I)-DITPQ
20  CONTINUE
C  CALL TUFBO
C  DO 40 I=1,GREG

```

```

CALL LINSAP(TSAT(I),PPFX(I))
40 CONTINUE
CALL DHTMAX(PRAD,TAD,TIAD,FPCC,HLCD,HVCD,SLCD,SVCD,DHTM,HVAD,HAD)
EFPF=FPFELA(POEN)
EFPFC=EFMPCA(POEN)
EFTURF=EFRE*EFMFC
DHPM=EFTURB*DHTM
CALL EXPREA(PFAD,TAD,TIAD,FPFX,PFCD,DFPM,GREG,HEX,HSVAL,HLFY,HCD,
*      TIEX,TICD,PRVAL,TISVAL,TG,P)
CALL FRAMAS(GREG,HLAD,DHFC,HIFX,HFY,ALFA,FRAMA)
POFC=POEN
PFGGF=FPGEFA(PCFC)
DH(1)=HSVAL-HEX(1)
IF(GREG.EQ.1)GO TO 70
DO 60 I=2,GREG
  DH(I)=HEX(I-1)-HFX(I)
60 CONTINUE
70 DH(GREG+1)=HFY(GREG)-HCD
CALL TRABFS(DH,ALFA,GREG,TRABF)
MAD=POFC/(TRABF*PFGGF)
QPOCD=0.0
DO 75 I=1,GREG
  FRAMA(I)=ALFA(I)*MAD
  QPOCD=QPOCD+(FLX(I)-FLCT)*FRAMA(I)
75 CONTINUE
CALL SOMEXT(MAD,ALFA,GREG,SONEX)
MCD=MAD-SOMEX
CALL CONDEF(MCD,PFCD,TICD,CFCCD,ACT,FWG,FPF,TEF,GTC,DPTCT)
CALL HEATER(MAD,FPFC,GREG,ITPC,TSAT,TSEC,PREX,FRAMA)
CALL POMBAS(PFCD,TRAD,DHFC,DHRAA,HAI,VICL,VLAD,DPTCT,GTC,
*      POTREC,POTFAA,ICTFAC)
QH=(HVAD-(HLAD-DHPQ))*MAD
RETEFM=(TRABF-DHFC-DHRAA)*HAI/QH
REGLOB=(TRABF*MAD*PFGGF-POTREC-ICTFAA-POTFAC)/QH
ENDANCA DE UNIDADES.
RETEFM=RETEFM*100.0
REGLOB=REGLOB*100.0
POEN=POEN/1000.0
EFPF=FPFEL*100.0
EFPFC=EFMFC*100.0
EFTURF=EFTURB*100.0
DO 80 I=1,10
  ALFA(I)=ALFA(I)*100.0
  TIEX(I)=TIEX(I)*100.0
80 CONTINUE
CALL LINSAT(PRCD,TCD)
TCD=TCD-273.0
CALL YEPDIM(PRAD,TAD,TIAD,FPCC,POEN,ITTPQ,GREG,DHPM,DIPC,
*      DHPO,TCD,TSPC,TSAT,FPCCMP,FPFX,DHTM,EFRE,TFE,
*      EFPFC,EFTURB,DFPM,HEX,TIEX,ALFA,FRAMA,POFC,PFGGF,DH,
*      TRABF,MAD,SOMEX,PCD,HCD,TICD,FETFM,REGLOB,PRVAL,OH,
*      DHFC,DHRAA,HAI,HSVAL,TISVAL,FLCD,HVCD,SLCD,SVCD,TG,P)
90 FORMAT(1X,'CONDENSADOR AREA INFINITA',/,
*      1X,'SELECCIONAR TCD MAIOR TEF',/)
STOP
END

```

```

*****
SUB-ROTINAS UTILIZADAS NO MODULO PROJEC
*****

```

```

SUB-ROTINA "DHAGUA"
*****

```

```

OBJETIVO: CALCULAR A DIFERENÇA DE ENTALPIA DA AGUA DE ALIMENTAÇÃO
===== ENTRE A SAÍDA DA BOMBA DE EXTRAÇÃO DE CONDENSADO E A
ENTRADA DA BOMBA DE AGUA DE ALIMENTAÇÃO DO GERADOR DE
DE VAPORES.

```

```

SUBROUTINE DHAGUA (PRAD,PFCD,PFEC,DHFP,VICD,VLAD,DHFW,HLAD,HLCD)
IMPLICIT REAL * 8 (A-H,K,C-Z)
CALL SATURA (PFAD,HLAD,HV,SI,SV,VI,VV)
CALL SATURA (0.5,HI,HV,SI,SV,VIAD,VV)
CALL SATURA (PFCD,FLCD,HV,SI,SV,VICD,VV)
DHREC=VLCD*(0.5-PFCD)*1.0E+05*4.1868/427.0
DHBA=VLAD*(PRAD-0.5)*1.0E+05*4.1868/427.0
HLAD=HLAD-DHBA
HLCD=HLCD+DHREC
DHFW=FLAD-HLCD
RETURN
END

```

```

SUB-ROTINA "DHTMAX"
*****

```

```

OBJETIVO: DETERMINAR O SEITO ENALITICO TEORICO MAXIMO NA TURBINA.
=====

```

```

SUBROUTINE DHTMAX (PRAD,TAD,TIAD,PFCD,FLCD,HVCD,SLCD,SVCD,
*           DHTM,HVAT,HAD)
IMPLICIT REAL * 8 (A-H,K,C-Z)
CALL VINSAP (TAD,PPSAT)
IF (PRAD.GE.PPSAT) GO TO 10
CALL SUPERA (PRAD,TAD,HAD,SAD)
GO TO 20
10 CALL SATURA (PRAD,HLAD,HVAD,SIAD,SVAD,VI,VV)
HAD=HLAD+TIAD*(HVAD-HLAD)
SAD=SIAD+TIAD*(SVAD-SIAD)
20 CALL SATURA (PRCD,FLCD,HVCD,SLCD,SVCD,VI,VV)
TICD=(SAD-SLCD)/(SVCD-SLCD)
HCD=FLCD+TICD*(HVCD-FLCD)
DHTM=HAD-HCD
RETURN
END

```

```

SUB-ROTINA "EXPRFA"
*****

```

```

OBJETIVO: DETERMINAR OS VALORES DAS ENTALPIAS DO VAPORES NAS
===== EXTRAÇÕES DA TURBINA.

```

```

C
SUBROUTINE EXPFEA (PRAD,TAD,YIAD,PREX,FRCD,DHRM,GREG,HEX,HSVVAL,
* HLEX,HCD,TIFX,TICD,PSVAL,TISVAL,TG,B)
IMPLICIT REAL * 8 (A-H,K,C-7)
INTEGER GREG
DIMENSION PREX (10),HLEX (10),HVEX (10),SLEX (10),SVEX (10),TIEX (10),
* HEX (10)
CALL LINSAP (TAD,PFASAT)
IF (PFAD.LT.PRSAT) GO TO 20
IF (TIAD.LT.1.0) GO TO 40
CALL SATUFA (PFAD,HL,HVAD,SI,SVAD,VI,VV)
IF (PFAD.LE.3.03) GO TO 50
15 PRSVAL=0.95*PRAD
CALL SATURA (PSVAL,HLSVAL,HVSVAL,SISVAL,SVSVAL,VLSVAL,VVSVAL)
HSVVAL=HAD
TISVAL=(HSVVAL-HLSVAL)/(HVSVAL-HLSVAL)
SSVAL=SLSVAL+TISVAL*(SVSVAL-SISVAL)
GO TO 60

```

```

C
EXPFEA VAPOF SUPEFAQUECIDC
20 CALL SUPERA (PFAD,TAD,HAD,SAD)
PSVAL=0.95*PRAD
HSVVAL=HAD
DSVAL=-0.46151*DLG (PSVAL/FFAD)
SSVAL=SAD+DSVAL
40 CALL SATURA (PFAD,HLAD,HVAD,SIAD,SVAD,VIAD,VVAD)
HAD=HLAD+TIAD*(HVAD-HLAD)
GO TO 15
50 PSVAL=0.95*PRAD
HSVVAL=HVAD
VSVVAL=-0.46151*DLG (PSVAL/FFAD)
SSVAL=SVAD+DSVAL
60 HCD=PSVAL-DHFM
CALL SATURA (PRCD,HLCD,HVCD,SICD,SVCD,VI,VV)
TICD=(HCD-HLCD)/(HVCD-HLCD)
SCD=SICD+TICD*(SVCD-SICD)
TG=(HSVVAL-HCD)/(SCD-SSVAL)
B=HSVVAL+TG*SSVAL
DO 70 I=1,GREG
CALL SATUPA (PREX (I),HLEX (I),HVEX (I),SLEX (I),SVEX (I),VI,VV)
TIEX (I)=(B-TG*SIEX (I)-HLEX (I))/
* ((HVEX (I)-HLEX (I))+TG*(SVEX (I)-SLEX (I)))
HEX (I)=HLEX (I)+TIEX (I)*(HVEX (I)-HLEX (I))
70 CONTINUE
RETURN
END

```

```

C
C
C
C
C
C
C
C
C
SUB-ROTINA "FRAMAS"
*****

OBJETIVO: DETERMINAR AS EFACCES DA VAZAO MASSICA DO VAPOF DE
===== ADMISSAO NA TUBINA ENVIADAS PARA AS EXTFACCES.

```

```

SUBROUTINE FRAMAS (GREG,HLAD,DEPQ,HLEX,HEX,ALFA,DHFAA)
IMPLICIT REAL*8 (A-H,K,C-2)
INTEGER GREG
DIMENSION HLEX (10),HEX (10),ALFA (10),HEP (10)
HEP (1)=HLAD-2.0*DEPQ-DHFAA
ESP1=HLAD-DHPQ-DHFAA

```

```

SOMA=0.
ALFA (1) = (HSP1-HEP (1)) / (HPX (1) -HLEX (1))
IF (GREG. EQ. 1) RETURN
DO 20 I=2,GREG
  SOMA=SOMA+ALFA (I-1)
  HEP (I) =HLAD- (I+1)*DEPQ
  HEP (I-1) =HLAD-I*DHPQ
  ALFA (I) = (HEP (I-1) -HEP (I) -SCPA*(HLEX (I-1) -HLEX (I))) /
  * (HEX (I) -HLEX (I))

```

```

20 CONTINUE
RETURN
END

```

```

C
C SUB-PCINA "TFABES"
C *****

```

```

C OBJETIVO: CALCULAR O TRABAHO ESPECIFICO DA TUBINA.
C =====
C

```

```

SUBROUTINE TFABES (IR,ALFA,GREG,TRABE)
IMPLICIT REAL*8 (A-H,K,C-Z)
DIMENSION DH (10),ALFA (10)
INTEGER GREG
TRABE=DH (1)
SUETRA=1.0
DO 10 I=1,GREG
  SUETRA=SUETRA-TRABE (I)
  TRABE=TRABE+SUETRA*DH (I+1)

```

```

10 CONTINUE
RETURN
END

```

```

C
C SUB-PCINA "SOMEXT"
C *****

```

```

C OBJETIVO: CALCULAR A SOMATORIA DAS VAZES MASSICAS EXTRAIDAS
C ===== DA TUBINA.
C

```

```

SUBROUTINE SOMEXT (MAD,ALFA,GREG,SOMEX)
IMPLICIT REAL*8 (A-H,K,C-Z)
REAL*8 MAD
DIMENSION ALFA (10)
INTEGER GREG
SOMEX=0.
DO 10 I=1,GREG
  SOMEX=SOMEX+ALFA (I)

```

```

10 CONTINUE
SOMEX=MAD*SOMEX
RETURN
END

```

```

C
C SUB-PCINA "CONDIF"
C *****

```

```

C OBJETIVO: PRE-DIMENSIONAR O CONDENSADOR.
C =====
C

```

```

SUPROUTINE CONFER (MCD,PRCD,TICD,QPCCE,ACL,BNG,MAT,TEF,GTO,DPTCT)
IMPLICIT REAL*8 (A-H,K,O-Z)
REAL*8 MCD,MAT,LHTD,NTU
READ(5,5) MAT,BNG,VELTU,PASS,VELBC
5 FORMAT(A8,1X,F4.1,1X,F4.2,1X,F2.0,1X,F4.2)
TEF=1.8*TEF+32.0
DIOTU=0.625
CTU=7.5
VELTU=3.28*VELTU
VELPC=3.28*VELPC
CT=TETROC (TEF)
ESP=ENGESP (BNG)
DPCDE=DPCDEX (VELBC)
IF (PASS.EQ.1.0) GO TO 10
DPFS2=DPST2 (VELTU)
PPCD2=DPDS2 (VELPC)
DPP=DPS2+PPCD2
GO TO 13
10 DPFS1=DPST1 (VELTU)
PPCD1=DPDS1 (VELBC)
DPP=DPFS1+PPCD1
13 CALL MATFOC (MAT,BNG,CM)
CALL SATUFA (PRCD,TICD,HVCD,SI,SV,VI,VV)
HECD=HICD+TICD*(HVCD-HICD)
PHCD=HECD-HICD
QCD=(MCD*DHCD+QPQCD)*3.4192E+03
CALL IINSA7 (PRCD,TCD)
TCD=32.0+1.8*(TCD-273.0)
15 CD=DIETROC (DIOTU)
CALL GTUBO (DIOTU,ESP,GTO)
CALL FTUBO (DIOTU,GTO,FTU)
UGCD=0.85*CM*CT*CD*DSQRT (VELTU)
R=UGCD*CTU*FTU*PASS/(500.0*VELTU)
TSP=TCD-(TCD-TEF)/DEXP (R)
GTC=QCD/(500.0*(TSP-TEF))
LHLD=(TSP-TEF)/DIAG((TCD-TEF)/(TCD-TSP))
ACD=QCD/(UGCD*LHLD)
NTU=(GTO*PASS)/(GTO*VELTU)
DPIT=(0.00642*VELTU**1.75/(DIOTU-2.0*ESP)**1.25)*CTU
DPTOT=DPCDE+DPP+DPIT
IF (DPTOT.GT.80.0) GO TO 40
DPTOT=DPIT*2.99E-03
DIPO=24.0*DSQRT (GTC*2.228E-03/(3.1416*VELPC))
DICD=DIOTU*DSQRT (NTU/0.23)
VISTA=12.0*CTU/DICD
IF (VISTA.LT.0.5) GO TO 80
IF (VISTA.GT.6.0) GO TO 80
QCT=QCD/3.4192E+03
UGCD=5.678*UGCD
TEF=(TEF-32.0)*5.C/9.0
TSP=(TSP-32.0)*5.C/9.0
VELTU=VELTU/3.28
VELPC=VELPC/3.28
GTC=0.2271*GTC
ACD=ACD*9.29E-02
CTU=CTU*0.3048
DPCD=DICD*2.54E-02
CALL INPCOK (MCD,TICD,PRCD,PAC,BNG,PASS,TEF,VELTU,VELPC,QCD,UGCD,
* TSP,GTC,DPTOT,ACL,DIOTU,CTU,NTU,DICD,DIRC)
RETURN

```

```

40 DICTU=DICTU+0.125
   IP (DICTU.LT.1.0) GO TO 15
   WRITE (6,50)
50 FORMAT(1X,'NECESSARIO DICTU MAIOR 1 POLEGADA')
   RETURN
60 WRITE (6,70)
70 FORMAT(1X,'NECESSARIO DICTU MENOR 5/8 POLEGADA OU CTU MAIOR
* 2.5 M')
   RETURN
80 WRITE (6,90)
90 FORMAT(1X,'NECESSARIO CTU MENOR 2.5 M')
   RETURN
END

```

```

SUB-ROTINA "MATPOC"
*****

```

```

OBJETIVO: FORNECER O FATOR DE CORRECAO FM DO COEFICIENTE GLOPAL DE
===== TRANSMISSAO DE CALOR EM FUNCAO DO MATERIAL DOS TIPOS
DO CONDENSADCE.

```

```

SUBROUINE MATPOC (MAT,BWG,CM)

```

```

IMPLICIT REAL*8 (A-H,K,O-Z)

```

```

REAL*8 MAT1(7),MAT

```

```

DATA MAT1 /'ACOCALFO',

```

```
*      'CUNI9010',

```

```
*      'CUNI7030',

```

```
*      'TITANIO ',

```

```
*      'ACO INOX',

```

```
*      'LATALMIP',

```

```
*      'BRONZEAL'/

```

```

IF (MAT.NE.MAT1(1)) GO TO 10

```

```

CM=1.001-

```

```
*      1.271E-01*BWG+

```

```
*      1.431E-02*BWG**2-

```

```
*      5.461E-04*BWG**3+

```

```
*      7.102E-06*BWG**4

```

```

RETURN

```

```

10 IF (MAT.NE.MAT1(2)) GO TO 20

```

```

CM=1.771E-01+

```

```
*      7.454E-02*BWG-

```

```
*      3.589E-03*BWG**2+

```

```
*      1.357E-04*BWG**3-

```

```
*      2.367E-06*BWG**4

```

```

RETURN

```

```

20 IF (MAT.NE.MAT1(3)) GO TO 30

```

```

CM=5.095E-02+

```

```
*      6.161E-02*BWG-

```

```
*      1.042E-03*BWG**2+

```

```
*      1.227E-09*BWG**3-

```

```
*      1.707E-11*BWG**4

```

```

RETURN

```

```

30 IF (MAT.NE.MAT1(4)) GO TO 40

```

```

CM=-2.430E-01+

```

```
*      7.550E-02*BWG-

```

```
*      1.250E-03*BWG**2

```

```

RETURN

```

```

40 IF (MAT.NE.MAT1(5)) GO TO 50

```

```

CM=7.315E-01-

```

```
*      1.280E-01*BWG+

```

C  
C  
C  
C  
C  
C  
C

- \* 1.452E-02\*BWG\*\*2-
- \* 5.461E-04\*BWG\*\*3+
- \* 7.102E-06\*BWG\*\*4

RETURN

50 IF (MAT.NE.MAT1(6)) GO TO 60  
 CM=1.349-

- \* 1.805E-01\*BWG+
- \* 1.982E-02\*BWG\*\*2-
- \* 8.176E-04\*BWG\*\*3+
- \* 1.184E-05\*BWG\*\*4

RETURN

60 IF (MAT.NE.MAT1(7)) GO TO 90  
 CM=-1.365+

- \* 4.496E-01\*PWG-
- \* 3.450E-02\*PWG\*\*2+
- \* 1.228E-03\*PWG\*\*3-
- \* 1.657E-05\*PWG\*\*4

RETURN

90 WRITE (6, 100)

100 FORMAT (1X, 'MATERIAL NAO DISCONVEL-SELECIONAR OUTRO MATERIAL')  
 RETURN  
 END

C  
C  
C  
C  
C  
C  
C

FUNCAO "TETROC"  
 \*\*\*\*\*

OBJETIVO: FORNECER O FATOR DE COEFECAC FD DO COEFICIENTE GLOBAL DE  
 ===== TRANSMISSAO DE CALOR EM FUNCAO DA TEMPERATURA DA AGUA DE  
 RESFRIAMENTO.

FUNCTION TETROC (TEF)  
 IMPLICIT REAL\*8 (A-H, F, C-Z)  
 TETROC=1.029E+02-  
 \* 9.992E+01\*DLOG (TEF) +  
 \* 3.599E+01\* (DLOG (TEF)) \*\*2-  
 \* 5.675\* (DLOG (TEF)) \*\*3+  
 \* 3.320E-01\* (DLOG (TEF)) \*\*4

RETURN  
 END

C  
C  
C  
C  
C  
C  
C

FUNCAO "DITROC"  
 \*\*\*\*\*

OBJETIVO: FORNECER O FATOR DE COEFECAC FD DO COEFICIENTE GLOBAL DE  
 ===== TRANSMISSAO DE CALOR EM FUNCAO DO DIAMETRO DOS TUBOS  
 DO CONDENSADOR.

FUNCTION DITROC (DIOTU)  
 IMPLICIT REAL\*8 (A-H, R, O-Z)  
 IF (DIOTU.GT.0.8125) DITROC=263.0  
 DITROC=267.0

RETURN  
 END

C  
C  
C  
C  
C  
C  
C

SUB-ROTINA "GTURC"  
 \*\*\*\*\*

OBJETIVO: CALCULAR A VAZAO VOLUMETRICA DE AGUA QUE PASSA PELO  
 ===== INTERIOR DE UM TUBO PARA UMA VELOCIDADE UNITARIA.



C  
C

```

FUNCTION DPCDS2(VFLBO)
IMPLICIT REAL*8 (A-H,K,O-Z)
DPCDS2=-1.4331E-03+
*      2.2901E-03*VELBO+
*      7.3974E-03*VELBO**2
DPCDS2=DPCDS2*2.99E-03
RETURN
END

```

C  
C  
C  
C  
C  
C  
C

```

FUNCAO "DPEST1"
*****

```

```

OBJETIVO: CALCULAR A PERDA DE CARGA NA ENTRADA E NA SAIDA DOS
===== TUBOS DE CONDENSADORES DE 1 PASSE.

```

```

FUNCTION DPEST1(VFLTU)
IMPLICIT REAL*8 (A-H,K,O-Z)
DPEST1=1.8211E-04+
*      3.2849E-04*VELTU+
*      1.7761E-02*VELTU**2
DPEST1=DPEST1*2.99E-03
RETURN
END

```

C  
C  
C  
C  
C  
C  
C

```

FUNCAO "DPCDS1"
*****

```

```

OBJETIVO: CALCULAR A PERDA DE CARGA NA CAIXA D'AGUA DE SAIDA
===== DE CONDENSADORES DE 1 PASSE.

```

```

FUNCTION DPCDS1(VFLBO)
IMPLICIT REAL*8 (A-H,K,O-Z)
DPCDS1=2.4721E-02-
*      2.369E-02*VFLBO+
*      1.107E-02*VFLBO**2-
*      7.402E-04*VFLBO**3+
*      3.059E-05*VFLBO**4
DPCDS1=DPCDS1*2.99E-03
RETURN
END

```

C  
C  
C  
C  
C  
C  
C

```

FUNCAO "BWGESP"
*****

```

```

OBJETIVO: CALCULAR AS ESPESOURAS DAS PAREDES DOS TUBOS BWG
===== 12 A 24.

```

```

FUNCTION BWGFSP(BWG)
IMPLICIT REAL*8 (A-H,K,O-Z)
BWGESP=6.918E-01-
*      1.0700E-01*BWG+
*      7.406E-03*BWG**2-
*      2.521E-04*BWG**3+
*      3.368E-06*BWG**4
RETURN

```

END

SUB-ROTINA "HEATEF"  
\*\*\*\*\*

OBJETIVO: PRE-DIMENSIONAR CS FRE-ACUQUECEDES.  
=====

SUBROUTINE HEATER (MAD, DHPQ, GFFG, DTUPQ, TSAT, TSPQ, PREX, FRAMA)  
IMPLICIT REAL\*8 (A-H, F, C-7)  
REAL\*8 MAD, LMTDP (10), NTUPQ (10)  
INTEGER GREG  
DIMENSION TEPQ (10), TSPQ (10), TSAT (10), AFC (10), DTUPQ (10),  
\* PREX (10), CTUPQ (10), PATPQ (10), DPC (10), APARP (10),  
\* DTSUB (10), FRAMA (10), UGPQ (10)

QPQ=MAD\*DHPQ

ESP=1.2446 MM (REG18)

ESP=1.2446

VTUPQ=10.0 (M/S)

VTUPQ=10.0

DO 80 I=1, GREG

CTUPQ (I)=1.22 M

CTUPQ (I)=1.22

DTUPQ (I)=15.875 MM (5/8 ICI)

DTUPQ (I)=15.875

TEPQ (I)=TSPQ (I)-DTPC

LMTDP (I)=(TSPQ (I)-TEPQ (I)+DTSUB (I))/

(DLGG ((TSAT (I)-TEFC (I))/(TSAT (I)-TSPQ (I)-DTSUB (I))))

LMTDP (I)=(TSPQ (I)-TEPQ (I))/

(DLGG ((TSAT (I)-TEFC (I))/(TSAT (I)-TSPQ (I))))

TEPQ (I)=1.8\*TEPQ (I)+32.0

40 FT=1.0-0.0025\*TEPQ (I)

FH=0.91 (ACOCAREO)

FH=0.91

FD=265.0

UGPQ (I)=0.97\*FH\*FT\*FD\*VTUPQ\*\*0.8

UGPQ (I)=5.678\*UGPQ (I)

APQ (I)=QPQ\*1.0E+03/(UGPQ (I)\*LMTDP (I))

NTUPQ (I)=APQ (I)/(3.1416\*DTUPQ (I)\*1.0E-03\*CTUPQ (I))

PATPQ (I)=1.35\*DTUPQ (I)

DPC (I)=2.0E-03\*PATPQ (I)\*ISCFI (NTUPQ (I)/3.1416)

APARP (I)=CTUPQ (I)/DPC (I)

IF (APARP (I).GE.2.0) GO TO 60

CTUPQ (I)=CTUPQ (I)+1.22

IF (CTUPQ (I).LE.6.10) GO TO 40

DTUPQ (I)=DTUPQ (I)+3.175

IF (DTUPQ (I).LE.22.225) GO TO 40

WRITE (6, 50) I

50 FORMAT (1X, 'NECESSARIO COMPIMENTO MAIOR 7.32 M CU DIAMETRO MAIOR

\* 25.4 MM PARA O PFEAQUECEDES', I2)

GO TO 80

60 IF (APARP (I).LE.4.0) GO TO 80

WRITE (6, 70) I

70 FORMAT (1X, 'NECESSARIO COMPIMENTO MENOR 1.22 M PARA O PFEAQUECEDES

\*OP', J2)

80 CONTINUE

CALL IMPDET (MAD, UGPQ, DHPQ, DTPC, TSAT, TSPQ, TEPQ, QPQ, PREX, FRAMA,

\* APC, DTUPQ, CTUPQ, NTUPQ, PATPQ, DPC, GREG)

RETURN

END







\*\*\*\*\*  
 \* SUB-ROTINAS UTILIZADAS PARA A IMPRESSAO \*  
 \*\*\*\*\*

SUB-ROTINA "IMPDIEM"  
 \*\*\*\*\*

OBJETIVO: IMPRESSAO DOS DADOS DE ENTRADA E SAIDA DO MODULO PROJETO  
 ===== INCLUINDO O PRE-DIMENSIONAMENTO DA TURBINA.

SUBROUTINE IMPDIEM (PRAD,TAD,TIAD,PCD,PCEN,DTTPQ,GPFG,DHFV,DEPC,  
 \* DHPQ,ICD,TSPQ,TSAT,PCOMP,PPEX,DHM,EFRE,TFE,  
 \* FFMIC,FFUFF,DHFP,REX,TEIX,ALFA,FRAMA,POEC,  
 \* PFGFP,DH,TFABE,HAD,SOEX,MCE,HCD,TICD,  
 \* PETERM,REGICE,PFSVAL,CH,DHPEC,DHFAA,HAD,  
 \* HSVAI,TISVAI,HICD,HVCD,SLCD,SVCD,TG,B)  
 IMPLICIT REAL\*8 (A-H,K,O-Z)  
 REAL\*8 HAD,MCD  
 INTEGER GREG  
 DIMENSION TSPQ(10),TSAT(10),FFEX(10),FEX(10),ALFA(10),DH(10),  
 \* FRAMA(10),TEIX(10)

IMPRESSAO DOS DADOS DE ENTRADA - CONDICAOES DE PROJETO  
 =====

WRITE(6,75)  
 75 FORMAT(12(/),28X,'PROGRAMA LUNEG',//,  
 \* 28X,'\*\*\*\*\*' '\*\*\*\*\*')  
 WRITE(6,80)PCEN  
 80 FORMAT(8(/),22X,'PLANTA PARA GERACAO DE ',F4.1,' MWE')  
 WRITE(6,85)  
 85 FORMAT(22X,'=====','////')  
 WRITE(6,90)  
 90 FORMAT(26X,'1A. PARTE: MODULO PROJETO',//,  
 \* 26X,'-----','////')  
 WRITE(6,100)  
 100 FORMAT(12X,'DADOS DE ENTRADA DO MODULO PROJETO - CONDICAOES DE PROJETO'  
 \*TO',////')  
 WRITE(6,110)PPAD  
 110 FORMAT(19X,'IMPRESSAO DO VAPOR DE ADMISSAO (MPA)',F7.1,/  
 WRITE(6,120)TAD  
 120 FORMAT(19X,'TEMP DO VAPOR DE ADMISSAO. . .( C)',F7.1,/) )

```

TIAD=TIAD*100.0
WRITE(6,130)TIAD
130 FORMAT(19X,'TITULO DO VAPOE DE ADMISSAO . . (X)',F8.2,/)
WRITE(6,140)PCFN
140 FORMAT(19X,'POTENCIA ELETRICA NOMINAL . . (MWE)',F7.1,/)
WRITE(6,160)GPFQ
160 FORMAT(19X,'GRAU DE REGENEFACAO . . . . .',3X,I2,/)
WRITE(6,165)DTTPQ
165 FORMAT(19X,'DTT NCS PRE-AQUECEDORES. . . . (C)',F7.1,/)
WRITE(6,170)PRCD
170 FORMAT(19X,'PRESSAO NO CONDENSADOR. . . . (MPA)',F9.3,/)
WRITE(6,180)TEF
180 FORMAT(19X,'TEMP AGUA RESFRIAMENTO . . . . (C)',2X,F5.1,/)

```

C  
C  
C  
C  
C  
C

```

IMPRESSAO DOS DADOS GERAIS DE SAIDA
=====

```

```

WRITE(6,190)
190 FORMAT('1',5(/),19X,'DADOS GERAIS DE SAIDA DO MODULO PROJETO',//////
*)
DHPW=DHPW/2.0
WRITE(6,200)DHPW
200 FORMAT(9X,'DIF ENTALPIA AGUA DE ALIMENTOS PRE-AQ. . . (KJ/KG)',
*F7.1,/)
WRITE(6,210)DHPQ
210 FORMAT(9X,'DIF DE ENTALPIA POR PRE-AQUECEDOR . . . . (KJ/KG)',
*F7.1,/)
WRITE(6,215)DTEPQ
215 FORMAT(9X,'DIF DE TEMPERATURA POR PRE-AQUECEDOR . . . . (C)',
*F7.1,/)
WRITE(6,220)TCD
220 FORMAT(9X,'TEMPERATURA NO CONDENSADOR . . . . . (C)',
*F7.1,/)
DO 240 I=1,GREG
WRITE(6,230)I,TSPQ(I)
230 FORMAT(9X,'TEMP DE SAIDA DA AGUA DE ALIM DO PRE-AQUEC ',I2,' . (
*C)',F7.1,/)
240 CONTINUE
DO 260 I=1,GREG
WRITE(6,250)I,TSAT(I)
250 FORMAT(9X,'TEMP DE SATURACAO NO PRE-AQUECEDOR ',I2,' . . . . (
*C)',F7.1,/)
260 CONTINUE
DO 280 I=1,GREG
WRITE(6,270)I,FRAMA(I)
270 FORMAT(9X,'VAZAO MASSICA DE VAPOE NA EXTRACAO ',I2,' . . . . (KG/
*S)',F8.2,/)
280 CONTINUE
WRITE(6,266)DTTPQ
266 FORMAT(9X,'DIF TERMINAL DE TEMP NCS PRE-AQUECEDORES. . . . (C)',
*F7.1,/)
WRITE(6,268)DHEEC
268 FORMAT(9X,'SALTO ENTALPIC NO BPA EXTE CONDENS. . . . . (KJ/KG)',
*F7.1,/)
WRITE(6,269)DHEAA
269 FORMAT(9X,'SALTO ENTALPIC DA BEA AGUA ALIMEN. . . . . (KJ/KG)',
*F7.1,/)
EFGFF=EFGFF*100.0

```

```

WRITE (6,400) EPGEF
400 FORMAT(9X,'EFICIENCIA DO GERADOR ELETRICO. . . . . (%)',
*F8.2,/
WRITE (6,650) MCD
650 FORMAT(9X,'VAZAO DE VAPOS DE ADMISSAO NO CONDENSADOR. . (KG/S)',
*F8.2,/
C WRITE (6,660) RETERM
C 660 FORMAT(9X,'RENDIMENTO TERMICO DA PLANTA. . . . . (%)',
C *F8.2,/
WRITE (6,671) REGLOF
671 FORMAT(9X,'RENDIMENTO GLOBAI DA PLANTA . . . . . (%)',
*F8.2,/
C
C
C IMPRESSAO DOS DADOS DE SAIDA TC PRE-DIM DA TURBINA
C =====
C
C
WRITE (6,267)
267 FORMAT('1',7(/),14X,'DADOS DE SAIDA DO PRE-DIMENSIONAMENTO DA TUBE
*INA',3(/))
WRITE (6,265) PPSVAI
265 FORMAT(10X,'PRESSAO APOS AS VALVULAS DA TURBINA . . . . . (MPA)',
*F8.2,/
DO 290 I=1,GREG
WRITE (6,281) I, PPEX (I)
281 FORMAT (10X,'PRESSAO NA EXTRACAO ',I2,'. . . . . (MP
*A)',F8.2,/
290 CONTINUE
WRITE (6,300) DHTM
300 FORMAT(10X,'DIF DE ENTAIPIA TECNICA MAXIMA NA TURBINA. (KJ/KG)',
*F7.1,/
WRITE (6,310) EPFE
310 FORMAT(10X,'EFICIENCIA RELATIVA DA TURBINA. . . . . (%)',
*F8.2,/
WRITE (6,320) EPMEC
320 FORMAT(10X,'EFICIENCIA MECANICA DA TURBINA. . . . . (%)',
*F8.2,/
WRITE (6,330) EPTEUF
330 FORMAT(10X,'EFICIENCIA GLOBAI DA TURBINA. . . . . (%)',
*F8.2,/
WRITE (6,340) DHPM
340 FORMAT(10X,'DIF DE ENTAIPIA REAL MAXIMA NA TURBINA . . (KJ/KG)',
*F7.1,/
DO 360 I=1,GREG
WRITE (6,350) I, REX (I)
350 FORMAT (10X,'ENTALPIA NA EXTRACAO ',I2,'. . . . . (KJ/K
*G)',F7.1,/
360 CONTINUE
DO 380 I=1,GREG
WRITE (6,370) I, AIFA (I)
370 FORMAT(10X,'EXTRACAO MASSICA DA EXTRACAO ',I2,'. . . . . (%)
*',F8.2,/
380 CONTINUE
WRITE (6,410) DH (1)
410 FORMAT(10X,'DIF. DE ENTAIPIA ATE A EXTRACAO 1. . . . . (KJ/KG)',
*F7.1,/
GO TO (600,420,430,440,450,460,470,480,490,500),GREG
420 WRITE (6,510) DH (2)
GO TO 600

```

430 WRITE (6,510) DH (2)  
 WRITE (6,520) DH (3)  
 GO TO 600  
 440 WRITE (6,510) DH (2)  
 WRITE (6,520) DH (3)  
 WRITE (6,530) DH (4)  
 GO TO 600  
 450 WRITE (6,510) DH (2)  
 WRITE (6,520) DH (3)  
 WRITE (6,530) DH (4)  
 WRITE (6,540) DH (5)  
 GO TO 600  
 460 WRITE (6,510) DH (2)  
 WRITE (6,520) DH (3)  
 WRITE (6,530) DH (4)  
 WRITE (6,540) DH (5)  
 WRITE (6,550) DH (6)  
 GO TO 600  
 470 WRITE (6,510) DH (2)  
 WRITE (6,520) DH (3)  
 WRITE (6,530) DH (4)  
 WRITE (6,540) DH (5)  
 WRITE (6,550) DH (6)  
 WRITE (6,560) DH (7)  
 GO TO 600  
 480 WRITE (6,510) DH (2)  
 WRITE (6,520) DH (3)  
 WRITE (6,530) DH (4)  
 WRITE (6,540) DH (5)  
 WRITE (6,550) DH (6)  
 WRITE (6,560) DH (7)  
 WRITE (6,570) DH (8)  
 GO TO 600  
 490 WRITE (6,510) DH (2)  
 WRITE (6,520) DH (3)  
 WRITE (6,530) DH (4)  
 WRITE (6,540) DH (5)  
 WRITE (6,550) DH (6)  
 WRITE (6,560) DH (7)  
 WRITE (6,570) DH (8)  
 WRITE (6,580) DH (9)  
 GO TO 600  
 500 WRITE (6,510) DH (2)  
 WRITE (6,520) DH (3)  
 WRITE (6,530) DH (4)  
 WRITE (6,540) DH (5)  
 WRITE (6,550) DH (6)  
 WRITE (6,560) DH (7)  
 WRITE (6,570) DH (8)  
 WRITE (6,580) DH (9)  
 WRITE (6,590) DH (10)

C

510 FORMAT (10X, 'DIF. DE ENTALPIA ENTRE AS EXTFACCOS 1 E 2 - (KJ/KG) ',  
 \*F7.1, /)  
 520 FORMAT (10X, 'DIF. DE ENTALPIA ENTRE AS EXTFACCOS 2 E 3 - (KJ/KG) ',  
 \*F7.1, /)  
 530 FORMAT (10X, 'DIF. DE ENTALPIA ENTRE AS EXTFACCOS 3 E 4 - (KJ/KG) ',  
 \*F7.1, /)  
 540 FORMAT (10X, 'DIF. DE ENTALPIA ENTRE AS EXTFACCOS 4 E 5 - (KJ/KG) ',  
 \*F7.1, /)

```

550 FORMAT(10X,'DIF. DE ENTALPIA ENTRE AS EXTRACOES 5 E 6 . (KJ/KG) ',
  *F7.1,/ )
560 FORMAT(10X,'DIF. DE ENTALPIA ENTRE AS EXTRACOES 6 E 7 . (KJ/KG) ',
  *F7.1,/ )
570 FORMAT(10X,'DIF. DE ENTALPIA ENTRE AS EXTRACOES 7 E 8 . (KJ/KG) ',
  *F7.1,/ )
580 FORMAT(10X,'DIF. DE ENTALPIA ENTRE AS EXTRACOES 8 E 9 . (KJ/KG) ',
  *F7.1,/ )
590 FORMAT(10X,'DIF. DE ENTALPIA ENTRE AS EXTRACOES 9 E 10. (KJ/KG) ',
  *F7.1,/ )
C
600 WRITE(6,610)DH(GPFG+1)
610 FORMAT(10X,'DIF. DE ENTALPIA APOS A ULTIMA EXTRACAO . . (KJ/KG) ',
  *F7.1,/ )
  WRITE(6,620)TRABF
620 FORMAT(10X,'TRABALHO ESPECIFICO DA TURBINA. . . . . (KJ/KG) ',
  *F8.2,/ )
  WRITE(6,630)HAD
630 FORMAT(10X,'VAZAO DE VAPOE DE ADESSAO NA TURBINA. . . . (KG/S) ',
  *F8.2,/ )
  WRITE(6,631)HAD
631 FORMAT(10X,'ENTALPIA VAPOE DE ADESSAO NA TURBINA. . . (KJ/KG) ',
  *F8.2,/ )
  WRITE(6,632)HSVAI
632 FORMAT(10X,'ENTALPIA SAIDA DAS VALVULAS DA TURBINA . . (KJ/KG) ',
  *F8.2,/ )
  TISVAI=TISVAI*100.0
  WRITE(6,633)TISVAI
633 FORMAT(10X,'TITULO NA SAIDA DAS VALVULAS DA TURBINA. . . . (°) ',
  *F8.2,/ )
  WRITE(6,640)SOMEX
640 FORMAT(10X,'VAZAO TOTAL DE VAPOE EXTRAIDO. . . . . (KG/S) ',
  *F8.2,/ )
  WRITE(6,651)HCD
651 FORMAT(10X,'ENTALPIA DO VAPOE NA SAIDA DA TURBINA. . . (KJ/KG) ',
  *F7.1,/ )
  WRITE(6,652)HLCD
652 FORMAT(10X,'ENTALPIA DO LIQUIDO SAIDA DA TURBINA. . . (KJ/KG) ',
  *F7.1,/ )
  WRITE(6,653)HVCD
653 FORMAT(10X,'ENTALPIA DO VAPOE NA SAIDA DA TURBINA. . . (KJ/KG) ',
  *F7.1,/ )
  WRITE(6,654)SLCD
654 FORMAT(10X,'ENTROPIA DO LIQUIDO NA SAIDA DA TURBINA . (KJ/KG K) ',
  *F7.1,/ )
  WRITE(6,655)SVCD
655 FORMAT(10X,'ENTROPIA DO VAPOE NA SAIDA DA TURBINA. . (KJ/KG K) ',
  *F7.1,/ )
  WRITE(6,661)TICD
661 FORMAT(10X,'TITULO DO VAPOE NA SAIDA DA TURBINA . . . . . (°) ',
  *F8.2,/ )
  DO 680 I=1,GREG
    WRITE(6,670)I,TIEX(I)
670 FORMAT(10X,'TITULO DO VAPOE NA EXTRACAO ',I2,' . . . . . (°) ',
  *F8.2,/ )
680 CONTINUE
  WRITE(6,681)E,CG
681 FORMAT(10X,'CURVA DE EXPANSAO H=' ,F17.9,' - ',F16.10,' S',6(/))

```

C PRF-DIMENSIONAMENTO DO GEPADCP DE VAPOR  
C  
C

```

WRITE(6,690)
690 FORMAT(19X,'PRF-DIMENSIONAMENTO DO GEPADCP DE VAPOR',4(//))
WRITE(6,700)PRAD
700 FORMAT(10X,'PRESSAO NO GEPADCP DE VAPOR. . . . . (MPA)',F7.1,/)
WRITE(6,710)TAD
710 FORMAT(10X,'TEMPERATURA NO GEPADCP DE VAPOR . . . . (C)',F7.1,/)
WRITE(6,720)MAD
720 FORMAT(10X,'VAZAO DE VAPOR GEPADA . . . . . (KG/S)',F8.2,/)
WRITE(6,730)TIAD
730 FORMAT(10X,'TITULO DO VAPOR GEPADO. . . . . (%)',F8.2,/)
WRITE(6,740)QE
740 FORMAT(10X,'POTENCIA DO GEPADCP DE VAPOR. . . . . (KW)',F9.0,/)
PRTUPK
END

```

C  
C SUB-ROTINA "IMPCON"  
C \*\*\*\*\*  
C

C OBJETIVO: IMPRESSAO DOS DADOS DE ENTRADA E SAIDA DO PRE-DIMENSIO-  
C ===== NAMENTO DO CONDENSADOR.  
C  
C

C  
C SUBROUTINE IMPCON (MCD,TICD,PECD,MAT,BWG,PASS,TEF,VELTU,  
\* VELBO,CCI,UGCD,TSE,CTC,DPTOT,ACD,DICTU,  
\* CTU,NTU,IICD,DIEC)  
C IMPLICIT REAL\*8 (A-H,K,C-Z)  
C REAL\*8 MCD,MAT,NTU

C  
C IMPRESSAO DOS DADOS DE ENTRADA  
C

```

WRITE(6,10)
10 FORMAT('1',20(//),9X,'DADOS DE ENTRADA PARA O PRE-DIMENSIONAMENTO D
*O CONDENSADOR',//////)
WRITE(6,20)MCD
20 FORMAT(15X,'VAZAO DE VAPOR DE ADMISSAO . . (KG/S)',F8.2,/)
TICD=TICD*100.0
WRITE(6,30)TICD
30 FORMAT(15X,'TITULO DO VAPOR DE ADMISSAO . . (%)',F8.2,/)
WRITE(6,40)PECD
40 FORMAT(15X,'PRESSAO NO CONDENSADOR . . . . (MPA)',F9.3,/)
WRITE(6,50)MAT
50 FORMAT(15X,'MATERIAL DOS TUBOS . . . . .',3X,A8,/)
WRITE(6,60)BWG
60 FORMAT(15X,'ESPESURA DOS TUBOS. . . . .',3X,'BWG',F4.0,/)
WRITE(6,70)PASS
70 FORMAT(15X,'NUMERO DE PASSES NOS TUBOS . . . . .',F6.0,/)
WRITE(6,80)TEF
80 FORMAT(15X,'TEMPERATURA ENTRADA AGUA . . . . (C)',F7.1,/)
WRITE(6,90)VELTU
90 FORMAT(15X,'VELOCIDADE DA AGUA NOS TUBOS. . (M/S)',F8.2,/)
WRITE(6,100)VELBO
100 FORMAT(15X,'VELOCIDADE DA AGUA NOS BOCALIS . (M/S)',F8.2,/)

```

C  
C IMPRESSAO DOS DADOS DE SAIDA  
C

```

WRITE(6,110)
110 FORMAT('1',10(//),12X,'DADOS DE SAIDA DO PRE-DIMENSIONAMENTO DO CON

```

```

*DENSAADOR',7(/)
WRITE(6,120)
120 FORMAT(21X,'CARACTERISTICAS TERMO-HIDRAULICAS',////)
WRITE(6,130)QCD
130 FORMAT(12X,'CARGA TERMICA . . . . . (KW)',F8.0,/)
WRITE(6,140)UGCD
140 FORMAT(12X,'COEF GLOBAL DE TRANSM DE CALOR. . . (W/M2 C)',F8.0,/)
WRITE(6,150)TSF
150 FORMAT(12X,'TEMPERATURA DE SAIDA DA AGUA . . . . . (C)',F9.1,/)
WRITE(6,160)GTO
160 FORMAT(12X,'VAZAO DE AGUA DE RESFRIAMENTO. . . . (M3/H)',F9.1,/)
WRITE(6,170)DPICT
170 FORMAT(12X,'PERDA DE CARGA TOTAL . . . . . (MPA)',F11.3,/)
WRITE(6,180)ACD
180 FORMAT(12X,'AREA DE TROCA DE CALOR . . . . . (M2)',F8.0,
*6(/)
WRITE(6,190)
190 FORMAT(24X,'CARACTERISTICAS DIMENSIONAIS',////)
WRITE(6,200)DICTU
200 FORMAT(12X,'DIAMETRO DOS TUBOS . . . . . (POI)',F11.3,/)
WRITE(6,210)CTU
210 FORMAT(12X,'COMPRIMENTO EFETIVO DOS TUBOS . . . . . (M)',F11.3,/)
WRITE(6,220)NTU
220 FORMAT(12X,'NUMERO DE TUBOS. . . . . ',F8.0,/)
WRITE(6,230)DICD
230 FORMAT(12X,'DIAMETRO DO CONDENSADOR . . . . . (M)',F10.2,/)
WRITE(6,240)DIRO
240 FORMAT(12X,'DIAMETRO DOS ECCAIS. . . . . (PCI)',F9.1)
RETURN
END

```

C  
C  
C  
C  
C  
C  
C  
C

```

SUP-ROTEINA "IMPHET"
*****

```

```

OBJETIVO: IMPRESSAO DOS DADOS DE ENTRADA E DE SAIDA DO PRE-DIMEN-
===== SIONAMENTO DOS PRE-AQUECEDORES.

```

```

SUBROUTINE IMPHET (MAD,UGPQ,DREQ,DTPQ,TSAT,TSPO,TEPO,CPO,PREX,
* FRAMA,APC,DTUPO,CTUPO,NTUPO,PATPC,DEQ,GREG)
IMPLICIT REAL*8 (A-H,K,O-7)
REAL*8 MAD,NTUPO(10)
INTEGER GREG
DIMENSION TSPO(10),TSAT(10),REQ(10),DTUPO(10),CTUPO(10),
* DPO(10),PREX(10),FRAMA(10),TEPO(10),PATPC(10),
* UGPQ(10)

```

C  
C  
C  
C  
C

```

IMPRESSAO DOS DADOS DE ENTRADA PARA O PRE-DIMENSIONAMENTO DOS PRE-
AQUECEDORES.

```

```

WRITE(6,10)
10 FORMAT('1',7(/),7X,'DADOS DE ENTRADA PARA O PRE-DIMENSIONAMENTO DO
*S PRE-AQUECEDORES',////)
WRITE(6,20)EAD
20 FORMAT(10X,'VAZAO DE AGUA NOS TUBOS . . . . . (KG/S)',
*F8.2,/)
WRITE(6,40)DHPQ
40 FORMAT(10X,'DIF DE ENTALPIA DA AGUA POR PRE-AQ. . . (KJ/KG)',
*F7.1,/)

```

```

WRITE(6,50)DTPO
50 FORMAT(10X,'DIF DE TEMPERATURA DA AGUA POR PRE-AQ. . -( C) ',
  *F7.1,/)
DO 70 I=1,GREG
  WRITE(6,60)I,TSAT(I)
60  FORMAT(10X,'TEMP NO CASCO DO PRE-AQUECEDOR ',I2,' . . . . ( C) ',
  *F7.1,/)
70 CONTINUE
DO 100 I=1,GPEG
  WRITE(6,80)I,TEPC(I)
80  FORMAT(10X,'TEMP NA ENTRADA DCS TUBCS DO PRE-AQ ',I2,' . . ( C) ',
  *F7.1,/)
  WRITE(6,90)I,TSFC(I)
90  FORMAT(10X,'TEMP NA SAIDA DCS TUBCS DO PRE-AQ ',I2,' . . ( C) ',
  *F7.1,/)
100 CONTINUE

C
C  IMPRESSAO DOS DADOS DE SAIDA
C
  WRITE(6,110)
110 FORMAT(10(//),8Y,'DADOS DE SAIDA DO PPF-DIMENSIONAMENTO DOS PRE-AQU
  *ECEDORES',////////)
  WRITE(6,120)
120 FORMAT(27X,'CARACTERISTICAS GERAIS',////////)
  WRITE(6,130)OPC
130 FORMAT(10X,'CAPGA TERMICA . . . . . (KW) ',F9.0,/)
  WRITE(6,140)MAD
140 FORMAT(10X,'VAZAO DE AGUA NOS TUBCS. . . . . (KG/S) ',F9.2,/)
  WRITE(6,150)
150 FORMAT(10X,'MATERIAL DOS TUBCS . . . . . ACC CARBONO'
  *,/)
  WRITE(6,160)
160 FORMAT(10X,'ESPESURA DOS TUBCS. . . . . BWG 18',
  *////)
  WRITE(6,170)
170 FORMAT(11X,'CARACTERISTICAS TERMO-HIDRAULICAS POR PRE-AQUECEDOR',/
  *////)
DO 200 I=1,GREG
  WRITE(6,190)I,PREX(I)
190  FORMAT(10X,'PRESSAO NO CASCO DO PRE-AQUECEDOR ',I2,' . . . (MPA) '
  *,F8.2,/)
200 CONTINUE
DO 230 I=1,GPEG
  WRITE(6,220)I,PFAMA(I)
220  FORMAT(10X,'VAZAO DE VAZAO NO PPF-AQUECEDOR ',I2,' . . . . (KG/S) '
  *,F8.2,/)
  WRITE(6,225)I,UGFC(I)
225  FORMAT(10X,'COEFIC GLOBAI NO PPF-AQUECEDOR ',I2,' . . . (W/M2 C) '
  *,F9.0,/)
230 CONTINUE
  WRITE(6,250)
250 FORMAT(8(//),15X,'CARACTERISTICAS DIMENSIONAIS POR PRE-AQUECEDOR',
  *6(//)
DO 300 I=1,GPEG
  WRITE(6,240)I,APQ(I)
240  FORMAT(10X,'AREA DE TROCA DE CALOR DO PRE-AQ ',I2,' . . . (M2) ',
  *F10.2,/)
  WRITE(6,260)I,DTUBC(I)
260  FORMAT(10X,'DIAMETRO DOS TUBCS DO PRE-AQUECEDOR ',I2,' . . (MM) ',
  *F11.3,/)

```

```

WRITE(6,265) I, PATPQ(I)
265 FORMAT(10X, 'PASSO DOS TUBOS DO PRE-AQUECEDOR ', I2, ' . . . (MM) ',
 *F11.3, /)
WRITE(6,270) I, CTUFG(I)
270 FORMAT(10X, 'COMP EFETIVO TUBOS DO PRE-AQUECEDOR ', I2, ' . . . (M) ',
 *F11.3, /)
WRITE(6,280) I, NTUFG(I)
280 FORMAT(10X, 'NUMERO DE TUBOS DO PRE-AQUECEDOR ', I2, ' . . . . . ',
 *F8.0, /)
WRITE(6,290) I, DEQ(I)
290 FORMAT(10X, 'DIAMETRO DO PRE-AQUECEDOR ', I2, ' . . . . . (M) ',
 *F10.2, //)
300 CONTINUE
RETURN
END

```

C  
C  
C  
C  
C  
C  
C  
C

```

SUB-ROTINA "IMPUMP"
*****

```

```

OBJETIVO: IMPRESSAO DO PRE-DIMENSIONAMENTO DAS BOMBAS.
=====

```

```

SUBROUTINE IMPUMP (DFCD, DHEEC, MCABEC, GBFC, POTREC, PRAD, DHEAA,
 * MCAEAA, GEAA, POTERA, PCAEAC, GTC, POTFAC)
IMPLICIT REAL*8 (A-H, K, O-Z)
REAL*8 MCABEC, MCAEAA, MCAEAC

```

C  
C  
C

```

IMPRESSAO DOS DADOS DE SETA

```

```

WRITE(6,110)
110 FORMAT('1', 2 (/), 22X, 'PRE-DIMENSIONAMENTO DAS BOMBAS', //)
WRITE(6,120)
120 FORMAT(22X, 'BOMBA DE EXTRAÇÃO DE CONDENSADO', //)
WRITE(6,130) DFCD
130 FORMAT(12X, 'PRESSAO A MONTANTE. . . . . (MPA)', F10.3, /)
WRITE(6,135)
135 FORMAT(12X, 'PRESSAO A JUSANTE . . . . . (MPA) 0.5',
 */)
WRITE(6,136) DHEEC
136 FORMAT(12X, 'SAÍTO ENTALPICO . . . . . (KJ/KG)', F8.1, /)
WRITE(6,140) MCAEAC
140 FORMAT(12X, 'ALTURA MANOMÉTRICA. . . . . (MCA)', F7.0, /)
WRITE(6,160) GBFC
160 FORMAT(12X, 'VAZÃO VOLUMÉTRICA. . . . . (M3/H)', F8.1, /)
WRITE(6,170)
170 FORMAT(12X, 'RENDIMENTO ESTIMADO. . . . . (%) 54.', /)
WRITE(6,180) POTREC
180 FORMAT(12X, 'POTENCIA APROXIMADA. . . . . (KW)', F8.1, //)
WRITE(6,190)
190 FORMAT(25X, 'BOMBA DE AGUA DE ALIMENTAÇÃO', //)
WRITE(6,200)
200 FORMAT(12X, 'PRESSAO A MONTANTE. . . . . (MPA) 0.5',
 */)
WRITE(6,210) PRAD
210 FORMAT(12X, 'PRESSAO A JUSANTE . . . . . (MPA)', F8.1, /)
WRITE(6,211) DHEAA
211 FORMAT(12X, 'SAÍTO ENTALPICO . . . . . (KJ/KG)', F8.1, /)
WRITE(6,220) MCAEAA
220 FORMAT(12X, 'ALTURA MANOMÉTRICA. . . . . (MCA)', F7.0, /)

```

```

WRITE (6,230) GEAR
230 FORMAT(12X,'VAZAO VOLUMETRICA. . . . . (M3/H)',P8.1,/)
WRITE (6,240)
240 FORMAT(12X,'RENDIMENTO ESTIMADO. . . . . (%) 65.',/)
WRITE (6,250) POTENEA
250 FORMAT(12X,'POTENCIA APROXIMADA. . . . . (KW)',P8.1,///)
WRITE (6,260)
260 FORMAT(24X,'FORMA DE AGUA DE CIRCULACAO',/)
WRITE (6,270) CABAC
270 FORMAT(12X,'ALTURA MANOMETRICA. . . . . (MCA)',P7.0,/)
WRITE (6,280) GTO
280 FORMAT(12X,'VAZAO VOLUMETRICA. . . . . (M3/H)',P8.1,/)
WRITE (6,290)
290 FORMAT(12X,'RENDIMENTO ESTIMADO. . . . . (%) 70.',/)
WRITE (6,300) POTENEA
300 FORMAT(12X,'POTENCIA APROXIMADA. . . . . (KW)',P8.1,/)
RETURN

```

```

*****
* BLOCO DE DADOS DO MODELO FFCJET *
*****

```

```

BLOCK DATA
IMPLICIT REAL * 8 (A-H,K,C-Z)

```

```

COMMON /LINS/ TC1,PC1,Z1,Z2,Z3,Z4,Z5,Z6,Z7,Z8,Z9
DATA TC1/647.30,PC1/22.12,
* Z1/-7.69123456E+00,Z2/-2.608023696E+01,
* Z3/-1.681706546E+02,Z4/ 6.423285504E+01,
* Z5/-1.189646225E+02,Z6/ 4.167117320E+00,
* Z7/ 2.097506760E+01,Z8/ 1.E+09,Z9/ 6./

```

```

COMMON /SATOP/ A0,A1,A2,A7,B0,B1,E2,F3,E4,B5,C0,C1,C2,C3,C4,C5,D0,
* D1,D2,D3,D4,I5,I6,E0,E1,E2,F3,E4,E5,F0,F1,F2,F3,F4,
* F5,G0,G1,G2,G3,G4,G5,G6,K0,K1,K2,K3,K7,F,K4
DATA A0/+8.286568E+01,A1/+1.028003E+01,A2/-1.148776E+01,
* A7/-7.821541E+00,P0/+2.20732 E+00,P1/-2.117187E-01,
* F2/-2.166605E-03,B3/+1.619692E-04,E4/+4.899800E-05,
* P5/+3.691725E-06,C0/-3.15399 E+C3,C1/+2.913765E+04,
* C2/-1.224973E+05,C3/+2.984568E+05,C4/-3.632168E+05,
* C5/+1.785296E+05,DC/+2.71288 E-C3,D1/-2.51341 E-02,
* D2/+1.590227E-01,D3/-5.625152E-C1,I4/+1.162960E+00,
* P5/-1.299799E+00,D6/+6.110896E-C1,P0/-1.154816E+01,
* E1/+9.615764E+01,E2/-3.418428E+C2,F3/+7.197764E+02,
* F4/-7.973969E+02,E5/+3.440519E+02,P0/+6.010277E+03,
* F1/-4.74930 E+04,F2/+2.388416E+05,F3/-5.704046E+05,
* F4/+6.772865E+05,F5/-3.264862E+05,G0/+2.960815E+01,
* G1/-1.327532E+02,G2/+1.680140E+02,G3/+6.151844E+02,
* G4/-2.409461E+03,G5/+3.125479E+C3,G6/-1.470736E+03,
* K0/0.9997,K1/-0.029,K2/-0.2,K3/-10.,K7/0.27315,
* F/0.46151,K4 /-4.4E+12/

```

```

COMMON /SUDEF/ F0S,K1S,K2S,F3S,K4S,I0S,F1S,F2S,F3S,C0S,C1S,C2S
DATA F0S/+2.12787E+03,K1S/+1.48285E+C3,K2S/+3.79026E+02,
* F3S/+4.61740E+01,K4S/+1.08161E+C4,F0S/+3.23700E-04,
* F1S/+2.50000E-04,F2S/-1.13540E-C3,F3S/-4.38100E-04,
* C0S/+5.60840E-06,C1S/-2.59930E-C8,C2S/-1.26040E-08/

```

```
END
```

**CE Listagem do Módulo SIMULA**

```

C*****
C*****
C**
C**          PROGRAMA LUNEG - MODULO SIMULA
C**
C*****
C*****
C
C  OBJETIVO:
C  =====
C
C  O OBJETIVO DESTA SEGUNDA PARTE DO PROGRAMA LUNEG E' SIMULAR A
C  OPERACAO DOS EQUIPAMENTOS BASICOS DA PLANTA DE GERACAO DE ENERGIA
C  EM CARGAS PARCIAIS.
C
C  IMPLICIT REAL*8 (A-H,I,G-Z)
C  REAL*8 PAF,MAD,MAIP,MADN,KUTP(10),KTOPQ(10),NTU,MAT
C  INTEGER GREG
C  COMMON /ENTRAD/ ALFAK(10),FEYN(10),FCTGER,POTGPN,ETGERN,
C  *              YCD,SICD,SVCT,RICD,HVCD,IG,P,
C  *              HSVALK,MADN,FSVALK,PPCK,TIADN,GREG
C
C  COMMON /SATUR/ A0,A1,A2,A7,PC,E1,E2,E3,E4,E5,C0,C1,C2,C3,C4,C5,D0,
C  *              D1,D2,D3,D4,F5,D6,EC,F1,F2,E3,E4,F5,F0,F1,F2,F3,F4,
C  *              F5,G0,G1,G2,G3,G4,G5,G6,F0,K1,K2,K3,K7,F,K4,
C  *              F0,E1,H2,H3,F4,F5,H6,H7
C
C  DIMENSION X(40),FC(40),A(40,40),W(4000),DH(11),HEX(10),SEX(10),
C  *          SLEX(10),SVEY(10),TIEX(10),YEX(10),HLEX(10),HVEX(10),
C  *          FEY(10),AK(10),F(10),TEFC(10),TSPQ(10),FRAMA(10),
C  *          TEX(10),HSPQ(10),APC(10),DTUPQ(10),CTUPQ(10),DPQ(10)
C  READ(5,10)GREG,STEP,STPMAX,ACC,MAXFUN,IPRINT
10 FORMAT(I2,1X,F6.4,1X,F6.3,1X,F13.11,1X,I4,1X,I4)
WRITE(6,15)GREG,STEP,STPMAX,ACC,MAXFUN,IPRINT
15 FORMAT('1',3(/),1X,'DADOS DE ENTRADA DA SIMULACAO',/,
C  *      1X,'GREG= ',I2,/,
C  *      1X,'STEP= ',F6.4,/,
C  *      1X,'STPMAX= ',F6.3,/,
C  *      1X,'ACC= ',F13.11,/,
C  *      1X,'MAXFUN= ',I4,/,
C  *      1X,'IPRINT= ',I2,/)
READ(5,20)HSVAIN,PEADN,TIATN,TADN,POTGER,ETGERN,POTGPN
20 FORMAT(F6.4,1X,F4.2,1X,F4.2,1X,F5.1,1X,F8.1,1X,F6.4,1X,F8.1)
READ(5,23)(ALFAK(I),I=1,GREG)
23 FORMAT(10(F6.4,1X))
WRITE(6,25)HSVAIN,PRADN,TIADN,TADN,FCTGER,ETGERN,POTGPN
25 FORMAT(1X,'HSVALK= ',F6.4,/,
C  *      1X,'PRADN= ',F4.2,/,
C  *      1X,'TIADN= ',F4.2,/,
C  *      1X,'TADN= ',F5.1,/,
C  *      1X,'POTGER= ',F8.1,/,
C  *      1X,'ETGERN= ',F6.4,/,
C  *      1X,'POTGPN= ',F8.1,/)

```

```

WRITE (6,27) (ALFAN (I) ,J=1,GREG)
27 FORMAT (1X, 'ALFAN= ', 10(F6.4, 1X))
READ (5,30) MADN, PSVALN, PRCDF, DRPEC, DRBAA
30 FORMAT (F5.2, 1X, F4.2, 1X, F5.3, 1X, F6.4, 1X, F6.4)
CALL SATURA (PRCDF, HLCD, HVCD, SLCD, SVCD, VL, VV)
PPAD (5,31) TG, P
31 FORMAT (F20.17, 1X, F19.16)
READ (5,33) (PRFXN (I) ,I=1,GREG)
33 FORMAT (10 (F5.3, 1X))
WRITE (6,35) MADN, PSVALN, PRCDF, ELCD, HVCD, SLCD, SVCD, DRPEC, DRBAA, TG, P
35 FORMAT (1X, 'MADN= ', F5.2, /,
*      1X, 'PSVALN= ', 1X, F4.2, /,
*      1X, 'PRCDF= ', F5.3, /,
*      1X, 'HLCD= ', F6.4, /,
*      1X, 'HVCD= ', F6.4, /,
*      1X, 'SLCD= ', F4.2, /,
*      1X, 'SVCD= ', F4.2, /,
*      1X, 'DRPEC= ', F6.4, /,
*      1X, 'DRBAA= ', F6.4, /,
*      1X, 'TG= ', F20.17, /,
*      1X, 'P= ', F19.16, /)
WRITE (6,37) (PRFXN (I) ,I=1,GREG)
37 FORMAT (1X, 'PRFXN= ', 10 (F5.3, 1X))
READ (5,40) TAPN, ETACIC, DPTCT
40 FORMAT (F5.1, 1X, F6.4, 1X, F10.6)
WRITE (6,50) TAPN, ETACIC, DPTCT
50 FORMAT (1X, 'TAPN= ', F5.1, /,
*      1X, 'ETACIC= ', F6.4, /,
*      1X, 'DPTCT= ', F10.6, /)
READ (5,55) MAT, FWG, PASS, ACC, DICTU, CTU, MTU, LICD, DIBO
55 FORMAT (A8, 1X, F3.0, 1X, F2.0, 1X, F4.0, 1X, F5.3, 1X, F5.3, 1X, F5.0, 1X, F4.2,
*      F4.2)
PPAD (5,56) (APQ (I) ,J=1,GREG)
56 FORMAT (10 (F5.2, 1X))
READ (5,57) (DTUPO (I) ,I=1,GREG)
57 FORMAT (10 (F6.4, 1X))
PPAD (5,58) (CTUPO (I) ,I=1,GREG)
58 FORMAT (10 (F4.2, 1X))
READ (5,59) (NTUPO (I) ,I=1,GREG)
59 FORMAT (10 (F5.0, 1X))
READ (5,60) (DPQ (I) ,I=1,GREG)
60 FORMAT (10 (F5.2, 1X))
CALL NUREQ (GREG, N)
CALL INICJA (GREG, X)
CALL CALFUN (N, X, FC)
CALL NSO1AD (N, X, FC, A, STEP, STEMAX, ACC, MAXFUN, IPRINT, W)

```

```

C
C
C
C
MUDANCA DE VARIÁVEIS X(I) PARA ALFANUMÉRICAS
*****

```

```

MAD=X (1)
POTIF=X (2)
ETAGFF=X (3)
DE (1) =X (4)
HEX (1) =X (5)
SFX (1) =X (6)
SLEX (1) =X (7)
SVFY (1) =X (8)
TIEX (1) =X (9)
YEX (1) =X (10)
PREX (1) =X (11)

```

```

C
IP (GREG. NE. 1) GOTO 65
HLPY (1) = X (12)
HVPY (1) = X (13)
DE (2) = X (14)
HCD = X (15)
SCD = Y (16)
XCD = Y (17)
GOTO 66

C
C
C
65 PPFY (2) = X (12)
HLPY (1) = X (13)
HVPY (1) = X (14)
DH (GREG+1) = Y (15)
HEY (GREG) = Y (16)
HCD = X (17)
SCD = Y (18)
XCD = Y (19)
66 F=10
DO 120 I=2, GREG
    F=F+10
    DE (I) = X (F)
    IF (I-1) .EQ. 1) GOTO 70
    HEY (I-1) = X (F-9)
70 IF (I .EQ. GREG) GOTO 80
    HFX (I) = X (F+1)
    GOTO 90
80 F=F-1
90 SEY (I) = X (F+2)
    SLEF (I) = X (F+3)
    TEFY (I) = X (F+4)
    SVFY (I) = X (F+5)
    YFY (I) = X (F+6)
    IF (I+1) .GT. GREG) GOTO 100
    PPFY (I+1) = X (F+7)
    GOTO 110
100 F=F-1
110 HVEY (I) = X (F+8)
    HLPY (I) = Y (F+9)
120 CONTINUE

C
DO 130 I=1, GREG
    U=4.0
    AN (I) = 55.10
    FFAMA (I) = ALFAK (I) * MAD

C
NUTP (I) = (U * AN (I)) / (4.1867 * PAIR ** 0.8 * MAE ** 0.2)
E (I) = 1.0 - DFXP (-NUTP (I))
CALL LINSAT (PPFY (I), TEFY (I))
CALL LINSAT (PRCDR, TCD)
TEY (I) = TEFY (I) - 273.0
TCD = TCD - 273.0
TEPQ (GREG) = TCD + DRFEK / 4.1868
TSPQ (I) = TEPQ (I) + F (I) * (TEY (I) - TEPQ (I))
HSPQ (1) = TSPQ (1) * 4.1867
130 CONTINUE
HSVALK = HSVALK * 1000.0
POTGV = MAD * (HSVALK - HSPQ (1))

```

```

MAR=MAD*(1-ALFAN(1))*(HCD-ELCD)*3600.0/(4.1867*(33.3-17.0))
POTBEC=DHBEC*MAD/(0.54*0.97)
POTFAA=DHPAA*MAD/(0.65*0.97)
POTBAC=MAR*DPTOT*(10.0*0.0017*1.07+04*4.1867)/(3.6*427.0*0.7*0.97)
POTGER=POTGER*1000.0
REGLOP=(POTGER-POTBEC-POTFAA-FCIBAC)/POTGV

```

C

```

CALL IMPSIM (APQ,DTUPO,CTUPC,FTUPO,DPC,ISPO,TEX,HEX,PRFX,FRAMA,
*          TEPC,HSPQ,NUTI,E,IFADY,TAIN,MAT,BWG,PASS,TAPN,ACD,
*          DIOTU,CTU,KTU,IICD,DIRC,DEBFC,DEBAA,STEF,STEMAX,ACC,
*          MAD,REGLOP,PTAGFF,ETACIC,FCITGV,FCIBEC,POTFAA,POTBAC,
*          MAF,MAXFUN,IPFINT)

```

```

STOP
END

```

C

C

C

C

C

C

C

C

C

C

C

C

C

C

C

C

C

C

C

C

C

C

C

C

C

C

C

C

C

C

```

SUBROUTINE "NOPEC"
*****

```

```

OBJETIVO: FORNECER O NUMERO DE EQUACCS.
=====

```

```

SUBROUTINE NOPEC(GREG,N)
IMPLICIT REAL * 8 (A-H,K,C-Z)
INTEGER GREG
N=(10*GREG)+7
WRITE(6,10)N
10 FORMAT(1X,'NUMERO DE EQUACCS= ',I3,/)
RETURN
END

```

C

C

C

C

C

C

C

C

C

C

```

SUBROUTINE "INICIA"
*****

```

```

OBJETIVO: FORNECER OS VALORES INICIAIS DAS VARIÁVEIS.
=====

```

```

SUBROUTINE INICIA(GREG,Y)
IMPLICIT REAL * 8 (A-H,K,C-Z)
INTEGER GREG
DIMENSION X(40)

```

```

CALL START(X)
IF(GFIG.NE.1) GOTO 10
X(12)=X(13)
X(13)=X(14)
X(14)=X(15)
Y(15)=X(17)
X(16)=X(18)
X(17)=X(19)
GOTO 20

```

```

10 CALL STAF4(GFIG,Y)
20 WRITE(6,*)X
RETURN
END

```

C  
C  
C  
C  
C  
C  
C  
C

```

SUP-ROUTINA "START"
*****

```

```

OBJETIVO: FORNECER OS VALORES DE PARTIDA DAS VARIÁVEIS DOS GRUPOS
===== 1,2 E 3.

```

```

SUBROUTINE START(X)
IMPLICIT REAL * P (A-H,F,O-Z)
DIMENSION X(40)

```

```

CMC X(1)=55.0 KG/S (MAD)
X(1)=55.0
CMC X(2)=25.0 MW (POTTE)
X(2)=25.0
CMC X(3)=97.0/100.0 (ETAGER)
X(3)=0.97
CMC X(4)=0.350 MJ/KG (DH1)
X(4)=0.5
CMC X(5)=2.45 MJ/KG (HEX1)
X(5)=2.45
CMC X(6)=7.0 KJ/KG K (SFX1)
X(6)=7.0
CMC X(7)=1.8 KJ/KG K (SLEX1)
X(7)=1.8
CMC X(8)=6.5 KJ/KG K (SVEX1)
X(8)=6.5
CMC X(9)=95.0/100.0 (TIFX1)
X(9)=0.95
CMC X(10)=0.48 (YEX1)
X(10)=0.48
CMC X(11)=1.9 MPA (PEX1)
X(11)=1.9
CMC X(12)=1.6 MPA (PEX2)
X(12)=1.6
CMC X(13)=0.800 MJ/KG (HLEX1)
X(13)=0.800
CMC X(14)=2.750 MJ/KG (HVEX1)
X(14)=2.750
CMC X(15)=0.200 MJ/KG (DHG+1)
X(15)=0.200
CMC X(16)=2.500 MJ/KG (HEXG)
X(16)=2.500
CMC X(17)=2.350 MJ/KG (ECD)
X(17)=2.350
CMC X(18)=7.5 KJ/KG Y (SCD)
X(18)=7.5

```

```

CMC X (19) = 80.0/100.0 (XCD)
X (19) = 0.8
PRTWRN
END

```

```

C
C SUP-PCINA "STAF74"
C *****
C
C OBJETIVO: FORNECER OS VALORES DE PARTIDA DAS VARIÁVEIS DO GRUPO 4.
C =====
C
C

```

```

SUBROUTINE STAF74 (GREG, X)
IMPLICIT REAL * 8 (A-H, K, C-7)
INTEGER GREG, F
DIMENSION X(40)
F=10
DO 50 I=2, GREG

```

```

    F=F+10
CMC Y (F) = 0.090 MJ/KG K (DHI)
    Y (F) = .090
    IF (7.EQ.GREG) GOTO 10
CMC Y (F+1) = 2.500 MJ/KG (HFX1)
    X (F+1) = 2.500
    GOTO 20
    10 F=F-1
CMC20 Y (F+2) = 7.0 KJ/KG K (SEXI)
    20 Y (F+2) = 7.0
CMC Y (F+3) = 1.5 KJ/KG K (SLFYI)
    X (F+3) = 1.5
CMC Y (F+4) = 93.0/100.0 (XRXI)
    Y (F+4) = 0.93
CMC Y (F+5) = 7.0 KJ/KG K (SVEXI)
    X (F+5) = 7.0
CMC Y (F+6) = 0.5 (YEXI)
    X (F+6) = 0.5
    IF (1.NE.GREG) GOTO 30
    F=F-1
    GOTO 40
CMC Y (F+7) = 1.9 (PEXI)
    30 Y (F+7) = 1.9
CMC Y (F+8) = 2.700 MJ/KG (HVEXI)
    40 X (F+8) = 2.700
CMC Y (F+9) = 0.500 MJ/KG (HIFYI)
    X (F+9) = 0.500
50 CONTINUE
PRTWRN
END

```

```

C
C SUB-PCINA "CAIFON"
C *****
C
C OBJETIVO: CALCULAR OS VALORES DAS FUNCOES PARA AS VARIÁVEIS
C ===== DADAS PELO VETOR X.
C
C

```

```

SUBROUTINE CAIFON (N, X, FC)
IMPLICIT REAL * 8 (A-H, K, C-2)
REAL * 8 MADE
INTEGER GREG

```

```

COMMON /ENTRAD/ ALFAN (10),PREYN (10),FCTGEE,POTGFN,ETGERN,
* YCD,SLCD,SVCD,FLCD,HVCD,TG,B,
* HSVAIN,MADN,FSVAIN,PECEN,TIADN,GFEG

```

```

DIMENSION X(40),FC(40)

```

```

CALL GRUPO1(X,FC)

```

```

CALL GRUPO2(X,FC)

```

```

CALL GRUPO3(X,FC)

```

```

IF (GFEG.EQ.1) RFTURN

```

```

CALL GRUPO4(X,FC)

```

```

RFTURN

```

```

END

```

```

SUBROUTINE "GRUPC1"

```

```

*****

```

```

OBJETIVO: GERAR AS FUNCOES DO GRUPO 1, FEM COMO CALCULAS

```

```

===== SEUS VAIORES.

```

```

SUBROUTINE GRUPO1(X,FC)

```

```

IMPLICIT REAL * 8 (A-H,K,O-Z)

```

```

REAL * 8 MADN

```

```

INTEGER GFEG,TF

```

```

COMMON /ENTRAD/ ALFAN (10),PREYN (10),FCTGEE,POTGFN,ETGERN,
* YCD,SLCD,SVCD,FLCD,HVCD,TG,B,
* HSVAIN,MADN,FSVAIN,PECEN,TIADN,GFEG

```

```

COMMON /SATUP/ A0,A1,A2,A7,E0,E1,E2,E3,E4,E5,C0,C1,C2,C3,C4,C5,D0,

```

```

* E1,E2,E3,E4,E5,E6,E0,E1,E2,E3,E4,E5,E0,E1,E2,E3,E4,

```

```

* F5,G0,G1,G2,G3,G4,G5,G6,K0,K1,K2,K3,K7,T,K4,

```

```

* H0,H1,H2,H3,H4,H5,H6,H7

```

```

DIMENSION X(40),FC(40)

```

```

CALL TRASP(GFEG,ALFAN,X,TRASP)

```

```

FC(1)=X(2)-X(1)*TRASP

```

```

FC(2)=X(2)-POTGEE/X(3)

```

```

FC(3)=X(3)-ETGERN*(95.0+5.0*FCTGEE/POTGFN)/100.0

```

```

RFTURN

```

```

END

```

```

SUBROUTINE "TRASP"

```

```

*****

```

```

OBJETIVO: GERAR A EQUACAO 1 DO GRUPO 1 COM VARIAVEIS X.

```

```

=====

```

```

SUBROUTINE TRASP(GFEG,ALFAN,X,TRASP)

```

```

IMPLICIT REAL * 8 (A-H,K,O-Z)

```

```

INTEGER GFEG,PK

```

```

DIMENSION ALFAN (10),X(40),IAE(11)

```

```

DAE(1)=X(4)

```

```

IF (GFEG.EQ.1) GOTO 15

```

```

PK=10

```

```

DO 10 I=2,GFEG

```

```

    PK=PK+10

```

```

    DAE(I)=X(PK)

```

```

10 CONTINUE

```

```

    GOTO 20

```

```

15 DAE(2)=X(14)

```

```

    GOTO 30

```

```

20 DAE(GFEG+1)=X(15)

```

```

30 TRASP=DAE(1)

```



C  
C  
C  
C  
C  
C

\*\*\*\*\*

OBJETIVO: GERAR AS FUNCOES DO GRUPO 3 FEM COMO CALCULAR  
===== SEUS VALORES

SUBROUTINE GRUPO3 (X,FC)

IMPLICIT REAL \* 8 (A-H,K,C-Z)

REAL \* 8 MADN

INTEGER GREG

COMMON /ENTRAD/ ALFAN (10), FREXN (10), IOTGEE, POTGRN, ETGEE, N,

\* YCD, SICD, SVCD, HLCD, HVCD, TG, F,

\* HSVALN, MADN, PSVALN, PRCIN, TIADN, GREG

COMMON /SATUR/ A0, A1, A2, A7, B0, B1, E2, E3, F4, P5, C0, C1, C2, C3, C4, C5, D0,

\* D1, D2, D3, D4, F5, D6, E0, E1, E2, E3, E4, E5, F0, F1, F2, F3, F4,

\* F5, G0, G1, G2, G3, G4, G5, G6, K0, K1, K2, K3, K7, F, K4,

\* H0, H1, H2, H3, H4, H5, H6, H7

DIMENSION X (40), FC (40)

IF (GREG.EQ. 1) GOTO 10

FC (14) = X (14) - X (5) + X (15)

FC (15) = X (15) - B + TG \* X (16)

FC (16) = SLCD + X (17) \* (SVCD - SICD) - X (16)

FC (17) = HLCD + X (17) \* (HVCD - HLCD) - X (15)

RETURN

10 FC (14) = X (15) - X (16) + X (17)

FC (15) = X (17) - B + TG \* X (18)

FC (16) = SLCD + X (19) \* (SVCD - SICD) - X (18)

FC (17) = HLCD + X (19) \* (HVCD - HLCD) - X (17)

RETURN

END

C  
C  
C  
C  
C  
C  
C

SUB-ROUTINA "GRUPO4"

\*\*\*\*\*

OBJETIVO: GERAR AS FUNCOES DO GRUPO 4 FEM COMO CALCULAR  
===== SEUS VALORES

SUBROUTINE GRUPO4 (X,FC)

IMPLICIT REAL \* 8 (A-H,K,C-Z)

REAL \* 8 MADN

INTEGER GREG, F

COMMON /ENTRAD/ ALFAN (10), FREXN (10), IOTGEE, POTGRN, ETGEE, N,

\* YCD, SICD, SVCD, HLCD, HVCD, TG, F,

\* HSVALN, MADN, PSVALN, PRCIN, TIADN, GREG

COMMON /SATUR/ A0, A1, A2, A7, B0, B1, E2, E3, F4, P5, C0, C1, C2, C3, C4, C5, D0,

\* D1, D2, D3, D4, F5, D6, E0, E1, E2, E3, E4, E5, F0, F1, F2, F3, F4,

\* F5, G0, G1, G2, G3, G4, G5, G6, K0, K1, K2, K3, K7, F, K4,

\* H0, H1, H2, H3, H4, H5, H6, H7

DIMENSION X (40), FC (40), DH (11), HEX (10), SEX (10), SLEX (10),

\* TIEX (10), SVFX (10), YEX (10), IFEX (10),

\* HVFX (10), HLEX (10)

F = 10

DO 110 I = 2, GREG

F = F + 10

DH (I) = X (F)

IF ( (I-1).EQ. 1) GOTO 20

HFY (I-1) = X (F-9)

GOTO 30

20 X (I-1) = X (5)

```

30  IF (I.EQ.GREG)GOTO 40
    HEX (I)=X (F+1)
    GOTC 50
40  HEX (X)=X (15)
    F=F-1
50  SEX (I)=X (F+2)
    SLEX (I)=X (F+3)
    TIEY (I)=X (F+4)
    SVEX (I)=X (F+5)
    YFY (I)=X (F+6)
    IF ( (I+1).GT.GREG)GOTO 70
    PRFX (I+1)=X (F+7)
    GOTC 80
70  PREX (I+1)=PRCDK
    F=F-1
80  IF ( (I-1).EQ.1)GOTO 90
    GOTC 100
90  PRFX (I)=X (12)
100  HVFX (I)=X (F+8)
    HLFY (I)=X (F+9)
110 CONTINUE
    TK=17
    DO 120 I=2,GREG
        FC (TK+1)=DH (I)-FEX (I-1)+HEX (I)
        FC (TK+2)=HEX (I)-E+IG*SFX (I)
        FC (TK+3)=SLEX (I)+TIEY (I)*(SVEX (I)-SLEX (I))-SEX (I)
        FC (TK+4)=SLEX (I)-E0-F1*YFY (I)-E2*YEX (I)**2-
        *           E3*YEX (I)**3-F4*YFX (I)**4-
        *           F5*YEX (I)**5
        FC (TK+5)=SVEX (I)-G0-G1*YIX (I)-G2*YFY (I)**2-
        *           G3*YEX (I)**3-G4*YFX (I)**4-
        *           G5*YEX (I)**5-G6*YEX (I)**6
        FC (TK+6)=YEX (I)-(H0+H1*PFY (I)+H2*IFFX (I)**2+H3*PREX (I)**3+
        *           H4*PFEX (I)**4+H5*PREX (I)**5+
        *           H6*PFEX (I)**6+H7*PREX (I)**7)
        FC (TK+7)=PPEX (I+1)**2-PFEX (I)**2+((X (1)/EADN)**2)*
        *           ((PREXN (I))**2-(FFFXN (I+1))**2)
        FC (TK+8)=HLEX (I)+TIEY (I)*(HVEX (I)-HIEY (I))-HEX (I)
        FC (TK+9)=HLEX (I)-(C0+C1*YFY (I)+C2*YFY (I)**2+
        *           C3*YEX (I)**3+C4*YFY (I)**4+
        *           C5*YEX (I)**5)/1000.0
        FC (TK+10)=HVFX (I)-(F0+F1*YFY (I)+F2*YEX (I)**2+
        *           F3*YEX (I)**3+F4*YFX (I)**4+
        *           F5*YEX (I)**5)/1000.0

```

```

C
C
120 CONTINUE
    RETURN
    END

```

C  
C  
C  
C  
C  
C  
C  
C  
C  
C



```

*****
* SUB-POTINAS UTILIZADAS PARA A IMPRESSAO *
*****

```

```

SUB-ROTINA "IMPSIM"
*****

```

```

OBJETIVO: IMPRESSAO DOS DADOS DE ENTRADA E SAIDA DO MODULO SIMULA.
=====

```

```

SUBROUTINE IMPSIM (APQ, DTUPQ, CTUPQ, NTUPQ, DPQ, TSPQ, TEX, HEX, PREX,
*          PRAMA, THFQ, HSPQ, NUIF, E, PRADN, TADN, NAT, BNG, PASS,
*          TARN, ACD, DICTU, CTU, NTU, DICD, DIBO, DBBEC, DHBAA,
*          STEP, STEPA, ACC, MAI, FEGLOB, ETAGER, ETACIC, POTGV,
*          POTBEC, PCTPAA, PCTBAC, MAE, MAIFUN, IPRINT)
IMPLICIT REAL*8 (A-H, K, O-Z)
REAL*8 MADN, MAD, NTU, NTUPQ (10), NAT, NUIF (10), MAE
INTEGER GREG
COMMON /ENTRAD/ ALFAN (10), FEFXN (10), PCTGER, POTGRN, ETGERN,
*          YCD, SLCD, SVCF, HLCF, HVCD, TG, B,
*          HSVALN, MADN, PSVALN, PECDN, TIADN, GREG
DIMENSION TSPQ (10), TEX (10), HEXN (10), REC (10), DTUPQ (10),
*          CTUPQ (10), DPQ (10), PPEX (10), HEX (10), PRAMA (10),
*          TEPQ (10), HSPQ (10), E (10)

```

```

IMPRESSAO DOS DADOS GERAIS DE ENTRADA DO MODULO SIMULA
=====

```

```

WRITE (6, 75)
75 FORMAT ('1', 9 (/), 28X, 'EFOGAEA      LUNEIG' /,
*          28X, '*****      *****')
WRITE (6, 80) POTGRN
80 FORMAT (8 (/), 22X, 'PLANTA PARA GERACAO DE ', F4.1, ' MWE')
WRITE (6, 85)
85 FORMAT (22X, '=====', //)
WRITE (6, 90)
90 FORMAT (26X, '2A. PARTE: MODULO SIMULA', //,
*          26X, '-----', //)
WRITE (6, 100)
100 FORMAT (17X, 'DADOS GERAIS DE ENTRADA DO MODULO SIMULA', 5 (/))
WRITE (6, 110) PRADN
110 FORMAT (19X, 'IMPRESSAO DO VAZAO DE ADMISSAO (M3/S)', F7.1, //)
WRITE (6, 120) TADN

```

```

120 FORMAT(19X,'TEMP DO VAPOR DE ADMISSAC. . . ( C )',F7.1,/)
    TIADN=TIADN*100.0
    WRITE (6, 130) TIADN
130 FORMAT(19X,'TITULO DO VAPOR DE ADMISSAC . . (*)',F9.2,/)
    WRITE (6, 140) POTGRN
140 FORMAT(19X,'POTENCIA ELETICA NOMINAL . . (MWP)',F7.1,/)
    WRITE (6, 165) GREG
165 FORMAT(19X,'GRAU DE PEGENFIACAO . . . . .',3X,I2,/)
    ETGERN=ETGERN*100.0
    WRITE (6, 160) ETGERN
160 FORMAT(19X,'EFIC DO GRADOF ELETICO. . . . (*)',F8.2,/)
    WRITE (6, 170) PBCDN
170 FORMAT(19X,'PRESSAO NO CONDENSADCE. . . . (MPA)',F9.3,/)
    WRITE (6, 180) TARN
180 FORMAT(19X,'TEMP DA AGUA DE FESFRIAMENTO . ( C )',2X,F5.1,/)
    ETACIC=ETACIC*100.0
    WRITE (6, 181) ETACIC
181 FORMAT(19X,'FENDIMENTO GICEAI DA FIANTA. . (*)',F7.2,/)

```

C  
C  
C  
C  
C  
C

IMPRESSAO DOS DADOS DE ENTADA RELATIVOS AO PRE-DIMENSIONAMENTO  
DE COMPONENTES

```

    WRITE (6, 182)
182 FORMAT('1',5(//),22X,'DADOS DE ENTADA RELATIVOS AO',/,
    *      22X,'PRE-DIMENSIONAMENTO DE COMPONENTES',4(//))
    WRITE (6, 183)
183 FORMAT(24X,'PRE-DIMENSIONAMENTO DA TURBINA',4(//))
    WRITE (6, 125) MADN
125 FORMAT(10X,'VAZAO DE VAPOR DE ADMISSAC NA TURBINA. . . . (KG/S)',
    *F8.2,/)
    WRITE (6, 135) PSVALN
135 FORMAT(10X,'PRESSAO APOS AS VALVULAS DA TURBINA . . . . (MPA)',
    *F8.2,/)
    WRITE (6, 185) HSVALN
185 FORMAT(10X,'ENTALPIA APOS AS VALVULAS DA TURBINA . . (MJ/KG)',
    *F7.1,/)
    DO 168 I=1,GREG
        WRITE (6, 166) I, PFXN(I)
166  FORMAT(10X,'PRESSAO NA EXTRACAC ',I2,' . . . . . (MP
    *A)',F9.3,/)
        ALFAN(I)=ALFAN(I)*100.0
        WRITE (6, 167) I, AIFAN(I)
167  FORMAT(10X,'FRACAO MASSICA DA EXTRACAC ',I2,' . . . . . (
    *E)',F8.2,/)
168 CONTINUE
    WRITE (6, 681) B, TG
681 FORMAT(10X,'CURVA DE EXPANSAC B =',F16.9,' - ',F16.10,' S')
    WRITE (6, 810)
810 FORMAT(4(//),21X,'PRE-DIMENSIONAMENTO DO CONDENSADOR',4(//))
    WRITE (6, 850) MAT
850 FORMAT(12X,'MATERIAL DOS TUBOS . . . . .',3X,A8,/)
    WRITE (6, 860) PKG
860 FORMAT(12X,'ESPESURA DOS TUBOS. . . . .',3X,'EFG',
    *F4.0,/)
    WRITE (6, 870) PASS
870 FORMAT(12X,'NUMERO DE PASSOS NOS TUBOS . . . . .',F8.0,/)
    WRITE (6, 820) ACD
820 FORMAT(12X,'AREA DE TROCA DE CALOR . . . . . (M2)',F8.0,/)

```

```

WRITE (6, 880) DIOTU
880 FORMAT(12X, 'DIAMETRO DOS TUBOS . . . . . (POL)', F11.3, /)
WRITE (6, 840) CTU
640 FORMAT(12X, 'COEFICIENTE EFETIVO DOS TUBOS . . . . . (E)', F11.3, /)
WRITE (6, 920) NTU
920 FORMAT(12X, 'NUMERO DE TUBOS. . . . . ', F8.0, /)
WRITE (6, 830) DICD
830 FORMAT(12X, 'DIAMETRO DO CONDENSADOR . . . . . (M)', F10.2, /)
WRITE (6, 940) DIPO
940 FORMAT(12X, 'DIAMETRO DOS PCCAIS. . . . . (POL)', F9.1, /)
WRITE (6, 945) TARN
945 FORMAT(12X, 'TEMPERATURA ENTADA AGUA . . . . . (C)', F9.1)
WRITE (6, 950)
950 FORMAT(4 (/), 19X, 'PRE-DIMENSIONAMENTO DOS PRE-AQUECEDORES', 4 (/))
WRITE (6, 960)
960 FORMAT(12X, 'MATERIAL DOS TUBOS . . . . . ACC CBF
*BNVO', /)
WRITE (6, 970)
970 FORMAT(12X, 'ESPESURA DOS TUBOS. . . . . RWG 18'
*, /)
DO 1060 I=1, GRFG
WRITE (6, 1010) I, APO(I)
1010 FORMAT(12X, 'AREA DE TUBO DE CALCE IC PRE-AQ ', I2, '. . . . (M2)',
*F10.2, /)
WRITE (6, 1040) I, DTUPQ(I)
1040 FORMAT(12X, 'DIAMETRO DOS TUBOS DO PRE-AQUECEDOR ', I2, '. . (MM)',
*F11.3, /)
WRITE (6, 1030) I, CTUPQ(I)
1030 FORMAT(12X, 'COMP EFETIVO TUBOS DO PRE-AQUECEDOR ', I2, '. . . (M)',
*F11.3, /)
WRITE (6, 1050) I, NTUPQ(I)
1050 FORMAT(12X, 'NUMERO DE TUBOS IC PRE-AQUECEDOR ', I2, '. . . . . ',
*F8.0, /)
WRITE (6, 1020) I, DPC(I)
1020 FORMAT(12X, 'DIAMETRO DO PRE-AQUECEDOR ', I2, '. . . . . (M)',
*F10.2, /)
1060 CONTINUE
WRITE (6, 1070)
1070 FORMAT(4 (/), 23X, 'PRE-DIMENSIONAMENTO DAS POMBAS', 4 (/))
WRITE (6, 1080) DRBPC
1080 FORMAT(12X, 'SALTO ENTAIPICC NA BBA EXTE CONDENS. . . . . (KJ/KG)',
*F7.1, /)
WRITE (6, 1090) DRBAA
1090 FORMAT(12X, 'SALTO ENTAIPICC NA BBA AGUA AQUEC. . . . . (KJ/KG)',
*F7.1, /)
C
C
C IMPRESSAO DOS DADOS DE ENTRADA DA SUB-ROTINA NS01AD
C =====
C
C
WRITE (6, 1200)
1200 FORMAT(4 (/), 13X, 'DADOS PARAMETROS DE ENTRADA DA SUBROTINA NS01AD',
*5 (/))
WRITE (6, 1210) STEP
1210 FORMAT(12X, 'INCREMENTO DE VARIACAO NUMERICA FUNCES. . .', F10.6, /)
WRITE (6, 1220) SIMMAX
1220 FORMAT(12X, 'INCREMENTO MAXIMO. . . . . ', F8.4, /)
WRITE (6, 1230) ACC
1230 FORMAT(12X, 'PRECISAO . . . . . ', E7.1, /)

```

```

WRITE (6, 1240) MAXPUN
1240 FORMAT(12X, 'NUMERO MAXIMO DE CHAMADAS CALPUN . . . . .', J7.1)
WRITE (6, 1250) IPRINT
1250 FORMAT(12X, 'IMPRESSAO DAS ITAPACOES. . . . .', J7.1)
*)

```

C  
C  
C  
C  
C  
C

IMPRESSAO DOS DADOS DE SAIDA DA SIMULACAO EM CARGA PARCIAL  
 =====

```

PORC= (POTGER/PCTGPN) / 10.0
WRITE (6, 190) PORC
190 FORMAT('1', 6(/), 19X, 'DADOS GERAIS DE SAIDA DO MODULO SIMULA', //,
* 25X, 'SIMULACAO A ', F4.0, '% DE CARGA', //)
DO 240 I=1, GREG
  WRITE (6, 230) I, TSPQ (I)
230 FORMAT(9X, 'TEMP DE SAIDA DA AGUA DE ALIM DO PEE-AQUEC ', I2, ' - (
*C) ', F7.1, /)
  WRITE (6, 231) I, TEPQ (I)
231 FORMAT(9X, 'TEMP ENTRADA DA AGUA DE ALIM DO PEE-AQUEC ', I2, ' - (
*C) ', F7.1, /)
240 CONTINUE
DO 260 I=1, GFFG
  WRITE (6, 250) I, TFX (I)
250 FORMAT(9X, 'TEMP DE SATURACAO NO PEE-AQUECEDOR ', I2, ' . . . . . (
*C) ', F7.1, /)
260 CONTINUE
DO 280 I=1, GREG
  WRITE (6, 270) I, FEAMA (I)
270 FORMAT(9X, 'VAZAO MASSICA DE VAPOE NA EXTRACAO ', I2, ' . . . . . (KG/
*S) ', F8.2, /)
280 CONTINUE
WRITE (6, 268) DBEC
268 FORMAT(9X, 'SALTO ENTAIPICO NA PEA FITE CONDENS. . . . . (KJ/KG) ',
*F7.1, /)
WRITE (6, 269) DNEAA
269 FORMAT(9X, 'SALTO ENTAIPICO DA PEA AGUA ALIMENT . . . . . (KJ/KG) ',
*F7.1, /)
WRITE (6, 650) MAD
650 FORMAT(9X, 'VAZAO DE VAPOE DE ADMISSAO NA TURBINA. . . . . (KG/S) ',
*F8.2, /)
DO 656 I=1, GREG
  HEX (I) = HEX (I) * 1000.0
  WRITE (6, 651) I, HEX (I)
651 FORMAT(9X, 'ENTALPIA NA EXTRACAO ', I2, ' . . . . . (KJ/K
*G) ', F7.1, /)
  WRITE (6, 652) I, HSPQ (I)
652 FORMAT(9X, 'ENTALPIA SAIDA PEE-AQUECEDOR ', I2, ' . . . . . (KJ/K
*G) ', F7.1, /)
  WRITE (6, 653) I, PFEEX (I)
653 FORMAT(9X, 'PERDIDA NA EXTRACAO ', I2, ' . . . . . (MF
*A) ', F8.2, /)
  WRITE (6, 654) I, NUTP (I)
654 FORMAT(9X, 'NUT DO PEE-AQUECEDOR ', I2, ' . . . . .
* ', F10.4, /)
  WRITE (6, 655) I, E (I)
655 FORMAT(9X, 'EFETIVIDADE DO PEE-AQUECEDOR ', I2, ' . . . . .
* ', F10.4, /)
656 CONTINUE

```

```

REGLOP=REGLOB*100.0
WRITE (6,671) REGLOP
671 FORMAT(9X,'RENDIMENTO GLOBAL DA PLANTA . . . . . (%)',
*F8.2,/)
ETAGER=ETAGER*100.0
WRITE (6,672) ETAGER
672 FORMAT(9X,'EFICIENCIA DO GERADOR ELETRICO. . . . . (%)',
*F8.2,/)
WRITE (6,673) POTGV
673 FORMAT(9X,'POTENCIA DO GERADOR DE VAPORE. . . . . (KW)',
*F8.0,/)
WRITE (6,674) POTBEC
674 FORMAT(9X,'POTENCIA DA BBA DE EXTRACAO DE CONDENSADO . . . (KW)',
*F7.1,/)
WRITE (6,675) POTBAA
675 FORMAT(9X,'POTENCIA DA BBA DE AGUA DE ALIMENTACAO. . . . (KW)',
*F7.1,/)
WRITE (6,676) POTBAC
676 FORMAT(9X,'POTENCIA DA BBA DE AGUA DE RESFRIAMENTO . . . . (KW)',
*F7.1,/)
WRITE (6,677) HAR
677 FORMAT(9X,'VAZAO DE AGUA DE RESFRIAMENTO . . . . . (M3/H)',
*F6.0,/)
ETUFK
END

```

C  
C  
C  
C  
C  
C  
C  
C  
C  
C

```

*****
*          BISCO DE DADOS DO PRODUO SIMULA          *
*****

```

```

BLOCK DATA
IMPLICIT REAL * 8 (A-H,K,O-Z)

```

```

COMMON /SATUR/ A0,A1,A2,A7,B0,B1,B2,B3,B4,B5,C0,C1,C2,C3,C4,C5,D0,
*          D1,D2,D3,D4,D5,D6,E0,E1,E2,E3,E4,E5,F0,F1,F2,F3,F4,
*          F5,G0,G1,G2,G3,G4,G5,G6,K0,K1,K2,K3,K7,K,K4,
*          H0,H1,H2,H3,H4,H5,H6,H7
DATA A0/+8.286568E+01/,A1/+1.028003E+C1/,A2/-1.148776E+01/,
* A7/-7.621541E+00/,E0/+2.20732 E+00/,F1/-2.117187E-01/,
* F2/-2.166605E-03/,B3/+1.619692E-C4/,B4/+4.899800E-05/,
* E5/+3.691725E-06/,C0/-3.15399 E+03/,C1/+2.913765E+04/,
* C2/-1.224973E+05/,C3/+2.984568E+05/,C4/-3.632168E+05/,
* C5/+1.785296E+05/,D0/+2.71288 E-03/,D1/-2.51341 E-02/,
* D2/+1.590227E-01/,D3/-5.625152E-C1/,D4/+1.162960E+00/,
* D5/-1.299799E+00/,D6/+6.110896E-01/,E0/-1.154816E+01/,
* E1/+9.615764E+01/,E2/-3.418428E+02/,E3/+7.197764E+02/,
* F4/-7.973969E+02/,E5/+3.640519E+C2/,F0/+6.010277E+03/,
* F1/-4.74930 E+04/,F2/+2.388416E+05/,F3/-5.704046E+05/,
* F4/+6.772865E+05/,F5/-3.264862E+05/,G0/+2.960815E+01/,
* G1/-1.327532E+02/,G2/+1.680140E+02/,G3/+6.151844E+02/,
* G4/-2.409461E+03/,G5/+3.125479E+C3/,G6/-1.470736E+03/,
* K0/0.9997/,K1/-0.029/,K2/-0.2/,K3/-10./,K7/0.27315/,
* F/0.46151/,K4 /-4.4E+12/,
* F0/+2.995530E-01/,H1/+1.001715E+00/,H2/-3.260141E+00/,
* F3/+5.207419E+00/,H4/-4.242116E+C0/,H5/+1.779112E+00/,
* H6/-3.590660E-01/,H7/+2.723600E-C2/

```

END