HELIO MITIO MORISHITA
Engº Naval, Escola Politécnica da USP,1975

MODELAGEM E SIMULAÇÃO DE UMA INSTALAÇÃO PROPULSORA A VAPOR

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

Orientador: Prof.Dr.*Otávio de Mattos Silvares*
Professor Assistente Doutor do Departamento de Engenharia Mecânica

São Paulo, 1979

A G R A D E C I M E N T O S

- Aos *professores Otávio de Mattos Silvares* e *Hernani Luiz Brinati*, pelo incentivo e orientação ao longo da pesquisa.

- Ao *professor Carlos Rodrigues Pereira Belchior* pelo seu apoio ao longo do trabalho.

- À *FAPESP - Fundação de Amparo à Pesquisa do Estado de São Paulo*, que apoiou o plano de pesquisa.

- A Srta. *Jane Rodrigues Vieira* pelo ótimo trabalho de datilografia e edição.

- Ao Sr. *Manoel Robles* a quem devem ser creditados os méritos dos desenhos e gráficos.

- Aos *funcionários* da gráfica do ETCN-SP que, como consequência do esforço dedicado à impressão, realizaram um ótimo trabalho.

R E S U M O

Este trabalho apresenta o estudo da dinâmica de uma instalação propulsora a vapor através da técnica da modelagem e simulação. O modelo matemático é obtido das Leis da Termodinâmica e dos conceitos básicos da mecânica dos fluídos e transferência de calor, e a simulação é efetuada em um computador digital.

Inicialmente cada componente do ciclo é modelado individualmente, determinando-se as suas variáveis de estado, de entrada e de saída. A seguir o modelo é simulado para analisar a influência dos diversos parâmetros nas respostas do elemento.

O modelo matemático da instalação propulsora a vapor é obtido agrupando-se convenientemente os modelos dos vários componentes do ciclo. Com isso obtém-se um sistema de 47ª ordem que pode simular diversos casos de interesse real.

Neste trabalho são analisadas as respostas do ciclo para dois casos. A primeira corresponde ao fechamento parcial da válvula de controle da turbina e a segunda ao corte na vazão de óleo combustível.

ABSTRACT

This paper presents a study of the dynamics of a steam power plant using techniques of modelling and simulation. The mathematical model derives form the laws of Thermodynamics and basic concepts of fluid mechanics and heat transfer; the simulation is carried out in a digital computer.

Each component is first modelled individually, and its state, input and output variables are determined; The model is then simulated for the analysis of the influence of the various parameters in the responses of the component.

The mathematical model of the complete power plant is constructed by the convenient grouping of the various component models of the cycle. Thereby a 47^{th} order system is obtained, which can simulate various cases of interest.

The cycle's response for two cases are analysed. The first case corresponds to the partial closing of the turbine control valve and the second to the fuel flow interruption.

I N D I C E

Agradecimentos i
Resumo ii
Abstract iii
Índice iv
Índice de figuras e tabelas vii
Nomenclatura x

CAPÍTULO 1 - INTRODUÇÃO

1.1 Justificativa do trabalho 1
1.2 Revisão bibliográfica 4
1.3 Objetivos do trabalho 6

CAPÍTULO 2 - DESCRIÇÃO DO CICLO MOTOR A VAPOR

2.1 Descrição da instalação 9
2.1.1 Turbina principal 11
2.1.2 Condensador 12
2.1.3 Estágios de aquecimento 13
2.1.4 Gerador de vapor 15
2.2 Descrição do ciclo simplificado para simulação 16
2.3 Metodologia empregada para a simulação 17

CAPÍTULO 3 - MODELAGEM DO SISTEMA . . . . . .

3.0 Introdução 20
3.1 Modelagem e simulação do conjunto turbina-hélice-casco 23
3.1.1 Modelagem da turbina 23
3.1.2 Modelagem do conjunto turbina-hélice-casco 26
3.1.3 Simulação do conjunto turbina-hélice-casco 28
3.1.4 Comentários da simulação 34
3.2 Modelagem e simulação do condensador 36
3.2.1 Modelagem do condensador 36
3.2.2 Simulação do condensador 41
3.2.3 Comentários da simulação 48

3.3 Modelagem e simulação dos trocadores de calor de superfície . . . 49
3.3.1 Modelagem do primeiro e quarto aquecedor 49
3.3.2 Modelagem do trocador de superfície com entrada de líquido sub-resfriado (terceiro aquecedor) 55
3.3.3 Simulação dos aquecedores de superfície 59
3.3.4 Comentário das simulações. 74

3.4 Modelagem e simulação do tanque aquecedor-desaerador. 79
3.4.1 Modelagem do tanque aquecedor-desaerador 79
3.4.2 Simulação do tanque aquecedor-desaerador 82
3.4.3 Comentários da simulação 89

3.5 Modelagem e simulação da caldeira 91
3.5.1 Modelagem da caldeira 91
3.5.2 Simulação da caldeira 98
3.5.3 Comentários dos resultados 105

3.6 Modelagem e simulação do superaquecedor 108
3.6.1 Modelagem do superaquecedor. 108
3.6.2 Simulação do superaquecedor. 114
3.6.3 Comentários da simulação. 118

CAPÍTULO 4 - MODELAGEM E SIMULAÇÃO GLOBAL DO CICLO

4.1 Introdução. 120
4.2 Modelagem do ciclo. 121
4.3 Simulação global do ciclo 121
4.4 Comentário da simulação 134
4.4.1 Fechamento parcial da válvula 134
4.4.2 Corte do óleo combustível. 138

CAPÍTULO 5 - CONCLUSÕES E RECOMENDAÇÕES

APÊNDICE A - CONJUNTO TURBINA-HÉLICE-CASCO

A.1 Turbina 145
A.1.1 Determinação da vazão de vapor para a turbina. 145
A.1.2 Determinação da eficiência da turbina. 148
A.1.3 Determinação da pressão e entalpia do vapor no ponto de extração da turbina. 152

A.2 Hélice 153
A.3 O casco do navio 154

APÊNDICE B - ESCOAMENTO DE FLUIDOS E TRANSFERÊNCIA DE CALOR

B.1 Escoamento de fluidos 156
B.1.1 Escoamento de fluidos compressíveis 156
B.1.2 Escoamento de fluidos incompressíveis 156
B.2 Transferência de calor 158
B.2.1 Transferência de calor nos trocadores de calor. 158
B.2.2 Transferência de calor no superaquecedor. 161

APÊNDICE C -

C.1 Conjunto turbina-hélice-casco. 162
C.2 Condensador 165
C.3 Tanque aquecedor-desaerador 166
C.4 Aquecedor de superfície. 167
C.5 Caldeira 168
C.6 Superaquecedor 169

Referências Bibliográficas. 171

ÍNDICES DE FIGURAS E TABELAS

Figura 1.1 8
Figura 2.1 11
Figura 2.2 14
Figura 2.3 16
Figura 2.4 18
Figura 3.1 23
Figura 3.2 25
Figura 3.3 26
Figura 3.4 28
Figura 3.5 32
Figura 3.6 37
Figura 3.7 41
Figura 3.8 44
Figura 3.9 45
Figura 3.10 46
Figura 3.11 50
Figura 3.12 52
Figura 3.13 57
Figura 3.14 56
Figura 3.15 59
Figura 3.16 59
Figura 3.17 62
Figura 3.18 63
Figura 3.19 64
Figura 3.20 65
Figura 3.21 66
Figura 3.22 67
Figura 3.23 68
Figura 3.24 69
Figura 3.25 70
Figura 3.26 71
Figura 3.27 72
Figura 3.28 73

Figura 3.29 80
Figura 3.30 83
Figura 3.31 85
Figura 3.32 86
Figura 3.33 87
Figura 3.34 88
Figura 3.35 93
Figura 3.36 97
Figura 3.37 98
Figura 3.38 101
Figura 3.39 102
Figura 3.40 103
Figura 3.41 104
Figura 3.42 109
Figura 3.43 109
Figura 3.44 114
Figura 3.45 117
Figura 3.46 117
Figura 4.1 122
Figura 4.2 123
Figura 4.3 124
Figura 4.4 129
Figura A.1 148
Figura A.2 147
Figura A.3 150
Figura A.4 153
Figura B.1 158

Tabela 3.1 30
Tabela 3.2 35
Tabela 3.3 43
Tabela 3.4 48
Tabela 3.5 61
Tabela 3.6 78
Tabela 3.7 84
Tabela 3.8 90
Tabela 3.9 100

Tabela 3.10. 107
Tabela 3.11. 116
Tabela 3.12. 119
Tabela A.1 155
Tabela B.1 161

NOMENCLATURA

Nesta tabela está apresentada a nomenclatura geral utilizada no trabalho. Entretanto, em todas as seções onde comparecem equações, há também uma tabela de nomenclatura.

A : área de transferência de calor ou área transversal do superaquecedor.

c : coeficiente de perda de carga ou calor específico

d : coeficiente de redução da força propulsora

D : diâmetro do hélice

e : entalpia do vapor em uma determinada seção ou base neperiana.

E : empuxo

f : coeficiente de esteira

F : fator de conversão de unidades

Fr : fator de reaquecimento

g : aceleração da gravidade

h : entalpia

Hp : potência

I : momento de inércia

J : coeficiente de avanço

k : razão das velocidades relativas do vapor na saída e entrada da palheta.

K : coeficiente de transmissão de calor

K_Q : coeficiente de torque

K_T : coeficiente de empuxo

ℓ : nível do líquido

L : comprimento do superaquecedor

M : massa

N : rotação do hélice

p : pressão

Q : calor

R : resistência do navio

S : área da superfície livre do líquido

t : tempo

T : temperatura

u : energia interna

U : coeficiente global de transmissão de calor

v : volume específico

V : velocidade ou volume

V_a : volume do líquido aquecido pelo líquido

V_v : volume do líquido aquecido pelo vapor

w : vazão de vapor

x : ponto de extração

z : posição da haste da válvula

α : ângulo de entrada do vapor na entrada da palheta

β : razão entre a velocidade da palheta e a velocidade de vapor

γ : razão dos co-senos dos ângulos das velocidades relativas do vapor na saída e entrada da palheta.

ΔHI : variação isoentálpica de entropia em um estágio da turbina

ζ : fator de reposição

η : eficiência

ϕ : fator de aproveitamento de energia cinética

ρ : densidade

Índices

a : água de alimentação ou aquecedor

ai : referente a temperatura intermediária da água de alimentação.

am : referente a temperatura média da água de alimentação aquecida pelo vapor condensado.

b : caldeira ou bocal

c : condensador ou condensação

d : saída do condensador ou líquido sub-resfriado (dreno)

da : líquido saturado no expansor

dv : líquido vaporizado no expansor

e : perdas ou eixo propulsor

f : líquido saturado

gl : saída do 1º estágio

gs : estágio ou referente ao calor que atinge a caldeira

h : hélice

i : i-ésimo trecho ou seção

k : k-ésimo instante

ℓm : referente a temperatura média

m : água do mar ou mecânico

n : navio

ol : óleo combustível

p : palheta ou tubos do condensador

r : carcaça

rf : referente a carcaça do trocador em contato com o líquido

rs : referente a carcaça do trocador em contato com o vapor.

s : superaquecedor ou vapor saturado (para h e v) da saturação (para T).

st : montante da válvula

t : turbina

tc : saída da turbina ou entrada do condensador

v : válvula ou vapor superaquecido

vm : referente a temperatura média da água de alimentação aquecida pelo vapor

x : ponto de extração

CAPÍTULO 1

INTRODUÇÃO

1.1 JUSTIFICATIVA

A partir do início da década de sessenta acentuou-se o esforço dos projetistas navais no sentido de se lançar embarcações com grau crescente de automação, principalmente para a praça de máquinas. Esta tendência, de natureza mundial, se deve a necessidade de se empregar sistemas propulsivos cada vez mais complexos e eficientes para diminuir o custo operacional do navio. Recorre-se a automação nestes casos porque ela é capaz de supervisionar a operação de sistemas complexos que normalmente seriam difíceis e vulneráveis se dependesse só de elementos humanos. Além disso, a automação aumenta a eficiência do sistema, detecta anomalias elevando o grau de segurança da instalação e diminui o custo operacional do navio reduzindo o número de tripulantes.

Nos navios de grande porte com propulsão a vapor, os projetistas, premidos pela necessidade de reduzir o consumo específico de óleo combustível vem,paulatinamente, alterando as instalações propulsoras, quer introduzindo novos componentes, quer aumentando a pressão e a temperatura do vapor gerado. Estas alterações, embora aumentem a eficiência do ciclo, tornam a sua operação mais complexas e acabam exigindo uma supervisão aprimorada. Para não comprometer a segurança e ga-

rantir a operação deste tipo de ciclo torna-se imprescendível equipar o sistema com os elementos adequados de supervisão e controle automático.

Para o emprego da automação, entretanto, é necessário o perfeito conhecimento do comportamento do conjunto a ser controlado, não só durante a operação em regime permanente mas principalmente em condições transitórias, ou dinâmicas.

O estudo da dinâmica de instalações propulsoras a vapor, que é o escopo deste trabalho, tem-se desenvolvido de forma sistemática nos anos recentes. A elevada magnitude de vazões, pressões e temperaturas do vapor gerado nos atuais ciclos tem exigido em estudo apurado das suas reais condições de operação, mormente em condições dinâmicas, quando se faz premente a atuação adequada dos elementos de controle.

A técnica atual para estudar o comportamento de sistemas dinâmicos é através de sua modelagem e simulação em computadores, quer digitais, quer analógicos.

O modelo matemático para o estudo dinâmico de sistemas físicos é constituído por um conjunto de equações diferenciais provenientes da aplicação das leis básicas da mecânica dos fluidos, termodinâmica e transferência de calor. Como a solução exata destas equações é normalmente difícil, quando não impossível, adota-se, em geral soluções aproximadas, obtidas numericamente em um computador digital.

Um problema da modelagem é a dificuldade na obtenção de equações analíticas que descrevam com exatidão todos os processos que ocorrem em um determinado sistema. Por exemplo,

no ciclo a vapor isto acontece na modelagem do escoamento do vapor no interior da turbina. Para contornar estes problemas adotam-se certas hipóteses simplifcadoras. Como a análise do sistema será efetuada através da simulação com o modelo onde as suas respostas são influenciadas pelas hipóteses, admiti - das, a adoção destas hipóteses deve ser criteriosa nesta técnica de simulação.

Uma vez obtido o modelo analítico pode-se efetuar várias simulações reproduzindo as diversas situações que pode - riam ocorrer no caso real. Devido a esta potencialidade a simulação tem-se revelado uma poderosa ferramenta de análise e projeto. Em particular, no caso de instalações propulsoras a vapor, a sua simulação permite atingir os seguintes objetivos:

a- analisar o comportamento de cada elemento em regime transiente.

b- analisar a influência da variação do comportamento de cada um dos elementos sobre o restante do ciclo.

c- estudar os diversos tipos de controle.

d- escolher os parâmetros ótimos para controle.

e- analisar os casos de emergência ocorridaos em instalações reais.

f- treinar os tripulantes.

No Departamento de Engenharia Naval da Escola Politécnica teve início em 1973 o estudo de ciclos a vapor com pesquisas no sentido de elaborar um procedimento automatizado para o cálculo de balanço térmico de instalações propulsoras a vapor. Em uma primeira etapa deste projeto foram desenvolvi

dos programas de computador que efetuassem balanços térmicos para ciclos de vapor definidos durante a fase de projeto. Em uma segunda etapa adaptou-se o programa para a aplicação em ciclos reais, seja em plena carga ou em carga parcial. Os resultados destas pesquisas estão condensados, em parte, na Ref. [10]. No entanto, os programas são válidos somente na análise do desempenho do ciclo em regímes permanentes e não fornecem maiores subsídios para o estudo de controles.

O presente trabalho representa o natural desenvolvimento do programa de balanço térmico de instalações propulsoras a vapor do Departamento de Engenharia Naval, procurando analisar com mais profundidade a instalação. Além disso, desenvolve uma ferramenta poderosa para o estudo da dinâmica de ciclo a vapor que é aplicável não só a instalação marítimas, mas também a ciclos de usinas termelétricas e a processos industriais onde utilizam o vapor.

1.2 REVISÃO BIBLIOGRÁFICA

Publicações recentes têm apresentado o estudo da dinâmica de sistemas térmicos. Em particular a modelagem e a simulação de sistemas ou de usinas de geração de potência termelétricas e termo-nucleares ou de seus componentes é recente. Entretanto, publicações com o estudo da dinâmica da instalação propulsora a vapor é restrita na literatura mundial, embora existam diversos artigos para um dos seus componentes que é a caldeira.

Em se tratando de centrais termo-nucleares é imperiosa a sua modelagem e simulação antes de sua construção em escala comercial, pois sem isso é impossível selecionar |7| adequadamente os elementos de controle que devem ser escolhidos com o máximo rigor, devido a sua complexidade e ao elevado padrão de segurança que o sistema deve oferecer. Ray|7|apresenta uma modelagem e simulação de todo o sistema gerador de potência do tipo H.T.G.R. (High Temperature Gas-cooled Reactor). A planta foi dividida em dois sub-sistemas básicos, formados pelo ciclo primário e ciclo secundário. O primeiro é o circuito do gás refrigerante do caroço do reator e o segundo é constituído por um ciclo de Rankine com regeneração e reaquecimento. Em princípio o modelo matemático desenvolvido para o ciclo secundário é válido para uma instalação propulsora a vapor que utilize caldeira convencional, desde que seja alterado o modelo do gerador do vapor e substituindo o modelo do gerador elétrico pelo do hélice do navio. No caso de usinas termelétricas convencionais existem alguns estudos envolvendo a simulação de caldeiras como o de Chien|2|(que formulou um dos modelos mais completos) ou do conjunto caldeira turbina-gerador tal como Profos |3| e Azuma|6|

Para caldeiras navais há o estudo de Whalley |5| que utilizou o modelo matemático proposto por Chien |2|removendo certas hipóteses e efetuou a sua simulação, em malha aberta , para três situações: variação no consumo de vapor, na vazão da água de alimentação e na vazão de óleo combustível.Após isso analisou exaustivamente a aplicação de controles.

Torii |1| apresenta a modelagem e simulação de alguns componentes de uma instalação propulsora a vapor. São apresentados modelos matemáticos dos trocadores de calor, superaquecedor e bomba da água de alimentação bem como os resultados das simulações destes componentes em malha aberta. Também há a modelagem do sistema de baixa pressão do ciclo (formado pelo condensador e os dois aquecedores que antecedem a bomba de alimentação) e são apresentados os resultados de suas simulações em malha aberta e fechada, efetuadas em um computador digital. Os resultados mostrados nesta Ref.|1| fazem parte de um objetivo maior que foi a construção de um simulador de uma instalação propulsora a vapor para o treinamento da tripulação.

A Ref.|15| apresenta modelos matemáticos individuais de uma série de elementos de um ciclo a vapor sem contudo efetuar a sua simulação global.

A Ref.|9| apresenta uma série de medidas registradas durante a prova de mar, nos pontos principais de um ciclo de vapor para dois regimes transientes: a primeira durante o teste de inércia e a segunda durante o teste de manobra a ré.

1.3 OBJETIVOS DO TRABALHO

No Brasil, além dos navios da Marinha alguns superpetroleiros e graneleiros da Fronape e Docenave operam com instalação propulsora a vapor. E, atualmente, estão sendo construídos os primeiros quatro petroleiros brasileiros movidos

por uma turbina a vapor. Estes navios possuem 277000 ton de "Deadweight" e estão sendo construídos pela Ishikawajima do Brasil para a Fronape.

O objetivo deste trabalho é efetuar o estudo da dinâmica de uma instalação propulsora a vapor, através da técnica de simulação em um computador digital. Como é extremamente difícil elaborar um programa absolutamente geral, aplicável a qualquer ciclo, o desenvolvimento do modelo e suas formulações foram feitas para a instalação propulsora do superpetroleiro de 277000 ton da Fronape, cujo diagrama esquemático está apresentado na Fig.1.1. Este ciclo de propulsão envolve componentes comuns à maioria das instalações propulsoras a vapor. Sendo assim, a metodologia aqui empregada poderá ser aplicada as outras instalações com as devidas adaptações.

Para se atingir o objetivo acima o trabalho foi dividida em três etapas. Primeiramente foi analisado o diagrama da Fig.1.1 e eliminado os componentes considerados secundários para a propulsão. Esta etapa de simplificação do ciclo é apresentado no Capítulo 2 onde consta também uma breve descrição do ciclo. A segunda etapa que é desenvolvida no Capítulo 3 é a modelagem e simulação individual de cada um dos componentes do ciclo simplificado. A última etapa, que é apresentado no capítulo 4, é a conexão de todos os modelos e a simulação global do ciclo, atendendo a casos de interesse real. As conclusões deste trabalho e as recomendações para pesquisas futuras são apresentados no Capítulo 5.

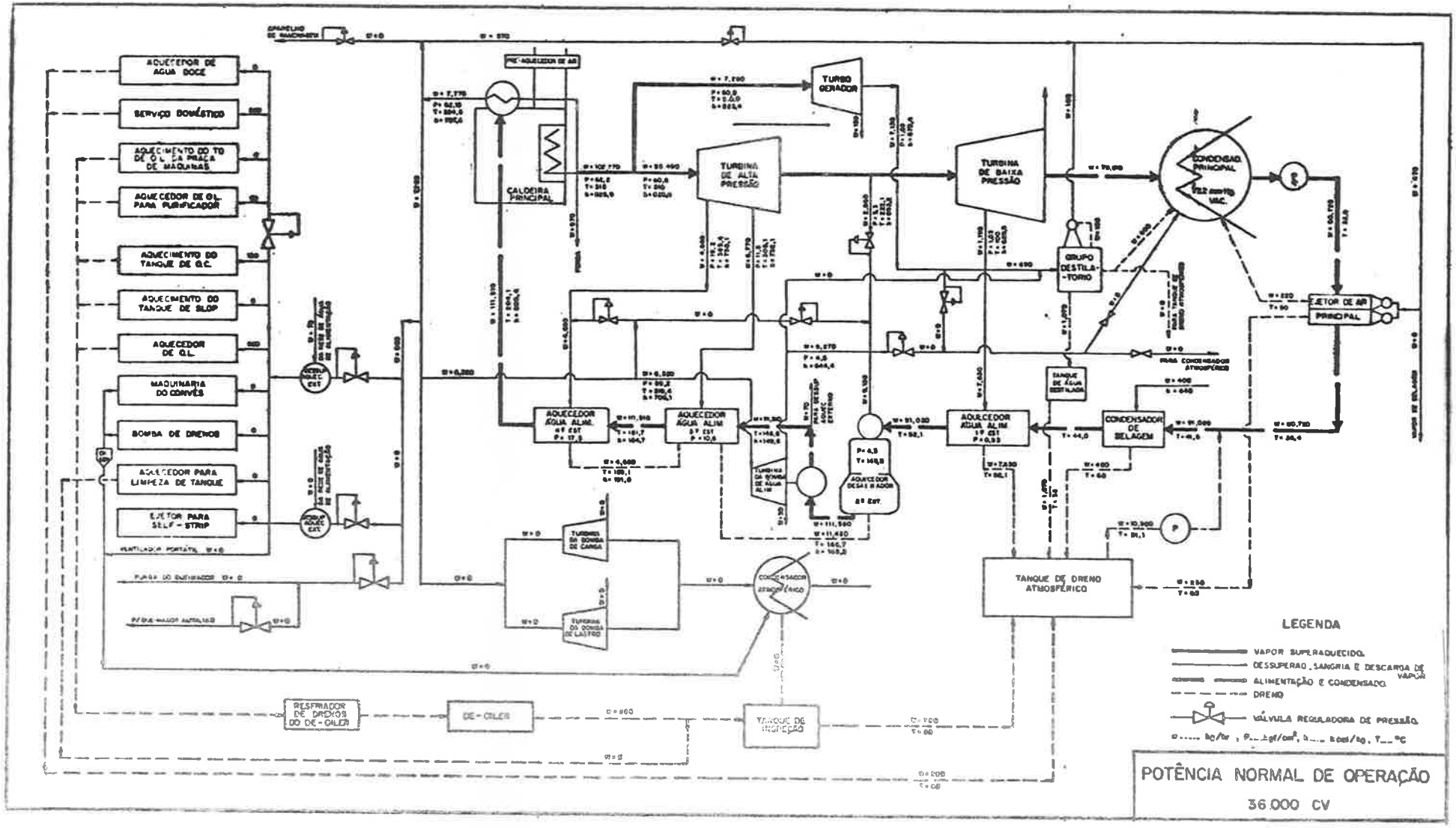


Figura 1.1 - Balanço térmico da instalação propulsora a vapor

CAPÍTULO 2

DESCRIÇAO DO CICLO MOTOR A VAPOR

Neste capítulo é apresentada uma breve descrição da instalação propulsora a vapor a ser analisada. Embora a instalação do navio obedeça o ciclo apresentado no diagrama da Fig. 1.1, para efetuar a simulação adotou-se um circuito menos complexo, constituído somente pelos elementos essenciais para a propulsão do navio.

Na seção 2.1 está apresentada a descrição geral do sistema e dos seus componentes principais. Na seção 2.2 está apresentado o ciclo simplificado adotado para a simulação e na seção 2.3 a metodologia empregada para a modelagem matemática.

2.1 Descrição da instalação

A instalação propulsora a ser estudada consiste de um ciclo motor a vapor do tipo Rankine com quatro regenerações. O sistema de propulsão é constituído pelo gerador de vapor (que no caso são duas caldeiras idênticas), turbina, condensador, bomba de condensado, três aquecedores de superfície, um tanque aquecedor-desaerador e bomba principal da água de alimentação. Ainda a este ciclo se somam os sistemas auxiliares típicos de instalações navais, tais como turbo-geradores, turbo-

bombas, aquecedor de óleo, grupo destilatório e equipamentos para serviços domésticos que consomem uma parte do vapor gerado nas caldeiras.

O vapor superaquecido é utilizado pela turbina principal e pelo turbo-gerador. Todo o vapor que saí da turbina principal é dirigido ao condensador. A massa do vapor que sai do turbo-gerador é subdividida em duas partes, sendo que cerca de 10% é enviada para o grupo destilatório e o restante para o primeiro aquecedor. Todos os demais equipamentos auxiliares utilizam vapor dessuperaquecido, (vapor que sofre um processo de resfriamento ao sair do superaquecedor), conforme explicado na seção 2.1.4.

Para aumentar a eficiência do ciclo, a água de alimentação é aproveitada para condensar o vapor de selagem da turbina e dos ejetores de ar do condensador, ganhando, portanto um leve aumento de temperatura antes de atingir o primeiro estágio de aquecimento.

Todos os estágios de aquecimento recebem vapor superaquecido da turbina e para evitar o contrafluxo há uma válvula de retenção entre cada ponto de extração da turbina e o correspondente aquecedor.

O vapor utilizado no terceiro e quarto aquecedor e na turbo-bomba da água de alimentação retornam ao ciclo através do desaerador. Os drenos dos demais processos são coletados no tanque de dreno atmosférico e a partir deste tanque são bombeados para retornarem ao ciclo principal, misturando-se com

a água de alimentação antes do condensador do vapor de selagem.

2.1.1 Turbina principal

A turbina principal é do tipo impulsão, com quatro extrações, constituída de um estágio de alta pressão e outro de baixa pressão. Cada estágio tem o seu próprio eixo e ambos são conectados a uma mesma caixa redutora de dupla redução, conforme mostrado na Fig.2.1. A esta caixa está acoplado o eixo do navio que transmite a potência da turbina ao hélice.

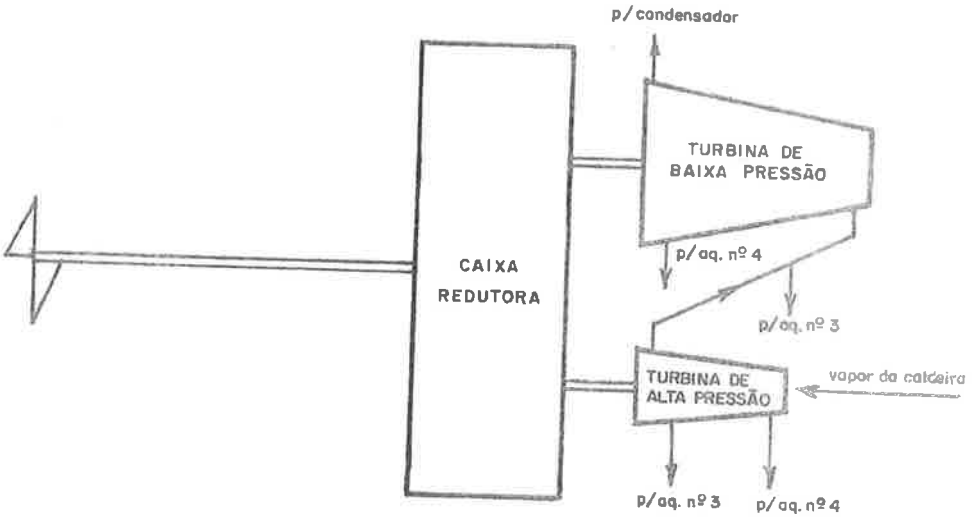


Fig.2.1 - Esquema da turbina

O controle da vazão de vapor para a turbina é efetuado por uma válvula do tipo "Bar-lift", que é uma variante da válvula de bocais reunindo a vantagem de poder controlar o fluxo de vapor para os diversos grupos de bocais pelo desloca

mento de uma única haste |13| .

Ao longo da turbina há quatro pontos de extração, assim distribuídos: duas no estágio de alta pressão (alimentando o terceiro e o quarto aquecedor), uma na rede de interligação entre os dois estágios (alimentando o tanque aquecedor de saerador) e uma no estágio de baixa pressão (alimentando o primeiro aquecedor).

A potência nominal da turbina é de 36000 hp, podendo alcançar 40 000 hp em regime de carga máxima.

O hélice do navio é de passo fixo, com cinco pás, a velocidade de projeto do navio é de 15,5 nós a uma rotação de 90 rpm do hélice.

2.1.2 Condensador

O condensador é um trocador de calor do tipo carcaça e tubo que recebe vapor no lado da carcaça e água do mar no interior dos tubos. No ciclo instalado no navio o vapor é proveniente da turbina de baixa pressão, ejetor de ar e grupo destilatório. O líquido condensado é recolhido em um poço, situado na parte inferior do condensador e daí extraído pela bomba do condensado. Como nas instalações propulsoras a vapor a pressão de condensação é muito reduzida, (cerca de 0,05 kgf/cm^2 abs) o condensador é dotado de ejetor de ar que o auxilia não só a manter a sua pressão mas, também, a eliminar os gases indesejáveis que penetram no ciclo |11, 12|.

2.1.3 Estágios de aquecimento

Entre o condensador e a caldeira a água de alimentação passa por quatro estágios de aquecimento sendo dois de baixa pressão e dois de alta pressão, conforme mostrado na Figura 2.2.

Os estágios de aquecimento de baixa pressão são constituídos por um trocador de calor de superfície (primeiro estágio) e um tanque aquecedor (segundo estágio).

O primeiro estágio é um trocador de tipo tubo e carcaça que recebe o vapor extraído da turbina de baixa pressão e da turbina do grupo gerador no lado de carcaça. O vapor, após ser condensado e sub-resfriado pela água de alimentação, que corre no interior dos tubos, é enviado para o tanque de dreno atmosférico. A água de alimentação após sofrer o aquecimento no primeiro estágio escoa diretamente para o estágio seguinte.

O tanque aquecedor-desaerador, segundo estágio de aquecimento, é um elemento imprescendível em uma instalação propulsora a vapor, pois a sua função é, além de aquecer, desaerar a água de alimentação a ser bombeada para a caldeira. Para tal fim o tanque é dotado de um sistema de desaeração na sua parte superior [11,12,13,14]. No caso do ciclo apresentado na Fig.1.1 ocorre no tanque a mistura de quatro correntes fluidas que são:vapor extraído da turbina principal, vapor da turbo-bomba da água de alimentação, dreno do terceiro estágio e da água de alimentação proveniente do primeiro aquecedor. A

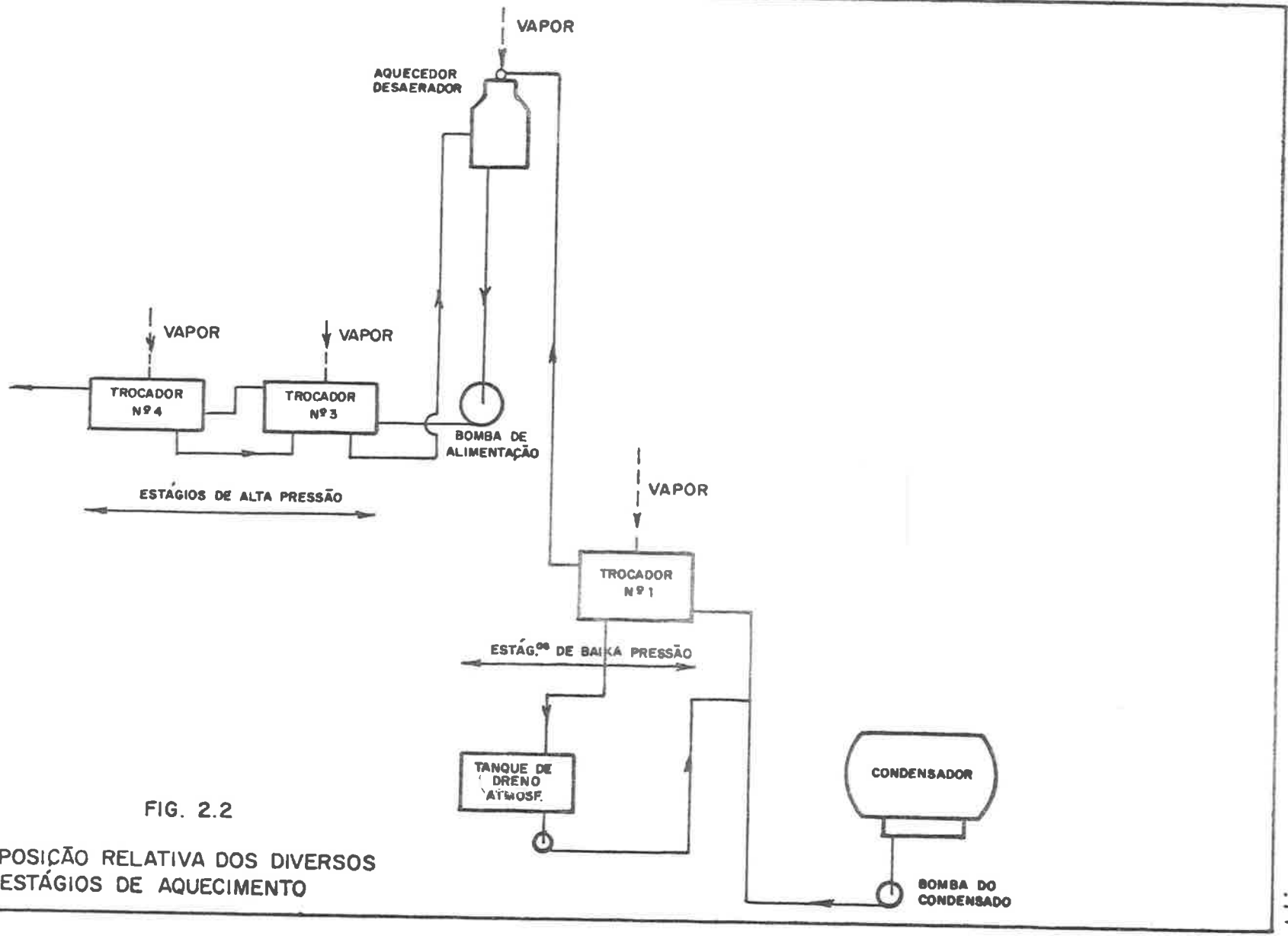


FIG. 2.2

POSIÇÃO RELATIVA DOS DIVERSOS ESTÁGIOS DE AQUECIMENTO

água é retirada da parte inferior do tanque como líquido saturado pela bomba de alimentação. Para evitar a cavitação nesta bomba, mantém-se o aquecedor cerca de vinte metros acima do seu nível, conforme mostrado na Fig.2.2.

Os estágios de aquecimento de alta pressão são constituídos por dois trocadores de superfície do tipo tubo e carcaça. Recebem o vapor extraído da turbina de alta pressão no lado da carcaça e o liberam como líquido sub-resfriado, tal como o primeiro estágio. O líquido drenado do quarto estágio é conduzido para o lado da carcaça do terceiro estágio e o dreno deste é enviado para o tanque aquecedor desaerador.

2.1.4 Gerador de vapor

O vapor é gerado em duas caldeiras idênticas, sendo que a capacidade nominal de cada uma delas é de 60 ton/hr, podendo atingir um máximo de 80 ton/hr.

A caldeira é de circulação natural, com dois tubulões interconectados por feixes de tubos descendentes e ascendentes. É dotado de um superaquecedor constituído por quatro passes, um pré-aquecedor de ar e de um ventilador para a entrada de ar. Os queimadores da caldeira, que são quatro, utilizam óleo combustível do tipo "Bunker C". Todo o vapor saturado que evapora na tubulação superior passa pelo superaquecedor. No entanto, como para os sistemas auxiliares não é necessário enviar vapor a altas temperaturas, uma fração da massa do vapor é retirado na saída do superaquecedor e resfriado no dessuper

aquecedor que no caso é um tubo mergulhado no líquido do tubulão superior da caldeira conforme indicado na Fig.2.3.

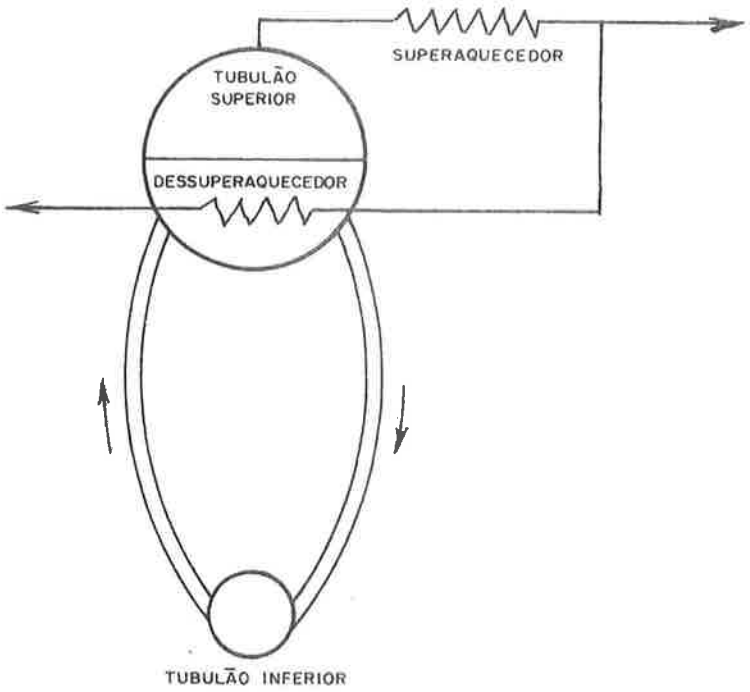


Fig.2.3 - Esquema da caldeira

2.2 *Ciclo simplificado para a simulação*

Como no diagrama da Fig.1.1 comparecem uma série de componentes que não afetam diretamente a propulsão do navio o estudo da dinâmica da instalação propulsora foi baseado no ciclo simplificado representado no diagrama da Fig.2.4.Neste diagrama foram mantidos, além dos elementos vitais do ciclo de Rankine, alguns outros componentes secundários para não descaracterizar em demasia o ciclo original que prejudicaria o balanço térmico da Fig.1.1. Assim sendo, foram mantidos elementos tais como: turbina do grupo gerador, turbina da bomba da água de alimentação, grupo destilatório e sistemas auxiliares

que, por simplicidade foram considerados como sendo um único elemento. Para simplificar a simulação, o vapor utilizado no grupo destilatório e no ejetor de ar foi desviado para o tanque de dreno atmosférico, ao contrário do ciclo real que as envia para o condensador.

2.3 *Metodologia empregada para a simulação*

Para a obtenção da simulação dinâmica do ciclo apresentado na Fig.2.4 dividiu-se o trabalho em duas partes:

1- Modelagem matemática e simulação individual de cada um dos elementos pertencentes ao ciclo de Rankine com regeneração;

2- Acoplamento de todos os modelos matemáticos desenvolvidos na etapa anterior e simulação global do ciclo.

O desenvolvimento matemático de todos os componentes bem como as suas hipóteses simplificadoras estão apresentados no capítulo 3. Como consequência da modelagem, resulta para cada elemento um conjunto de variáveis de estado, de entrada e de saída. O conjunto das equações que caracterizam o comportamento dinâmico de todo o ciclo é formado pelas equações de cada um dos elementos em separado. No entanto, ao se associar os vários componentes para a modelagem global, muitas vezes as variáveis de entrada de um componente são variáveis de saída de um outro componente. Desta forma, certas variáveis de entrada de um elemento, que na sua simulação individual foram tomadas como sendo "variáveis", deixam de sê-lo na simulação global do ciclo. Assim, por exemplo, na simulação in-

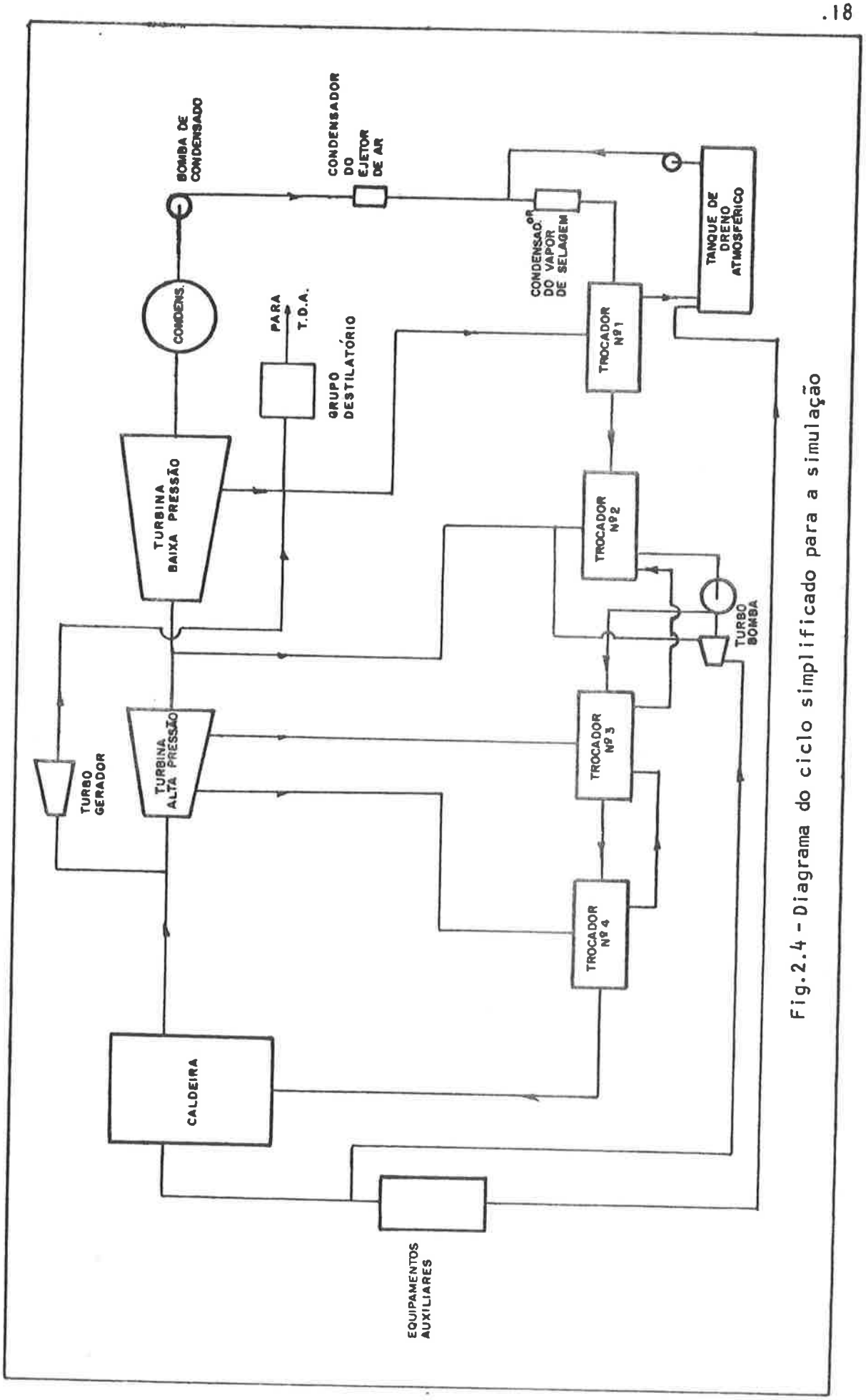


Fig.2.4 - Diagrama do ciclo simplificado para a simulação

dividual de um determinado trocador de calor, pode-se atuar na variável de entrada temperatura da água de alimentação. Porém na simulação global do ciclo isto não é possível, já que a temperatura da água é variável de saída de um outro componente. Um outro ponto a ressaltar é a simulação dos modelos dos trocadores de calor atuando-se na sua variável de entrada entalpia do vapor. Embora esta variação careça de um significado real ela é útil para averiguar a coerência do modelo e analisar a sua influência no comportamento do trocador já que a entalpia do vapor é variável de saída de um outro componente.

Para a integração numérica das equações diferenciais que caracterizam o sistema foi empregado neste trabalho o método de Runge-Kutta de quarta ordem, exceto no caso do superaquecedor onde aplicou-se um método distinto, conforme mostrado na seção 3.6.

No Capítulo 3 são apresentados, além da modelagem, os resultados das várias simulações efetuadas em malha aberta para os diversos componentes do ciclo. No Capítulo 4 é apresentada a associação de todos os elementos constantes na Fig.2.4 e os resultados da simulação para o sistema global.

CAPÍTULO 3

MODELAGEM DO SISTEMA

3.0 *INTRODUÇÃO*

Neste capítulo são apresentadas as modelagens física e matemática dos elementos pertencentes ao ciclo da Fig.2.4 bem como as suas simulações individuais.

As modelagens matemáticas estão baseadas nos seguintes relações:

1- Equação da continuidade e da energia.

2- Relações termodinâmicas entre as propriedades do fluido do trabalho.

3- Equações de transferência de calor, incluindo-se relações empíricas.

O objetivo principal deste capítulo é a definição do conjunto de variáveis de estado para cada componente do ciclo de propulsão a vapor. As variáveis de estado são aquelas variáveis necessárias e suficientes para se definir o estado de um sistema dinâmico em qualquer instante.

As variáveis de estado de um sistema dependem das hipóteses admitidas para a sua modelagem. Quanto maior o número de variáveis mais detalhado é o modelo analítico. Porém a sua solução torna-se mais complexa. Como o objetivo final do trabalho é analisar o transiente global de uma instalação propulsora a vapor, os elementos que a compõem foram modelados a

partir de um enfoque macroscópico e sendo despojado de detalhes na medida em que as equações obtidas reproduzissem os seus comportamentos essenciais. Desta maneira, para o condensador, por exemplo, foi possível obter um modelo analítico satisfatório utilizando somente as equações da energia, continuidade e transferência de calor sem contudo equacionar os fenômenos físicos peculiares à condensação do vapor [19, 20, 21 e 22].

Neste trabalho procurou-se determinar, na medida do possível, variáveis de estado mensuráveis para facilitar um posterior estudo de controle ao ciclo [18].

Para o cálculo da vazão e pressão nos pontos indicados a seguir foi utilizado a equação de quantidade de movimento sem o termo temporal, isto é, foi admitida uma acomodação instantânea no escoamento, independente da perturbação. Esta hipótese está baseado nos resultados obtidos por Torii[11], Whalley [5] e Ray [7]. Este modelo analítico, que está apresentado no apêndice B, foi adotado para os seguintes escoamentos:

1- escoamento do vapor entre a caldeira e a turbina (inclusive o superaquecedor) e entre os pontos de extração da turbina e os correspondentes aquecedores.

2- escoamento da água de alimentação (inclusive no interior dos trocadores de calor).

3- escoamento dos drenos provenientes do terceiro e quarto aquecedores.

O condensador do vapor de selagem e do ejetor de ar foram mantidos no ciclo simplificado para a simulação para que a água de alimentação sofra os incrementos de temperatura entre o condensador e o primeiro aquecedor, tal qual o ciclo real. Entretanto, para simplificar a simulação, nos dois elementos acima só foram considerados o processo de aquecimento da água de alimentação e para o seu cálculo foi utilizado a equação de energia sem o termo temporal.

As bombas do condensado e da água de alimentação principal não foram modelados com equações dinâmicas. Mas foi admitida que elas sempre forneceriam a vazão e a carga do instante inicial.

O tanque de dreno atmosférico foi considerado como um reservatório de água com a sua temperatura sempre constante e, igual ao instante inicial.

Nas seções seguintes são apresentadas as modelagens e as simulações dos elementos importantes do ciclo que são:

conjunto turbina - hélice - casco (3.1)

condensador (3.2)

aquecedor da superfície (3.3)

tanque aquecedor-desaerador (3.4)

caldeira (3.5)

superaquecedor (3.6)

Para o cálculo das propriedades termodinâmicas de vapor no computador, foram utilizados, em todas as simulações, as formulações propostas pela Ref.|26|.

3.1 MODELAGEM E SIMULAÇÃO DO COJUNTO TURBINA-HÉLICE-CASCO

O desenvolvimento do modelo matemático da turbina está apresentado na seção 3.1.1. Entretanto, o estudo da dinâmica de uma turbina naval só é válida se efetuado concomitantemente com o hélice e o casco. Sendo assim, para a simulação da turbina o modelo matemático foi extendido para o conjunto "turbina-hélice-casco" e está apresentado na seção 3.1.2.

3.1.1 Modelagem da turbina

O modelo físico da turbina está apresentado na Figura 3.1. Neste modelo o vapor expande em uma única turbina de múltiplos estágios de impulsão, os quais são constituídos de um bocal e de palhetas móveis. A admissão de vapor continua sendo controlada por válvulas de bocais e as pressões e temperaturas das quatro extrações são as mesmas que na turbina real.

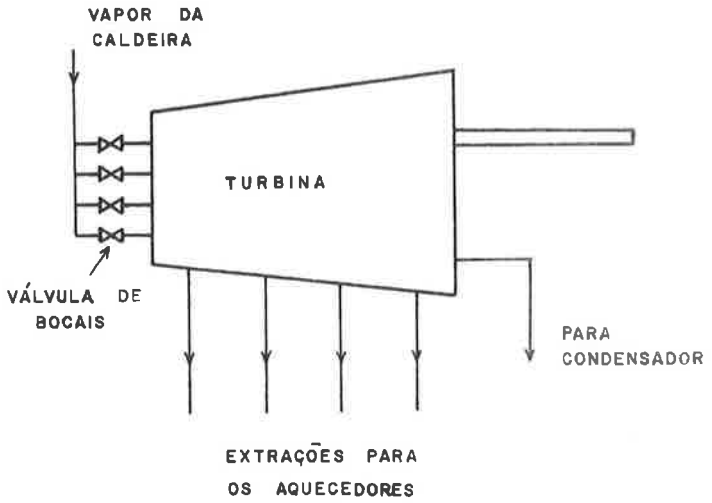


Fig.3.1 Modelo físico da turbina

No entanto como é utilizada a válvula de bocais a expansão do vapor no primeiro estágio e a sua eficiência se distinguem das demais, principalmente em cargas parciais [12 22, 23]. Desta forma para o cálculo da eficiência foram adotadas duas formulações matemáticas, sendo uma válida para o primeiro estágio e a outra para os estágios subsequentes. Além desta consideração foram efetuadas as seguintes hipóteses para a modelagem da turbina:

1- Não há fluxo de calor do vapor para a carcaça.

2- A queda de entalpia é idêntica para todos os estágios, exceto o primeiro.

3- A eficiência do conjunto bocal-palheta é a mesma para todos os estágios, exceto a do primeiro.

4- Os rendimentos mecânicos da turbina, redutor e do eixo propulsor são constantes para toda a faixa de potência.

5- O fator de reposição (ver definição no apêndice A) é constante para toda a faixa de potência.

A seguir está mostrado o modelo matemático adotado para a turbina. Os símbolos utilizados a seguir estão relacionados na Tabela 3.1.

Na Fig. 3.2 está indicado em um diagrama entropia x entalpia a expansão que o vapor sofre no interior da turbina. Como há quatro extrações a potência da turbina é dada por:

$$Hp = \left[w_t \cdot \Delta h - \sum_{1}^{4} (h_{xi} - h_{tc}) w_{xi} \right] \eta_{mt}$$

$$= \left[w_t (\Delta hi_1 \cdot \eta_{t1} + \Delta hi_2 \cdot \eta_{t2}) - \sum_{1}^{4} (h_{xi} - h_{tc}) w_{xi} \right] \eta_{mt} \qquad (3.1.1)$$

onde

$$\eta_{t1} = f(p_t,\ T_t,\ N_t,\ p_{g1}) \qquad (3.1.2)$$

$$\eta_{t2} = f(p_{g1},\ \eta_{t1},\ N_t,\ p_c) \qquad (3.1.3)$$

$$h_{xi} = f(p_{g1},\ T_{g1},\ \eta_{t2},\ \zeta_i, p_c) \qquad (3.1.4)$$

$$w_{xi} = f(p_{xi}, p_{ai}) \qquad (3.1.5)$$

$$w_t = f(z, p_t) \qquad (3.1.6)$$

A expressão analítica da eficiência η_{t1} do primeiro estágio e η_{t2} dos estágios subsequentes bem como o cálculo da pressão e entalpia de extração e da vazão de vapor w_t estão apresentadas no apêndice A. A equação utilizada para o cálculo da vazão de vapor de extração w_x está apresentada no apêndice B.

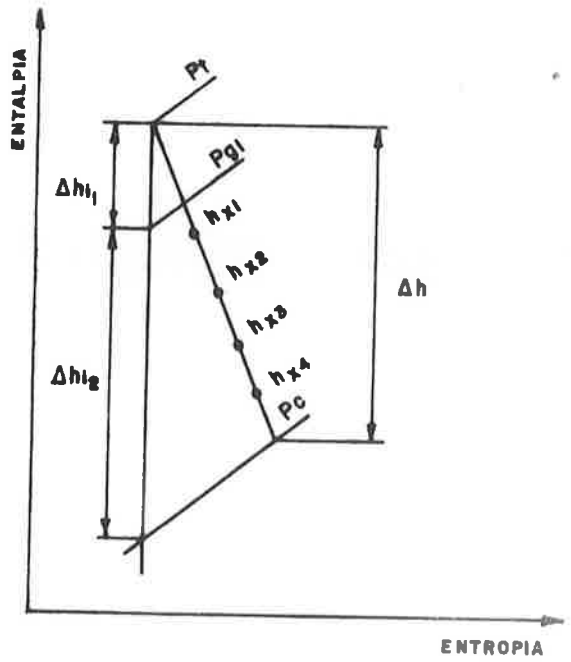


Fig.3.2 - Expansão do vapor no interior da turbina com seus quatro pontos de extração

3.1.2 *Modelagem do conjunto turbina-hélice-casco*

O modelo físico do conjunto "turbina-hélice-casco" está apresentado na Fig.3.3. Aplicando as equações da dinâmica para o cojunto conclui-se que o sistema fica definido através de duas variáveis de estado que são:

V_n : velocidade do navio

N_h : rotação do hélice

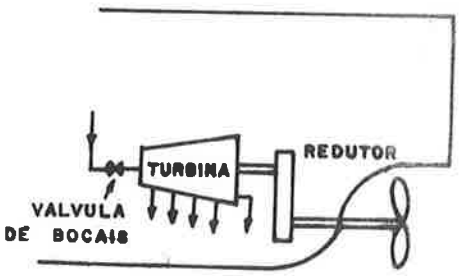


Fig.3.3 - Modelo do conjunto turbina-hélice-casco

As expressões analíticas que definem essas duas variáveis resultam da aplicação das equações da mecânica para os movimentos de rotação do eixo propulsor e de translação do navio e são dados por:

$$\frac{dN_h}{dt} = \frac{(Q_e - Q_h - Q_m)}{2.\pi.I_h} \qquad (3.1.7)$$

e

$$\frac{dV_n}{dt} = \frac{E_h(1-d)-R(V)}{M_n} \qquad (3.1.8)$$

O torque Q_m perdido ao longo do eixo pode ser dado por:

$$Q_m = (1-\eta_e)Q_e \qquad (3.1.9)$$

Substituindo a equação (3.1.9) em (3.1.7) tem-se:

$$\frac{dN_h}{dt} = \frac{Q_e.\eta_e - Q_h}{I_h.2.\pi} \qquad (3.1.10)$$

Os torques Q_h absorvida pelo hélice e Q_e fornecido pela turbina são determinados em cada instante por:

$$Q_e = Q_t.r \qquad (3.1.11)$$

onde

$$Q_t = \frac{Hp}{2.N_t.\pi} \qquad (3.1.12)$$

e

$$Q_h = K_Q(J).\rho.N_h^2.D^5 \qquad (3.1.13)$$

onde

$$J = \frac{V_n(1-f)}{N_h.D} \qquad (3.1.14)$$

O empuxo fornecido pelo hélice é dado por:

$$E_h = K_T(J).\rho.N_h^2.D^4 \qquad (3.1.15)$$

No apêndice B encotram-se os fundamentos teóricos para as expressões de E_h e Q_h aqui adotados bem como a equação da curva de resistência R do navio. Cabe observar aqui que as equações (3.1.8) e (3.1.10) traduzem a interdependência en

tre o casco e o hélice e as equações (3.1.10) e (3.1.11) relacionam a potência da turbina com a rotação do hélice. Desta maneira o conjunto das três equações citadas acoplam o desempenho da turbina, casco e hélice.

3.1.3 Simulação do conjunto turbina-hélice-casco

Tomando-se o conjunto turbina-hélice-casco pode-se eleger ao menos três variáveis de entrada e doze variáveis de saída conforme o esquema da Fig.3.4.

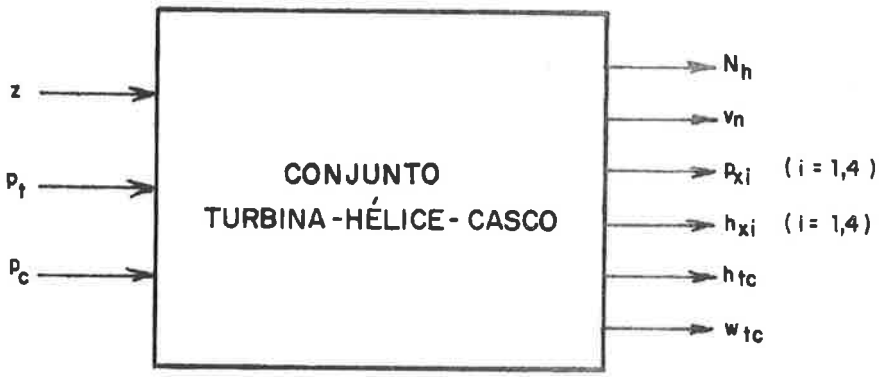


Fig.3.4 - Variáveis de entrada e de saída para o conjunto turbina-hélice-casco

A pressão do condensador p_c e da entrada da turbina p_t deixam de ser variáveis de entrada na simulação global do ciclo porque ambas são variáveis de saída de outros elementos.

As respostas do conjunto aqui apresentados corres -

pondem à simulação com o fechamento parcial da válvula de controle e mantidos constantes as demais variáveis de entrada. Para determinar a vazão de vapor de extração foi admitida uma pressão constante e igual ao instante inicial nos trocadores de calor.

Na Tabela 3.2 estão relacionadas as equações utilizadas para a simulação e os seus resultados estão apresentados na Fig.3.5

Tabela 3.1 - Nomenclatura para a modelagem do conjunto "turbina-hélice-casco"

d : coeficiente de redução da força propulsora

D : diâmetro do hélice

E : empuxo

f : coeficiente de esteira

h : entalpia

Hp : potência desenvolvida pela turbina

I : momentos de inércia

J : coeficiente de avanço do hélice

K_Q : coeficiente de torque do hélice

K_T : coeficiente de empuxo do hélice

M : massa

N : rotação

p : pressão

Q : torque

r : razão de redução de rotação

R : resistencia do navio

t : tempo

T : temperatura

V : velocidade

w : vazão de vapor

z : medida da posição de haste da válvula

Δh : variação de entalpia do vapor na turbina

Δhi : variação de entalpia do vapor na turbina em uma expansão isoentrópica.

η : eficiência

ρ : densidade da água do mar

ζ : fator de reposição

Índice

a : aquecedor

c : condensador

e : eixo propulsor

gl : saída do primeiro estágio da turbina

h : hélice

m : mecânico

n : navio

t : entrada da turbina ou turbina

tc : saída da turbina

xi : i-ésimo ponto de extração

1 : referente ao primeiro estágio da turbina

2 : referente ao segundo estágio da turbina em diante.

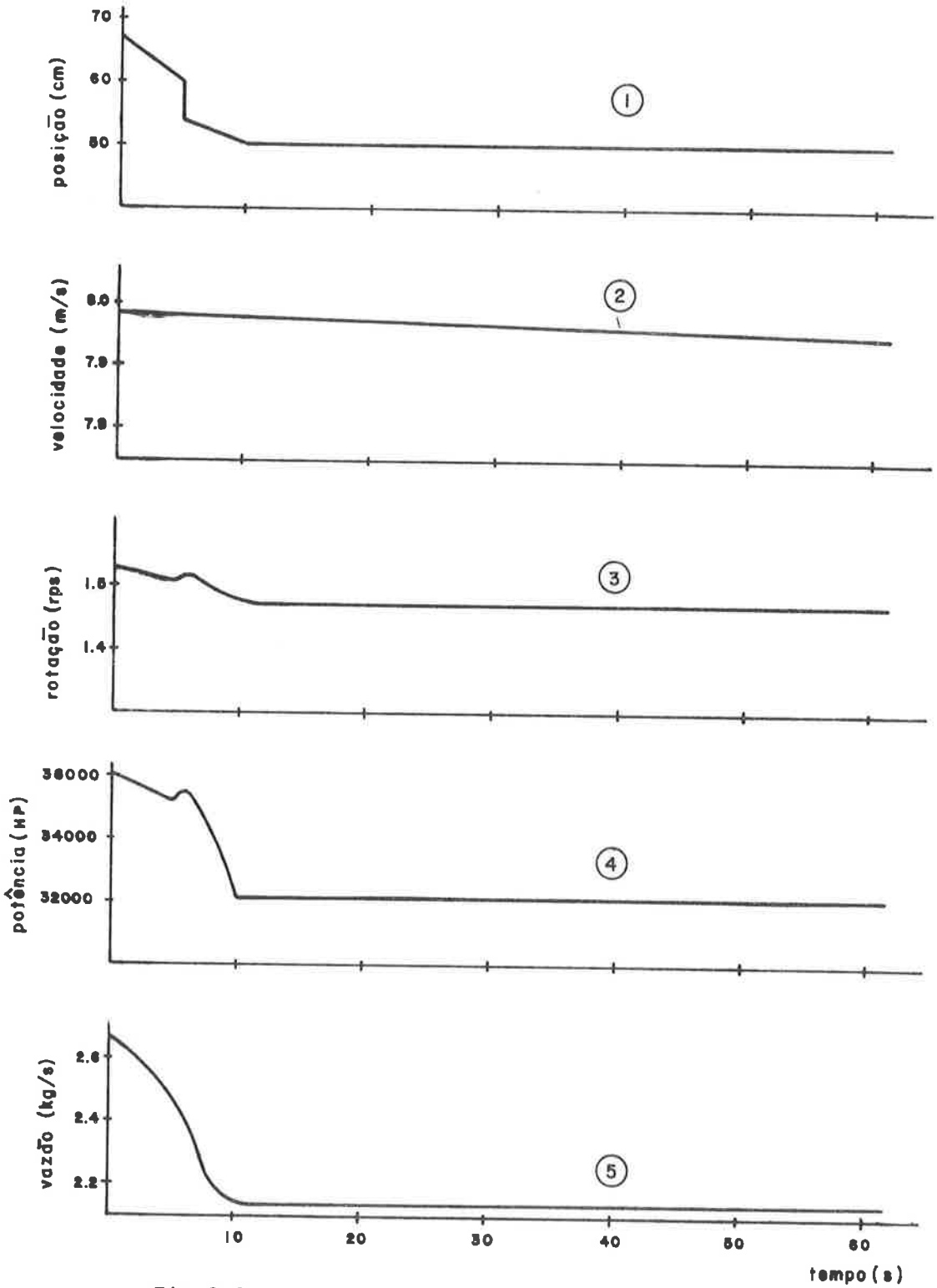


Fig.3.5 - Resposta do conjunto turbina-hélice-casco sujeito ao fechamento parcial da válvula de admissão de vapor

1 posição da haste da válvula
2 velocidade do navio
3 rotação do hélice
4 potência entregue ao hélice
5 vazão de vapor admitida na turbina

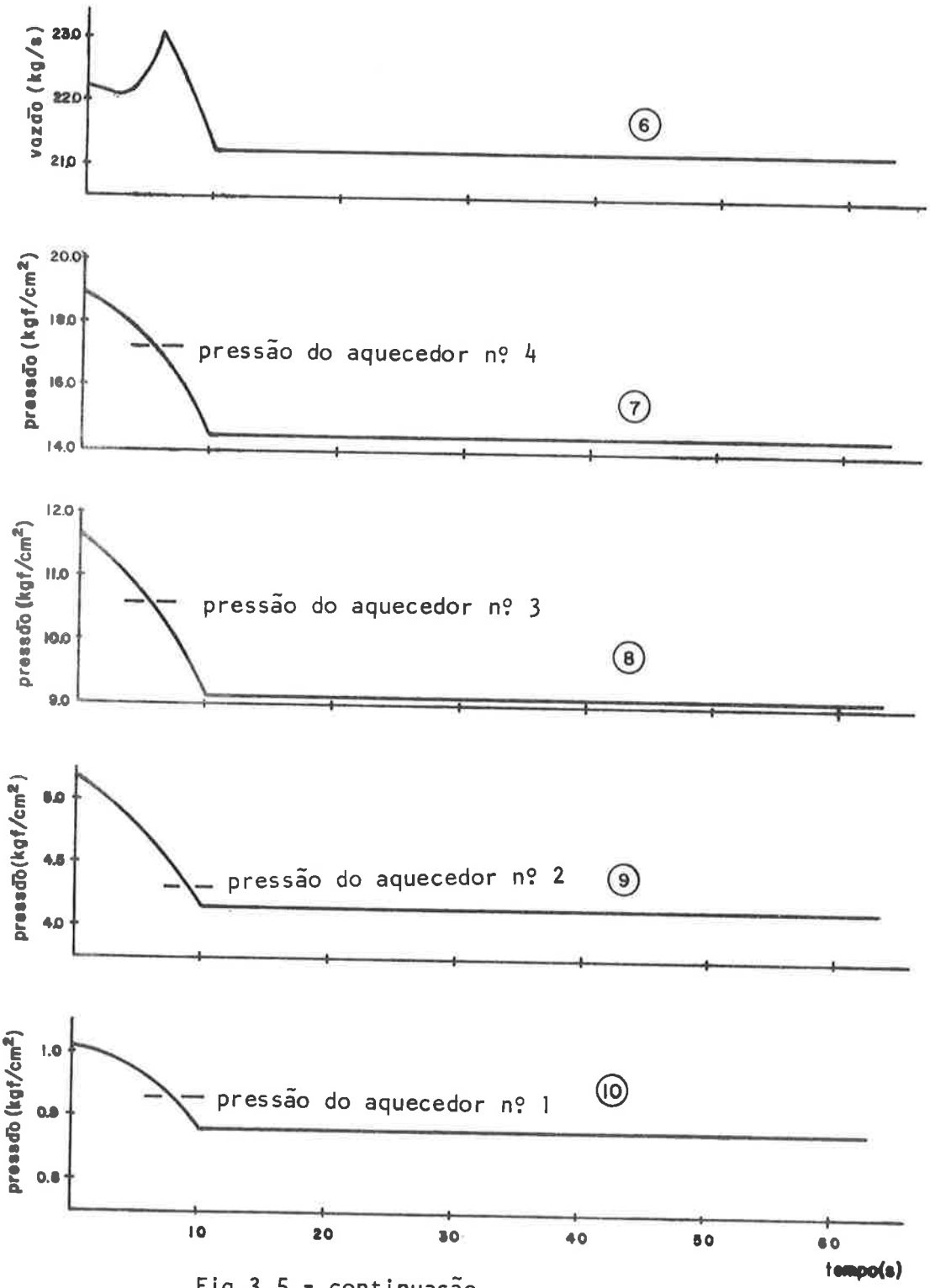


Fig.3.5 - continuação

6 vazão de vapor na saída da turbina
7 pressão do vapor no primeiro ponto de extração
8 pressão do vapor no segundo ponto de extração
9 pressão do vapor no terceiro ponto de extração
10 pressão do vapor no quarto ponto de extração

3.1.4 Comentários da simulação

Embora a vazão de vapor admitida na turbina, que está mostrada na Fig.3.5.5 diminua regularmente com com o fechamento da válvula, o mesmo não acontece com a rotação do hélice e a potência da turbina conforme mostrado nas Figs.3.5.3 e 3.5.4. Isto ocorre porque de acordo com as Figs.3.5.7 a 3.5.10 as pressões nos quatro pontos de extração da turbina diminuem e consequentemente as vazões de vapor para os trocadores de calor também se reduzem. Ainda as mesmas figuras mostram que durante o período de atuação na válvula, as pressões nos quatro pontos de extração ficam inferiores à pressão dos trocadores quando então não há massa de vapor em extração da turbina.Com isso a massa de vapor que antes era extraído, realiza trabalho adicional ao expandir na turbina, aumentando consequentemente a potência da turbina.

A redução da vazão de vapor de extração também é sentida no condensador pois a vazão de vapor na saída da turbina aumenta por alguns instantes, conforme mostrado na Fig.3.5.3.

A resposta de velocidade do navio, mostrado na Fig. 3.5.2 , é bem mais lenta que as demais variáveis. Testes realizados para este navio mostram que, para o tipo de atuação efetuado, a velocidade começa a estabilizar por volta de oitocentos segundos.

Tabela 3.2 Equações utilizadas para a simulação do conjunto turbina+hélice+casco

Equações das variáveis de estado

$$\frac{dN_h}{dt} = \frac{Q_e \cdot \eta_e - Q_h}{2.\pi.I_h} \qquad (3.1.10)$$

$$\frac{dV_m}{dt} = \frac{E_h(1-d) - R(V)}{M_n} \qquad (3.1.8)$$

Equações Auxiliares

$$Hp = \left[w_t \left(\Delta hi_1 \cdot \eta_{t1} + \Delta hi_2 \cdot \eta_{t2}\right) - \sum_{1}^{4} \left(h_{xl} - h_{tc}\right).w_{xl}\right]\eta_{mt} \qquad (3.1.1)$$

$$\eta_{t1} = f(p_t,\ T_t,\ N_t,\ p_{g1}) \qquad (3.1.2)$$

$$\eta_{t2} = f(p_{g1},\ \eta_{t1},\ N_t,\ p_c) \qquad (3.1.3)$$

$$h_{xl} = f(P_{g1}, T_{g1}, \eta_{t2}, \zeta_l, P_c) \qquad (3.1.4)$$

$$w_{xl_i} = f(P_{xl}, P_{al}) \qquad (3.1.5)$$

$$w_t = f(z,\ p_t) \qquad (3.1.6)$$

$$Q_e = Q_t.r \qquad (3.1.11)$$

$$Q_t = \frac{Hp}{2\pi N_t} \qquad (3.1.12)$$

$$Q_h = K_Q(J).\rho.N_h^2.D^5 \qquad (3.1.13)$$

$$E_h = K_T(J).\rho.N_h^2.D^4 \qquad (3.1.15)$$

$$J = \frac{V_n(1-f)}{N_h.D} \qquad (3.1.14)$$

$$P_{g1} = f(w_t)$$

$$T_{g1} = f(p_t,\ T_t,\ p_{g1},\ \eta_{t1})$$

$$P_{xl} = f(p_{g1}, T_{g1}, h_{tc}, \zeta_l)$$

$$N_t = r.N_h$$

$$\Delta hi_1 = f(p_t, T_t, p_{g1})$$

$$\Delta hi_2 = f(p_{g1}, T_{g1},\ p_c)$$

$$h_{tc} = f(P_{g1},\ T_{g1},\ \eta_{t2},\ P_c)$$

Todas as equações auxiliares são desenvolvidas no apêndice A

3.2 MODELAGEM E SIMULAÇÃO DO CONDENSADOR

3.2.1 Modelagem do condensador

O modelo físico do condensador é apresentado na Figura 3.6. Neste modelo todas as tubulações por onde escoa a água do mar são substituídas por um único tubo ideal com as seguintes características:

1- a área transversal é igual a soma das áreas transversais de todos os tubos.

2- a área de transferência de calor é a soma das áreas de cada tubo.

3- a massa é igual a soma das massas de cada um dos tubos.

O vapor entra no condensador pela parte superior e, em regime permanente condensa-se cedendo energia somente para os tubos, já que é admitido que a temperatura da carcaça é a mesma do vapor. Em regime transitório o vapor troca calor com o tubo e a carcaça. Todo o líquido condensado é recolhido no poço do condensador, sendo de suma importância prever o seu nível já que dele depende o "NPSH" (carga positiva de sucção acima da pressão de vapor) da bomba do condensado.

As seguintes hipóteses foram utilizadas para o seu equacionamento:

1- a pressão é uniforme em todo o condensador.

2- há somente vapor e líquido no lado da carcaça e ambos estão na temperatura de saturação.

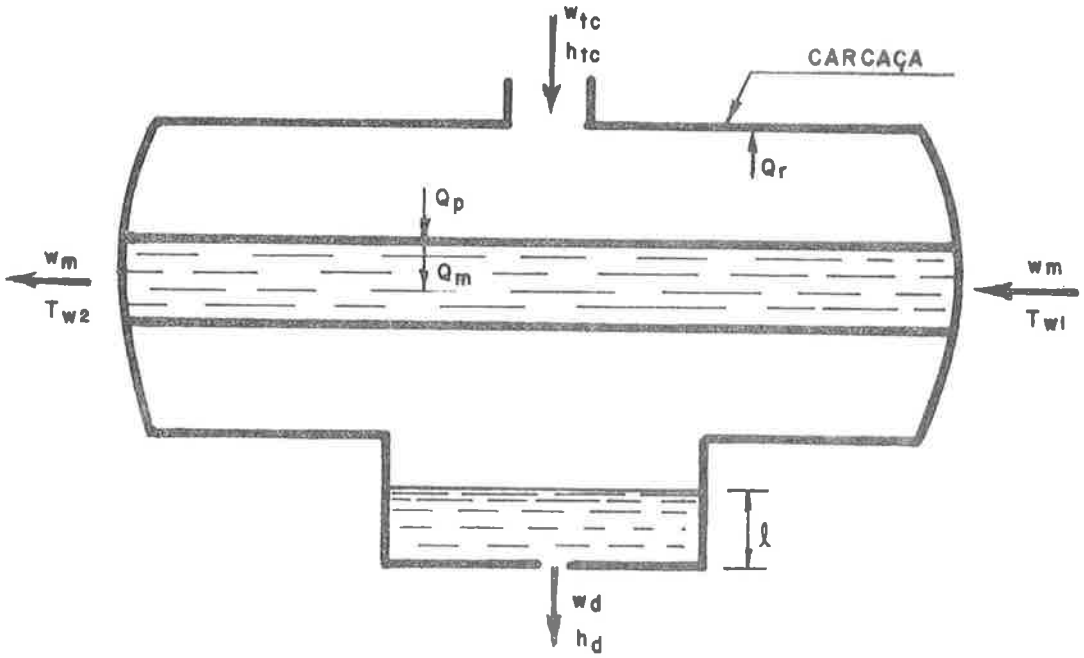


Fig.3.6 - Modelo físico do condensador

3- a temperatura da água do mar varia linearmente ao longo de todo o comprimento e as suas propriedades são calculadas baseadas na sua temperatura média.

4- é desprezada a troca de calor entre o meio e o condensador.

5- a temperatura do tubo é uniforme tanto na direção axial como radial.

6- a temperatura é uniforme em toda a carcaça do condensador.

7- as proriedades físicas do aço são constantes.

8- os coeficientes de transmissão de calor na superfície da carcaça e na superfície externa de tubos são constantes.

Com base nestas hipóteses o condensador fica definido através de cinco variáveis de estado que são:

p : pressão do condensador

T_m: temperatura média da água do mar

T_r: temperatura da carcaça

T_p : temperatura dos tubos

ℓ : nível do condensador

A seguir são apresentadas as equações que definem o modelo matemático do condensador. Os símbolos utilizados nesta seção são apresentados na Tab.3.3

Aplicando-se a equação da continuidade e da energia para a mistura vapor-líquido tem-se:

$$\frac{d}{dt}(M_s + M_f) = w_{tc} - w_d \qquad (3.2.1)$$

e

$$\frac{d}{dt}(M_s . u_s + M_f . u_f) = -(Q_r + Q_p) + w_{tc} . h_{tc} - w_d . h_d \qquad (3.2.2)$$

As trocas de calor da mistura com a carcaça e o tubo são dados por:

$$Q_r = K_r . A_r (T_s - T_r) \qquad (3.2.3)$$

e

$$Q_p = K_p . A_p (T_s - T_p) \qquad (3.2.4)$$

Ainda para o condensador são válidas as seguintes relações:

$$V_c = M_f . v_f + M_s . v_s \qquad (3.2.5)$$

$$u_f = h_f - P . v_f . F \qquad (3.2.6)$$

$$u_s = h_s - P . v_s F \qquad (3.2.7)$$

Para o cálculo do nível do condensador pode-se escrever que:

$$M_f . v_f = S . \ell \quad \therefore \quad \frac{d}{dt}(M_f . v_f) = S . \frac{d\ell}{dt} \qquad (3.2.8)$$

Derivando-se a equação (3.2.5) resulta que:

$$\frac{d}{dt}(M_f \cdot v_f) + \frac{d}{dt}(M_s \cdot v_s) = 0 \qquad (3.2.9)$$

Comparando as equações (3.2.8) e (3.2.9) tem-se:

$$\frac{d}{dt}(M_s \cdot v_s) = -S \frac{d\ell}{dt} \qquad (3.2.10)$$

Desenvolvendo-se as equações (3.2.8) e (3.2.10) e substituindo em (3.2.1) chega-se a

$$\frac{d\ell}{dt} = \frac{v_f \cdot v_s}{(v_s - v_f)S} \left[w_{tc} - w_d + \left(\frac{M_f}{v_f} \cdot \frac{\partial v_f}{\partial p} + \frac{M_s}{v_s} \frac{\partial v_s}{\partial p} \right) \right] \frac{dp}{dt} \qquad (3.2.11)$$

A equação dinâmica da pressão é obtida desenvolvendo-se a equação (3.2.2) com o auxílio de (3.2.5), (3.2.6), (3.2.7), (3.2.8), (3.2.10) e (3.2.11) e a sua expressão é dado por:

$$Y_c \frac{dp}{dt} = -(Q_r + Q_p) - w_d \left[h_d - \frac{v_s \cdot h_f - h_s \cdot v_f}{v_s - v_f} \right] + w_{tc} \left[h_{tc} - \frac{v_s \cdot h_f - h_s \cdot v_f}{v_s - v_f} \right] \qquad (3.2.12)$$

onde:

$$Y_c = M_f \left(\frac{\partial h_f}{\partial p} - \frac{h_s - h_f}{v_s - v_f} \cdot \frac{\partial v_f}{\partial p} \right) + M_s \left(\frac{\partial h_s}{\partial p} - \frac{h_s - h_f}{v_s - v_f} \cdot \frac{\partial v_s}{\partial p} \right) - F \cdot V_c \qquad (3.2.13)$$

As equações de estado envolvendo T_m, T_p e T_r são obtidas aplicando-se a equação da energia para a água do mar, carcaça e tubo do condensador.

1. Equação da energia aplicada a água do mar:

$$Q_m + w_m \cdot c_m \cdot T_{m1} - w_m \cdot c_m T_{m2} = c_m \cdot \rho \cdot V_m \frac{d}{dt} \left(\frac{T_{m1} + T_{m2}}{2} \right) \qquad (3.2.14)$$

onde o calor absorvido pela água do mar Q_m é dado por:

$$Q_m = U.A_m \frac{(T_{m2} - T_{m1})}{\ell n(\frac{T_p - T_{m1}}{T_p - T_{m2}})} \qquad (3.2.15)$$

onde de acordo com o apêndice B,

$$U = f(w_m)$$

seja

$$T_m = \frac{T_{m1} + T_{m2}}{2} \quad \therefore$$

$$T_{m2} = 2T_m - T_{m1} \qquad (3.2.16)$$

Substituindo (3.2.16) em (3.2.14) chega-se a:

$$\frac{dT_m}{dt} = \frac{Q_m - 2w_m . c_m . (T_m - T_{m1})}{c_m . \rho . V_m} \qquad (3.2.17)$$

2. Equação da energia aplicada a carcaça

$$M_r . c_r . \frac{dT_r}{dt} = Q_r \quad \therefore$$

$$\frac{dT_r}{dt} = \frac{Q_r}{M_r . c_r} \qquad (3.2.18)$$

3. Equação da energia aplicada aos tubos

$$M_p . c_p \frac{dT_p}{dt} = Q_p - Q_m \quad \therefore$$

$$\frac{dT_p}{dt} = \frac{Q_p - Q_m}{M_p . c_p} \qquad (3.2.19)$$

3.2.2 *Simulação do condensador*

Analisando-se o condensador como um elemento inde - pendente, pode-se eleger cinco variáveis de entrada e pelo me nos três variáveis de saída , conforme o esquema apresenta do na Fig 3.7.

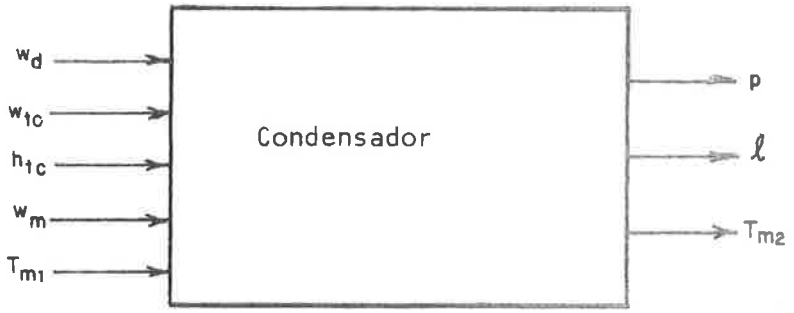


Fig.3.7 - Variáveis de entrada e de saída para o condensador

A vazão w_{tc} e a entalpia h_{tc} do vapor na entrada do condensador deixam de ser variáveis de entrada na simulação do ciclo completo já que ambos são, de acordo ocm a Fig.3.5 , variáveis de saída do modelo da turbina.

Nesta seção estão apresentadas as respostas do condensador para os seguintes casos:

a- acréscimo de 10% em forma de ressalto na vazão da água do mar.

b- decréscimo de 10% em forma de ressalto na vazão de vapor.

c- acréscimo de 17% em forma de rampa na temperatura.

Os resultados das simulações estão apresentados nas Figs. 3.8, 3.9 e 3.10 e comentadas na seção 3.2.3. Na tabe-

la 3.4 estão resumidas as equações que compõem o modelo matemático do condensador e utilizadas nas suas simulações.

Tabela 3.3 Nomenclatura para a modelagem do condensador

A : área de transferência de calor

c : calor específico

F : fator de conversão de unidades

h : entalpia

K : coeficiente de transmissão de calor

ℓ : nível

M : massa

p : pressão

Q : calor

S : área da superfície do líquido

t : tempo

T : temperatura

u : energia interna

U : coeficiente global de transmissão de calor

v : volume específico

V : volume

w : vazão

ρ : densidade da água do mar

Índices

c : condensador

d : saída do condensador

f : líquido saturado

m : água do mar

p : tubos do condensador

r : carcaça do condensador

s : vapor saturado (para h e v) da saturação (para T)

tc : entrada do condensador

1 : entrada da água do mar

2 : saída da água do mar

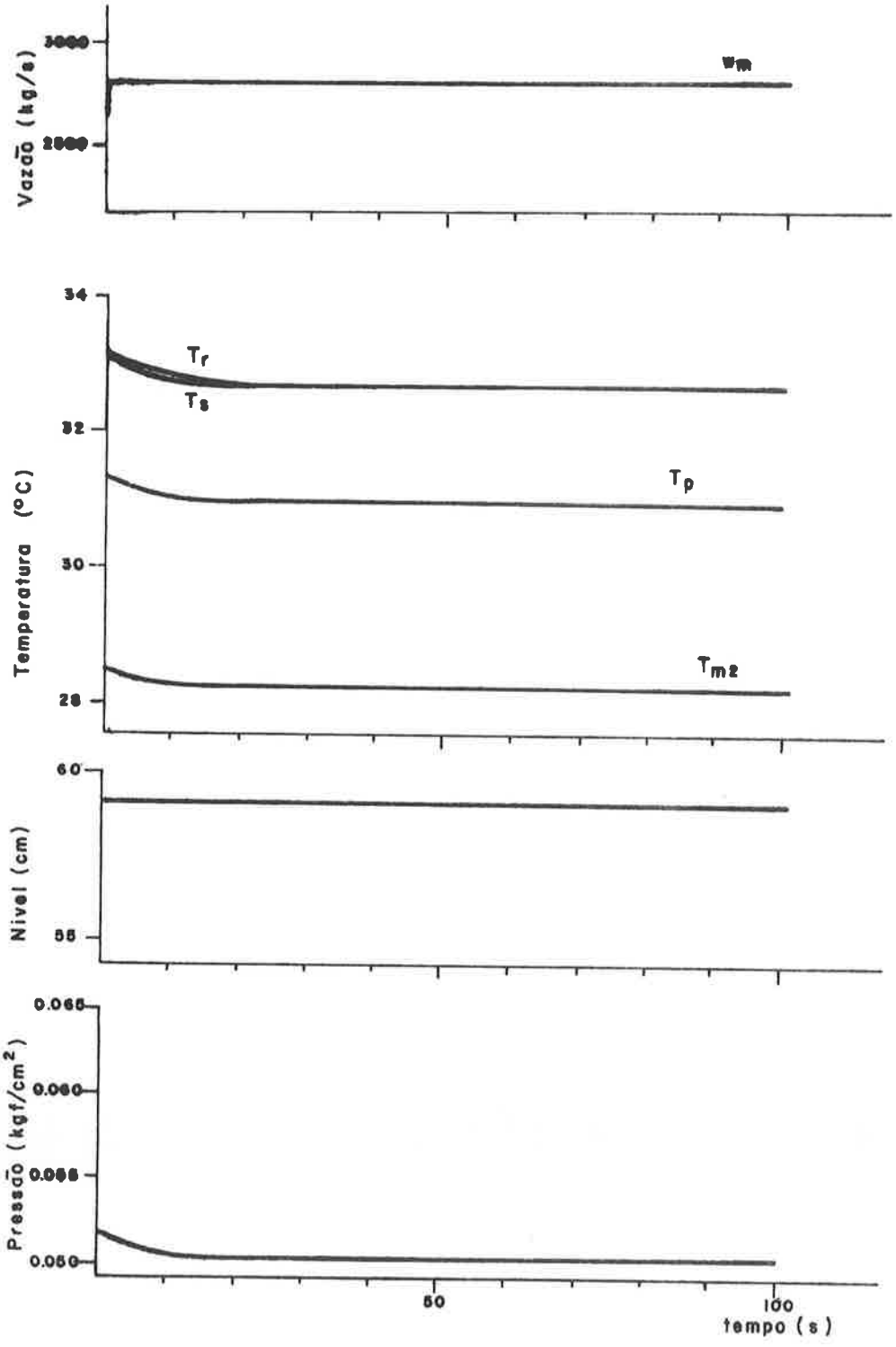


Fig.3.8 - Resposta do condensador sujeito a uma variação na vazão da água do mar

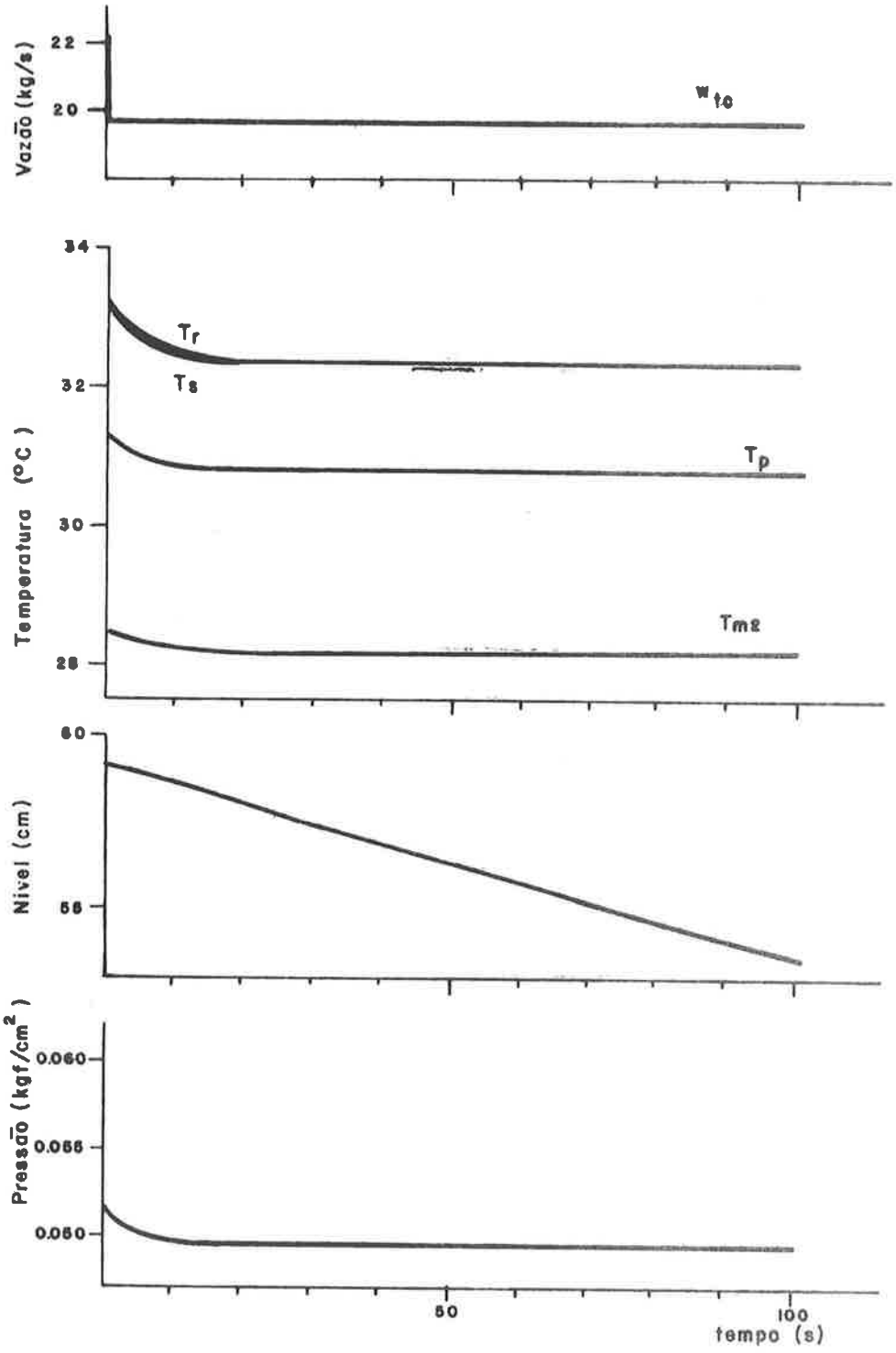


Fig.3.9 - Resposta do condensador sujeito a uma variação na vazão de vapor

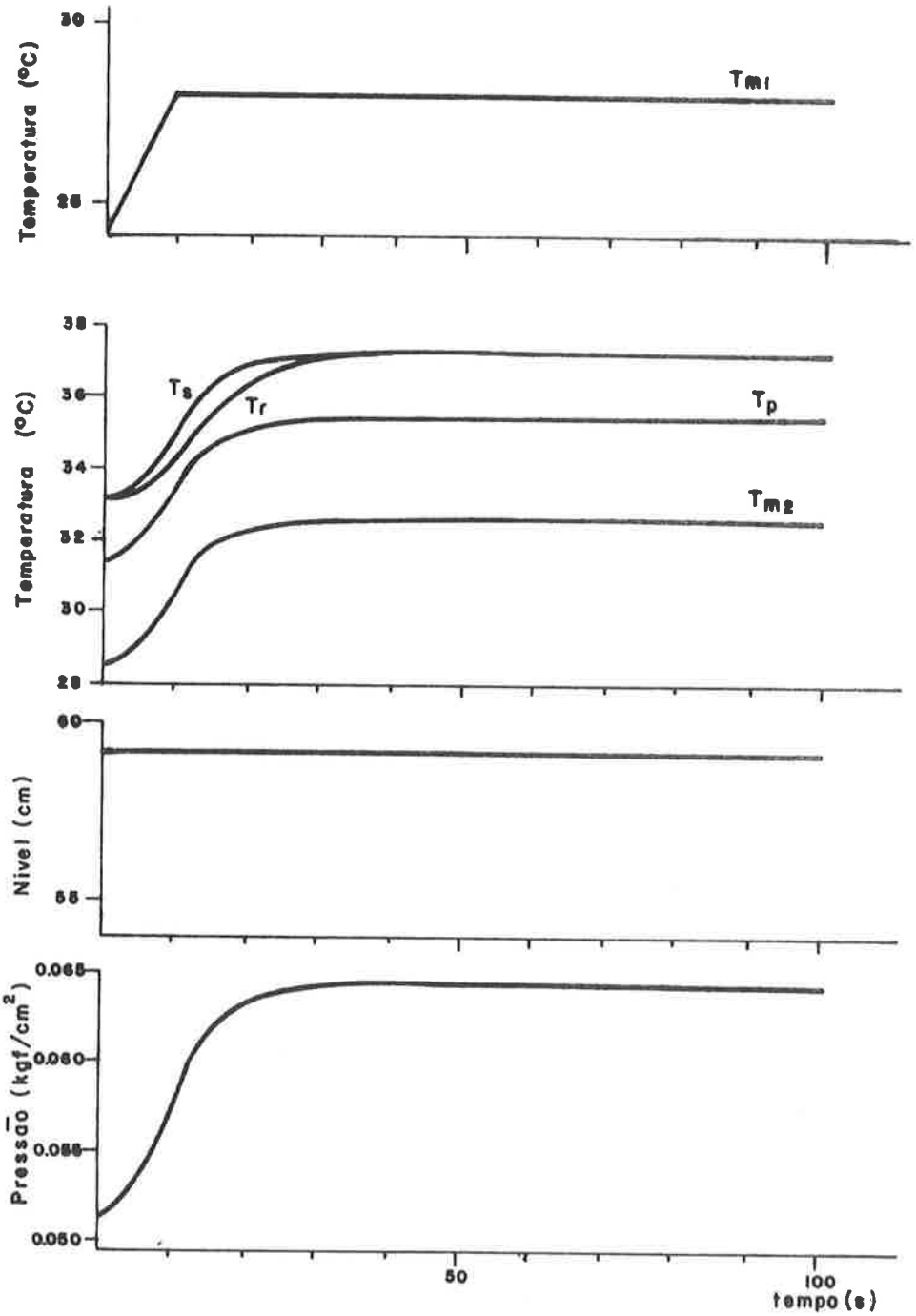


Fig.3.10 - Resposta do condensador sujeito a uma variação na temperatura da água do mar

3.2.3 Comentários da simulação

O aumento da vazão da água do mar, de acordo com a Fig.3.8 não acarreta mudanças apreciáveis no desempenho do condensador. A pressão cai levemente (cerca de 4%) devido ao aumento na taxa de condensação. Em consequência disso as temperaturas da carcaça, dos tubos, do líquido saturado e da água do mar na saída do condensador diminuem (cerca de 2% em média). Quanto ao nível do líquido, este não sofre influência da variação da água do mar.

A diminuição da vazão do vapor afeta principalmente o nível do líquido conforme mostrado na Fig.3.9 sem contudo provocar grandes alterações na pressão e nas temperaturas. A pressão cai levemente porque diminui a quantidade de vapor no interior do condensador e acarreta com isso uma redução nas diversas temperaturas.

A Fig.3.10 revela que o aumento da temperatura da água do mar embora não altere o nível afeta sensivelmente a pressão do condensador. Isot ocorre não só porque a equação de troca de calor Q_m sofre mudanças acentuadas com as mudanças das temperaturas (devido ao seu termo logarítmico) e alterando consequentemente a pressão, mas também porque a variação da temperatura e do volume específico com a própria pressão ($\partial T_s/\partial p$ e $\partial v_s/\partial p$) é significativa, contribuindo para um maior afastamento do estado inicial.

Tabela 3.4 Equações utilizadas para a simulação do condensador

Equações das variáveis de estado

$$\frac{dp}{dt} = \frac{1}{Y_c}\left[-(Q_r + Q_p) - w_d\left(h_d - \frac{v_s h_f - h_s v_f}{v_s - v_f}\right) + w_{tc}\left(h_{tc} - \frac{v_s . h_f - h_s . v_f}{v_s - v_f}\right)\right] \quad (3.2.12)$$

$$\frac{d\ell}{dt} = \frac{v_f \cdot v_s}{(v_s - v_f)S}\left[w_{tc} - w_d + \left(\frac{M_f}{v_f}\frac{\partial v_f}{\partial p} + \frac{M_s}{v_s}\frac{\partial v_s}{\partial p}\right)\frac{dp}{dt}\right] \quad (3.2.11)$$

$$\frac{dT_m}{dt} = \frac{Q_m - 2w_m . c_m (T_m - T_{m1})}{c_m . \rho_m . v_m} \quad (3.2.17)$$

$$\frac{dT_r}{dt} = \frac{Q_r}{M_r c_r} \quad (3.2.18)$$

$$\frac{dt_p}{dt} = \frac{Q_p - Q_m}{c_p . M_p} \quad (3.2.19)$$

Equações auxiliares:

$$Y_c = M_f\left(\frac{\partial h_f}{\partial p} - \frac{h_s - h_f}{v_s - v_f}\frac{\partial v_f}{\partial p}\right) + M_s\left(\frac{\partial h_s}{\partial p} - \frac{h_s - h_f}{v_s - v_f}\frac{\partial v_s}{\partial p}\right) - F . V_c \quad (3.2.13)$$

$$Q_r = K_r . A_r (T_s - T_r) \quad (3.2.3)$$

$$Q_p = k_p . A_p (T_s - T_p) \quad (3.2.4)$$

$$Q_m = U . A_m \frac{(T_{m2} - T_{m1})}{\ell_n \frac{T_p - T_{m1}}{T_p - T_{m2}}} \quad (3.2.15)$$

$$T_s = f(p)$$

$$v_f , h_f = f(T_s)$$

$$v_s , h_s = f(P , T_s)$$

$$M_s , M_f = f(\ell)$$

$$T_{m2} = 2T_{m1} - T_m \quad (3.2.16)$$

$$U = f(w_m)$$

3.3 MODELAGEM E SIMULAÇÃO DOS TROCADORES DE CALOR DE SUPERFÍCIE

Nesta seção são apresentados os modelos dos trocadores de superfície que constituem o primeiro, terceiro e quarto estágio de aquecimento da água de alimentação. O primeiro e o terceiro aquecedor recebem tratamento matemático idêntico e seguem o modelo desenvolvido na seção 3.3.1. O terceiro aquecedor, por receber dreno proveniente do quarto trocador de calor, se diferencia dos outros dois e por isso está modelado distintamente na seção 3.3.2.

3.3.1 Modelagem do primeiro e quarto aquecedor

O modelo físico dos aquecedores um e quatro é apresentado na Fig.3.11. O feixe de tubos por onde escoa a água de alimentação é substituído por um único tubo ideal, semelhante ao do condensador, só que subdividido em dois trechos: no primeiro a água de alimentação é aquecida pelo vapor condensado que se subresfria; no segundo a água recebe calor de vapor que entra pela parte superior do trocador, e este se condensa.

Para a modelagem matemática dos trocadores de superfície foram admitidas as seguintes hipóteses:

1- a pressão é uniforme no lado da carcaça do trocador.

2- a temperatura da água de alimentação varia linearmente ao longo do comprimento e os valores de suas propriedades nos dois trechos são os correspondentes às suas temperaturas médias.

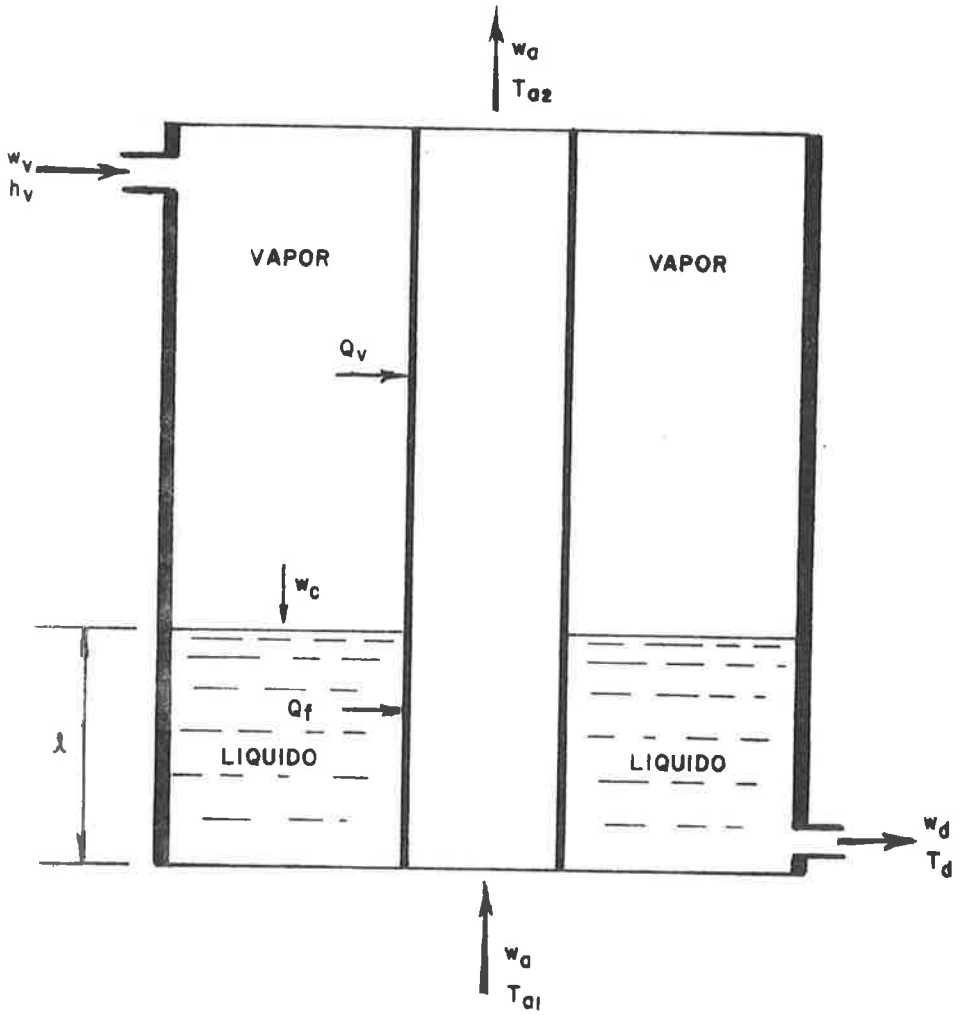


Fig.3.11 - Modelo físico do primeiro e quarto aquecedor

3- é considerada desprezível a troca de calor entre o meio e o aquecedor.

4- as propriedades físicas do aço são constantes.

5- a carcaça do trocador está em equilíbrio térmico com a mistura líquido/vapor.

Com estas hipóteses o sistema em questão fica definido através de cinco variáveis de estado que são:

T_{vm} : temperatura média da água de alimentação aquecida pelo vapor.

T_{am} : temperatura média da água de alimentação aquecida pelo vapor condensado.

$T_{\ell m}$: temperatura média do líquido subresfriado.

p : pressão no interior do trocador.

ℓ : nível do líquido.

A seguir são apresentadas as equações que constituem o modelo matemático dos aquecedores um e quatro. O terceiro aquecedor está modelado no item 3.3.2. A nomenclatura dos símbolos utilizados nesta seção está apresentada na Tab. 3.5.

Aplicando-se a equação da continuidade e da energia para o vapor e para o líquido condensado tem-se:

$$\frac{dM_s}{dt} = w_v - w_c \tag{3.3.1}$$

$$\frac{dM_f}{dt} = w_c - w_d \tag{3.3.2}$$

$$w_v h_v - Q_v - w_c h_f = \frac{d}{dt}(M_{rs} \cdot c_r \cdot T_s + M_s \cdot u_s) \tag{3.3.3}$$

$$w_c h_f - Q_d - w_d h_d = \frac{d}{dt}\left[M_{rf} \cdot c_r + c_d M_f \right)\left(\frac{T_d + T_s}{2}\right) \Bigg] \tag{3.3.4}$$

Para o aquecedor de superfície em questão a distribuição de temperatura dos dois fluidos pode ser apresentados pelo diagrama da Fig.3.12.

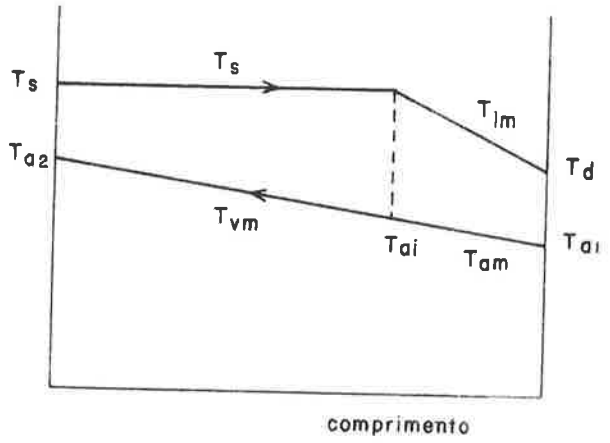


Fig.3.12 Distribuição de temperaturas ao longo dos aquecedores de superfície

Neste caso os calores trocados Q_v e Q_d são dados por:

$$Q_v = K_s \cdot A_s \frac{(T_{a2} - T_{ai})}{\ell n \frac{T_s - T_{ai}}{T_s - T_{a2}}} \qquad (3.3.5)$$

$$Q_d = K_d \cdot A_d \frac{(T_s - T_{ai} - T_d + T_{a1})}{\ell n \frac{T_s - T_{ai}}{T_d - T_{a1}}} \qquad (3.3.6)$$

De acordo com o apêndice B os coeficientes de transmissão de calor K_s e K_d são funções da vazão da água de alimentação. As áreas de transferência de calor A_s e A_d dependem do nível do líquido conforme apresentado no apêndice C.

Ainda para o trocador valem as seguintes relações:

$$V_t = M_s \cdot v_s + M_f \cdot v_f \qquad (3.3.7)$$

$$u_s = h_s - F.p.v_s \qquad (3.3.8)$$

Para o cálculo do nível do líquido pode-se escrever

que:

$$M_f . v_f = S . \ell \qquad (3.3.9)$$

Derivando-se a equação (3.3.9) em relação ao tempo tem-se

$$\frac{d}{dt} (M_f . v_f) = S \frac{d\ell}{dt} \qquad (3.3.10)$$

Observando-se as equações (3.3.7) e (3.3.10) e que, o volume total do aquecedor é constante, chega-se a

$$\frac{d}{dt} (M_s . v_s) = -S \frac{d\ell}{dt} \qquad (3.3.11)$$

Desenvolvendo-se as equações (3.3.10) e (3.3.11), substituindo-as em (3.3.1) e (3.3.2) e somando-as obtém-se a equação de estado para o nível do líquido:

$$\frac{d\ell}{dt} = \frac{v_f \cdot v_s}{S(v_s - v_f)} \left(w_v - w_d + \frac{M_s}{v_s} \frac{\partial v_s}{\partial p} \frac{dp}{dt}\right) \qquad (3.3.12)$$

A equação de estado para a pressão é obtida desenvolvendo-se a relação (3.3.3) com o auxílio das equações (3.3.7), (3.3.8), (3.3.10), (3.3.11) e (3.3.12) e é dado por:

$$Y_t \frac{dp}{dt} = -Q_v + w_v \left(h_v - \frac{h_f \cdot v_s}{v_s - v_f} + \frac{u_s \cdot v_f}{v_s - v_f}\right) - \frac{w_d \cdot v_f}{v_s - v_f} (u_s - h_f) \qquad (3.3.13)$$

onde

$$Y_t = M_{rs} . c_r \frac{\partial T_s}{\partial p} + M_s \left[\frac{(h_s - h_f - F.p.v_f)}{v_s - v_f} \cdot \frac{\partial v_s}{\partial p} - F . v_s + \frac{\partial h_s}{\partial p} \right] \qquad (3.3.14)$$

Para o líquido subresfriado pode-se definir uma tem-

peratura média por:

$$T_{\ell m} = \frac{T_d + T_s}{2} \quad \therefore$$

$$T_d = 2T_{\ell m} + T_s \tag{3.3.15}$$

Substituindo a equação (3.3.15) em (3.3.4) tem-se:

$$\frac{dT_{\ell m}}{dt} = \frac{w_c . h_f - Q_d - w_d . h_d}{M_{rf} . c_r + c_d . M_f} \tag{3.3.16}$$

As equações de estado para as variáveis T_{am} e T_{vm} são obtidas aplicando-se a equação de energia para a água de alimentação nos dois trechos:

1. Na parte aquecida pelo líquido condensado

$$Q_a + w_a . c_a . T_{al} = w_a . c_a . T_{ai} + \frac{c_a}{v_a} \frac{d}{dt} \left[V_a \left(\frac{T_{ai} + T_{al}}{2} \right) \right] \tag{3.3.17}$$

2. Na parte aquecida pelo vapor:

$$Q_v + w_a . c_a . T_{ai} = w_a . c_a . T_{a2} + \frac{c_a}{v_a} \frac{d}{dt} \left[V_a \left(\frac{T_{ai} + T_{a2}}{2} \right) \right] \tag{3.3.18}$$

seja:

$$T_{am} = \frac{T_{ai} + T_{al}}{2} \qquad \text{e}$$

$$T_{vm} = \frac{T_{a2} + T_{al}}{2} \quad \therefore$$

$$T_{ai} = 2T_{am} - T_{al} \tag{3.3.19}$$

e

$$T_{a2} = 2T_{vm} - T_{ai} \tag{3.3.20}$$

Substituindo (3.3.19) e (3.3.20) em (3.3.17) e (3.3.18) respectivamente chega-se a:

$$\frac{c_a}{v_a}\left[V_a \frac{d}{dt} T_{am} + T_{am} \frac{d}{dt} V_a\right] = Q_a - 2w_a . c_a (T_{am} - T_{al})$$

$$\frac{c_a}{v_a}\left[V_v \frac{d}{dt} T_{vm} + T_{vm} \frac{d}{dt} V_v\right] = Q_v - 2w_a c_a (T_{vm} - T_{ai})$$

Uma análise preliminar mostrou que os termos $T_{am}\frac{d}{dt}V_a$ e $T_{vm}\frac{d}{dt}V_v$ são desprezíveis em face aos outros elementos da equação. Assim sendo, pode-se escrever que:

$$\frac{dT_{am}}{dt} = v_a\left[\frac{Q_d - 2w_a . c_a (T_{am} - T_{al})}{c_a . V_a}\right] \qquad (3.3.21)$$

$$\frac{dT_{vm}}{dt} = \frac{v_a\left[Q_v - 2w_a . c_a (T_{vm} - T_{ai})\right]}{c_a . V_v} \qquad (3.3.22)$$

3.3.2 Modelagem do trocador de superfície com entrada de líquido sub-resfriado (terceiro aquecedor)

O terceiro aquecedor difere dos outros de superfície por receber líquido condensado do quarto aquecedor. Como há uma diferença de pressão entre os dois trocadores foi colocado um expansor conforme mostrado na Fig.3.14, onde o líquido condensado sofre uma redução de pressão isoentálpica. Neste processo de expansão pode haver formação de vapor como no caso indicado na Fig.3.13. Na modelagem considerou-se que as duas fases entram distintamente no trocador, cada qual misturando-se ou com o vapor ou com o líquido no interior do aquecedor.

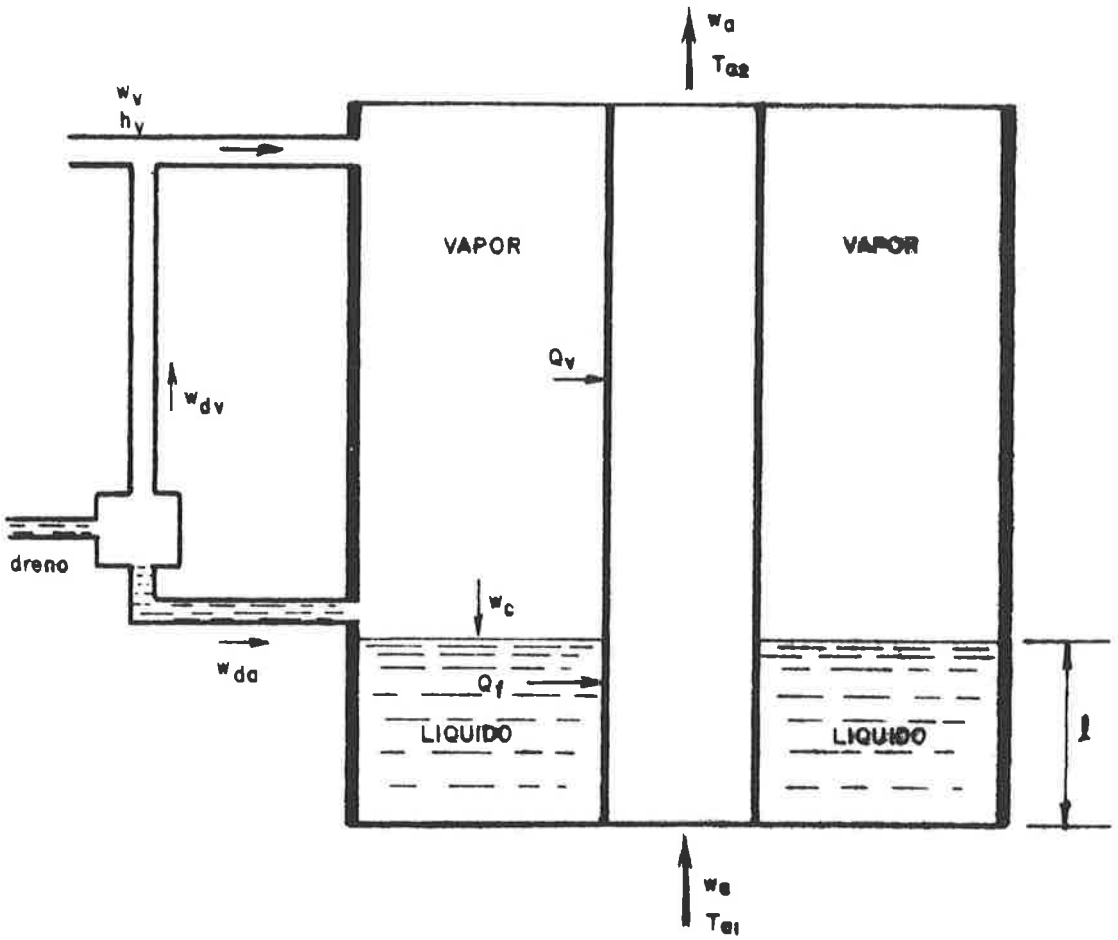


Fig.3.14 - Modelo do físico do terceiro aquecedor de superfície

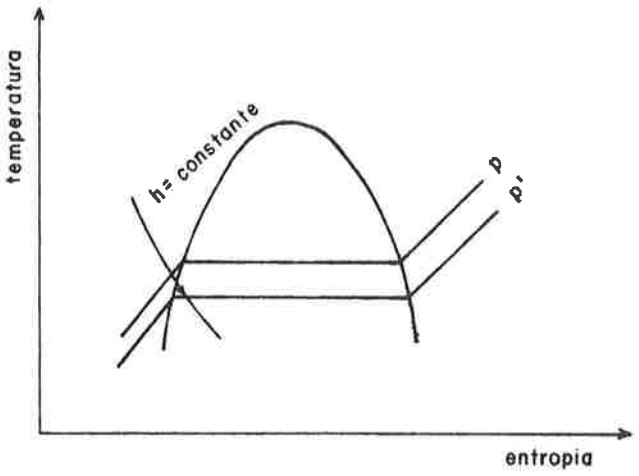


Fig.3.13 - Expansão do dreno na entrada do terceiro aquecedor

As equações da continuidade e da energia para este novo caso são dados por:

$$\frac{d}{dt} M_s = w_v - w_c + w_{dv}$$

$$\frac{d}{dt} M_f = w_c - w_d + w_{da}$$

$$\frac{d}{dt}(M_{rs} \cdot c_p \cdot T_s + M_s \cdot u_s) = w_v \cdot h_v + w_{dv} \cdot h_s - Q_v - w_c \cdot h_f$$

$$\frac{d}{dt}\left[M_{rf} \cdot c_r \cdot T_s + M_f\, c_d \left(\frac{T_d + T_s}{2}\right)\right] = w_c \cdot h_f - Q_a + w_{da} \cdot h_{da} - w_d \cdot h_d$$

As variáveis de estado para este novo modelo são as mesmas que no caso anterior. Entretanto as equações de nível, da pressão e da temperatura média do líquido subresfriado sofrem uma pequena alteração nos seus termos. Repetindo o proce

dimento da seção (3.2.1) obtém-se que as equações das três variáveis acima citadas passam a ser dadas por:

$$\gamma_t \frac{dp}{dt} = -Q_v + w_y \left[h_y + \left(\frac{-h_f . v_s + u_s . v_f}{v_s - v_f} \right) \right] + \frac{(w_{da} - w_d)}{v_s - v_f} (u_s - h_f) v_f \qquad (3.2.23)$$

$$\frac{d\ell}{dt} = \frac{v_f \cdot v_s}{S(v_s - v_f)} \left(w_y + w_{da} - w_d + \frac{M_s}{v_s} \cdot \frac{\partial v_s}{\partial p} \cdot \frac{dp}{dt} \right) \qquad (3.3.24)$$

$$\frac{dT_{\ell m}}{dt} = \left(\frac{w_c . h_f + w_{da} . h_{da} - Q_a - w_d . h_d}{c_r + M_{rf} + c_d . M_f} \right) \qquad (3.3.25)$$

onde:

$$w_y = w_v + w_{dv} \qquad \text{e} \qquad (3.3.26)$$

$$h_y = \frac{w_v . h_v + w_{dv} . h_s}{w_y} \qquad (3.3.27)$$

3.3.3 Simulação dos aquecedores de superfície

Isolando-se cada um dos aquecedores do restante do ciclo pode-se identificar cinco variáveis de entrada para os aquecedores um e quatro, sete para o terceiro e quatro variáveis de saída de interesse em ambos os casos, conforme os esquemas das Figs. 3.15 e 3.16.

Fig.3.15-Variáveis de entrada e saída para o primeiro e quarto aquecedor

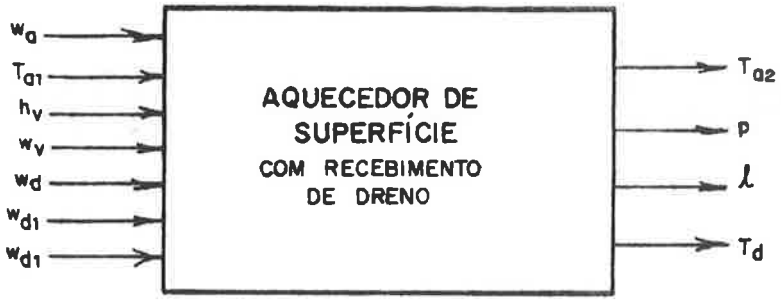


Fig.3.16 - Variáveis de entrada e de saída para o terceiro aquecedor

Na simulação global da instalação as variáveis T_{al}, h_v, w_v e T_d deixam de ser variáveis de entrada para os trocadores de calor porque elas passam a ser determinadas em função das variáveis de estado dos outros elementos.

Nesta seção são apresentados os resultados de quatro simulações para cada um dos aquecedores e que correspondem às seguintes variações:

a- acréscimo de 10%, em forma de ressalto, na vazão de vapor.

b- acréscimo de 10%, em forma de ressalto, na entalpia do vapor.

c- acréscimo de 25%, em forma de ressalto, na vazão de água de alimentação.

d- acréscimo final de 10%, em forma de rampa, na temperatura de entrada da água de alimentação.

As respostas dos aquecedores são apresentadas nas Figs. 3.17 e 3.28 e comentadas na seção 3.3.4. Na Tab.3.6 estão resumidas as equações utilizadas na simulação destes trocadores.

Tabela 3.5 Nomenclatura para a modelagem dos trocadores de calor de superfície

A : área de transferência de calor

c : calor específico

F : fator de conversão de unidade

h : entalpia

K : coeficiente de transmissão de calor

ℓ : nível do líquido

M : Massa

p : pressão

Q : calor

S : área de superfície do líquido

t : tempo

T : temperatura

u : energia interna

v : volume específico

V : volume

V_a : volume do líquido aquecido pelo líquido

V_v : volume do líquido aquecido pelo vapor

w : vazão

Índices

a : água de alimentação

ai : referente a temperatura intermediária da água de alimentação

am : referente a temperatura média da água de alimentação aquecida pelo vapor condensado.

c : condensação

d : líquido subresfriado (dreno)

d_a : líquido saturado no expansor

d_v : líquido vaporizado no expansor

f : líquido saturado

ℓm : referente a temperatura média do líquido subresfriado.

r : carcaça

rf : referente a carcaça do trocador em contato com o líquido

rs : referente a carcaça ao trocador em contato com o vapor

s : vapor saturado (para h e v) ou saturação (para T)

t : trocador de calor

v : vapor superaquecido

vm : referente a temperatura média da água de alimentação aquecida pelo vapor.

1 : entrada da água de alimentação ou do dreno

2 : saída da água de alimentação

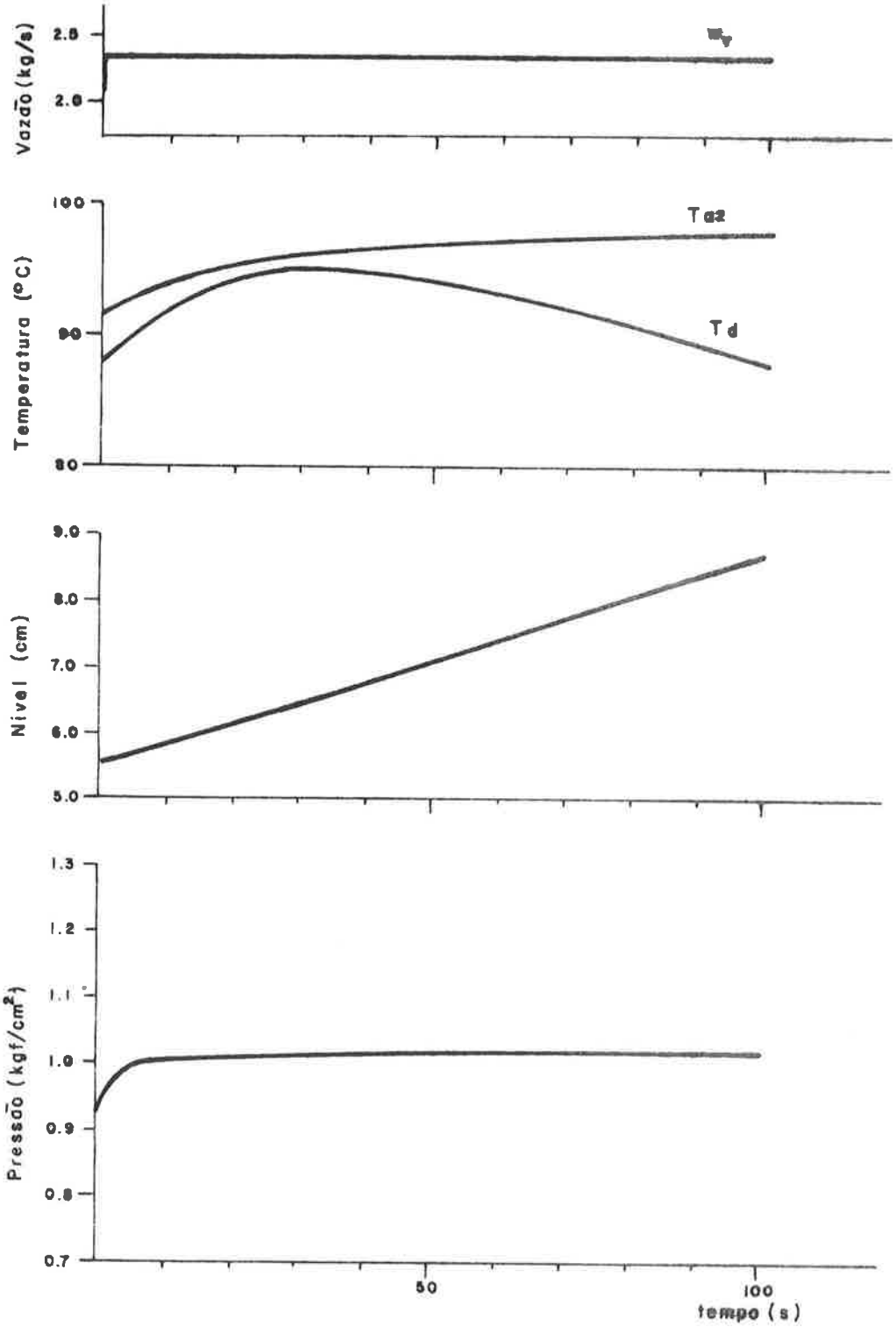


Fig.3.17 - Respostas do primeiro aquecedor sujeito a uma variação na vazão de vapor

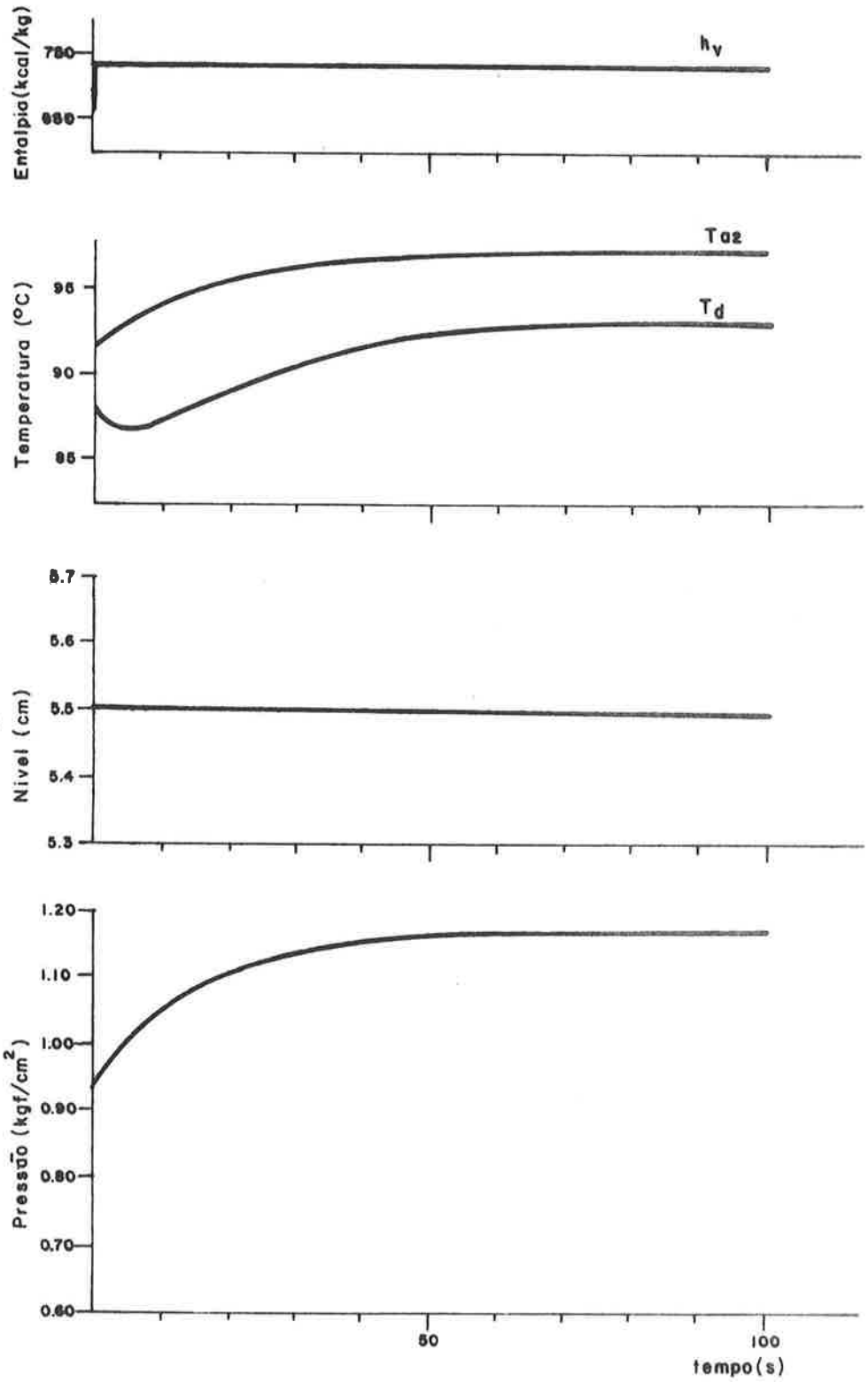


Fig.3.18 - Respostas do primeiro aquecedor sujeito a uma variação na entalpia do vapor

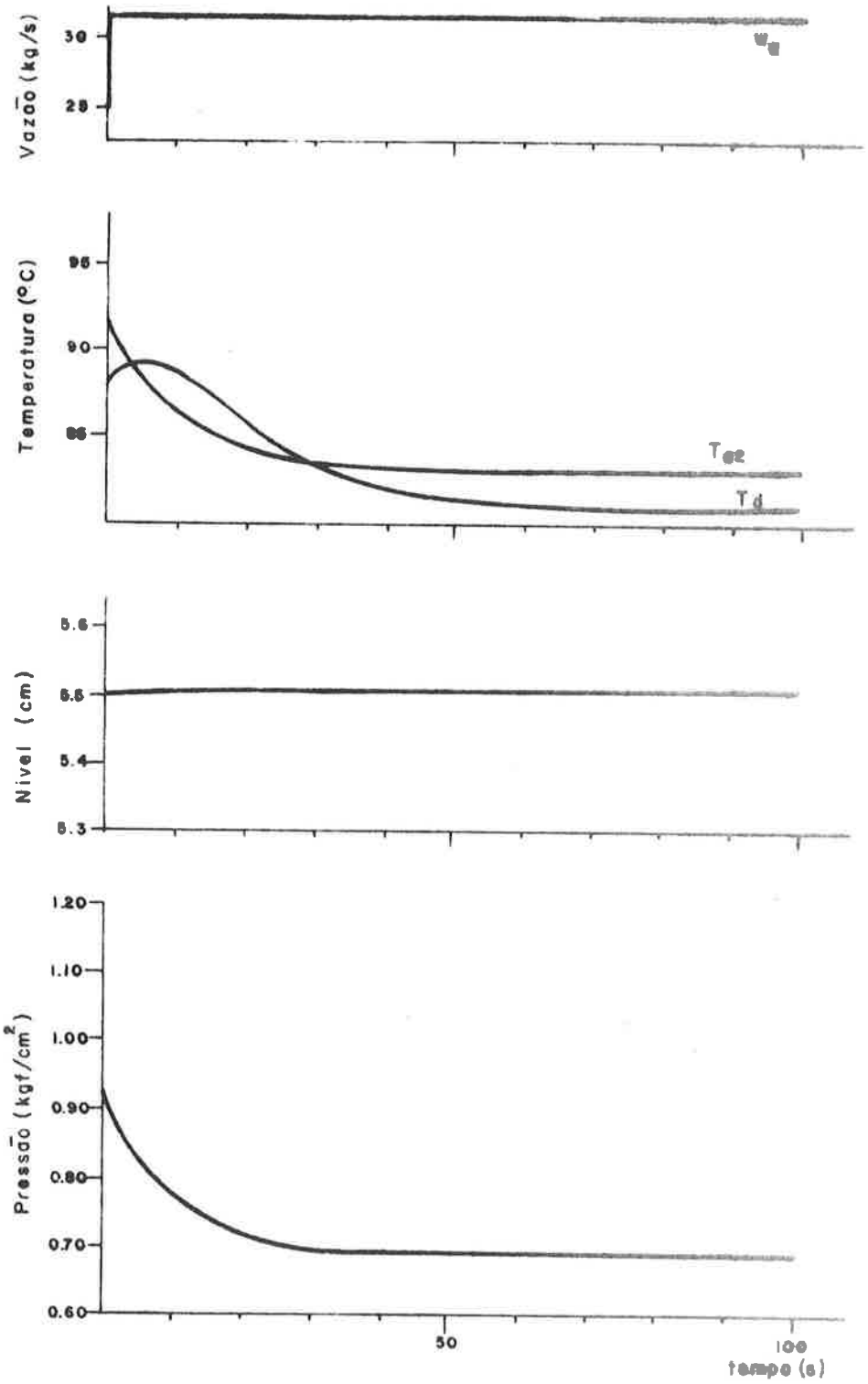


Fig.3.19 - Respostas do primeiro aquecedor sujeito a uma variação na vazão da água de alimentação

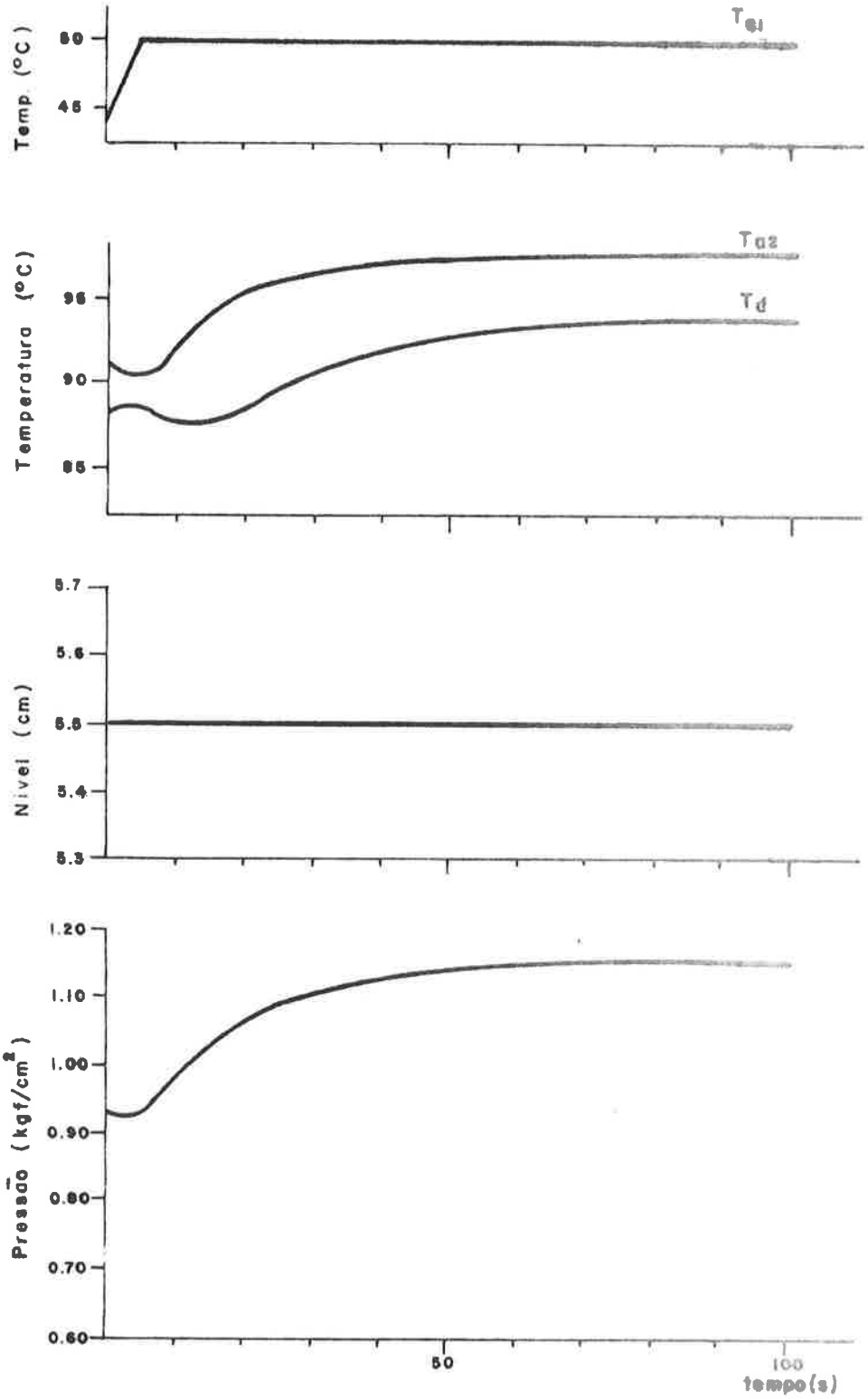


Fig.3.20 - Respostas do primeiro aquecedor sujeito a uma variação na temperatura da água de alimentação

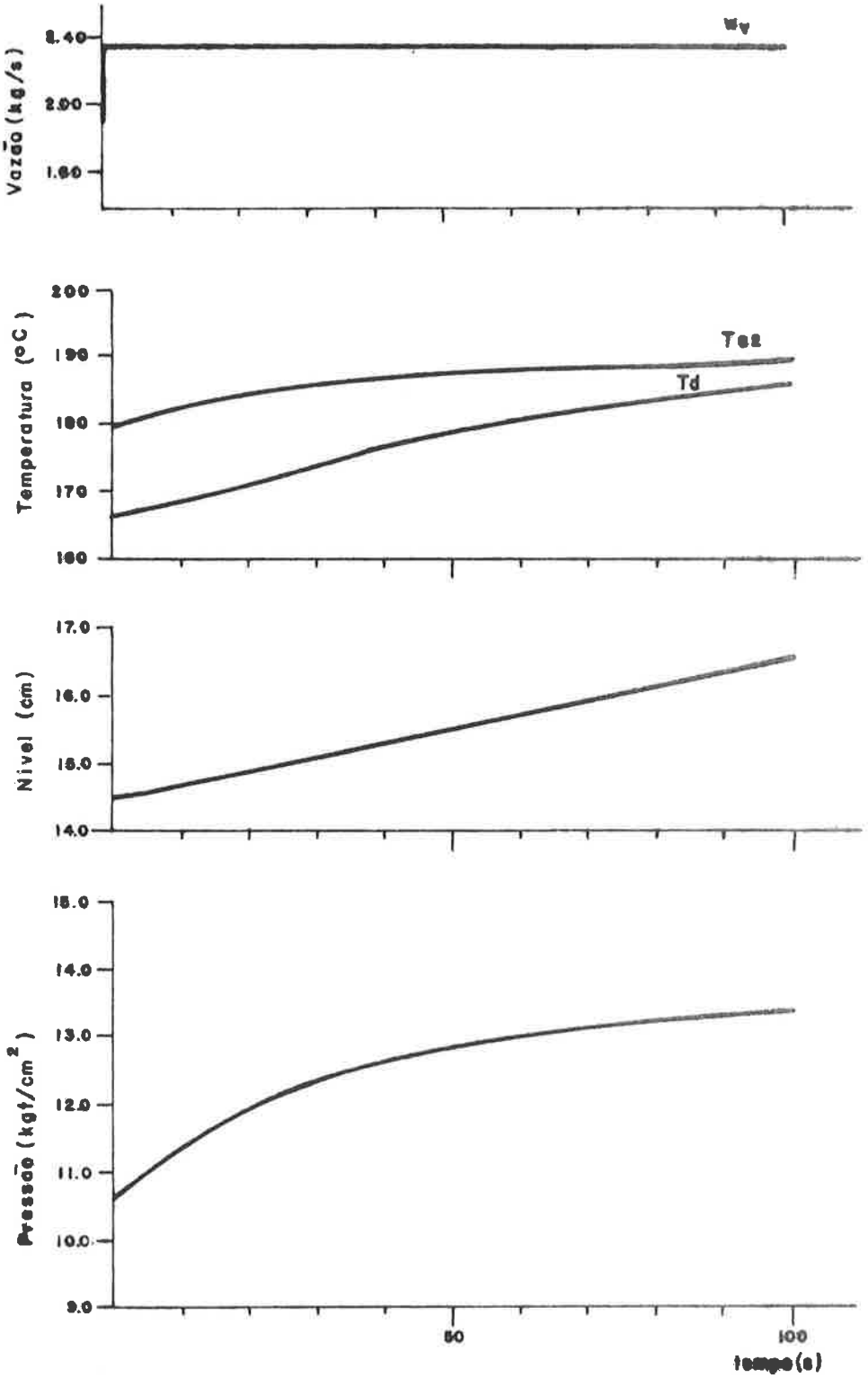


Fig.3.21 - Respostas do terceiro aquecedor sujeito a uma variação na vazão de vapor

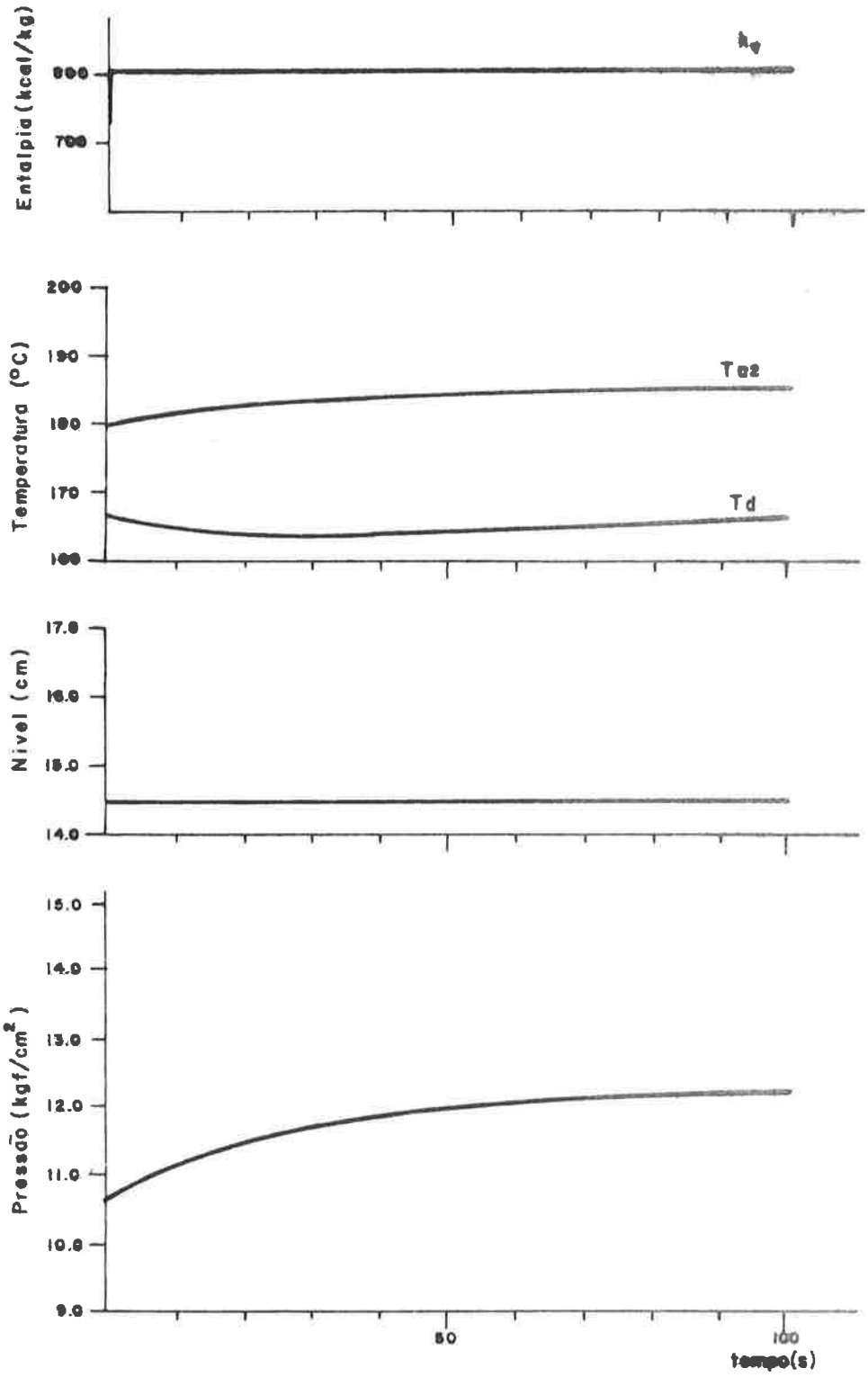


Fig.3.22 - Respostas do terceiro aquecedor sujeito a uma variação na entalpia do vapor

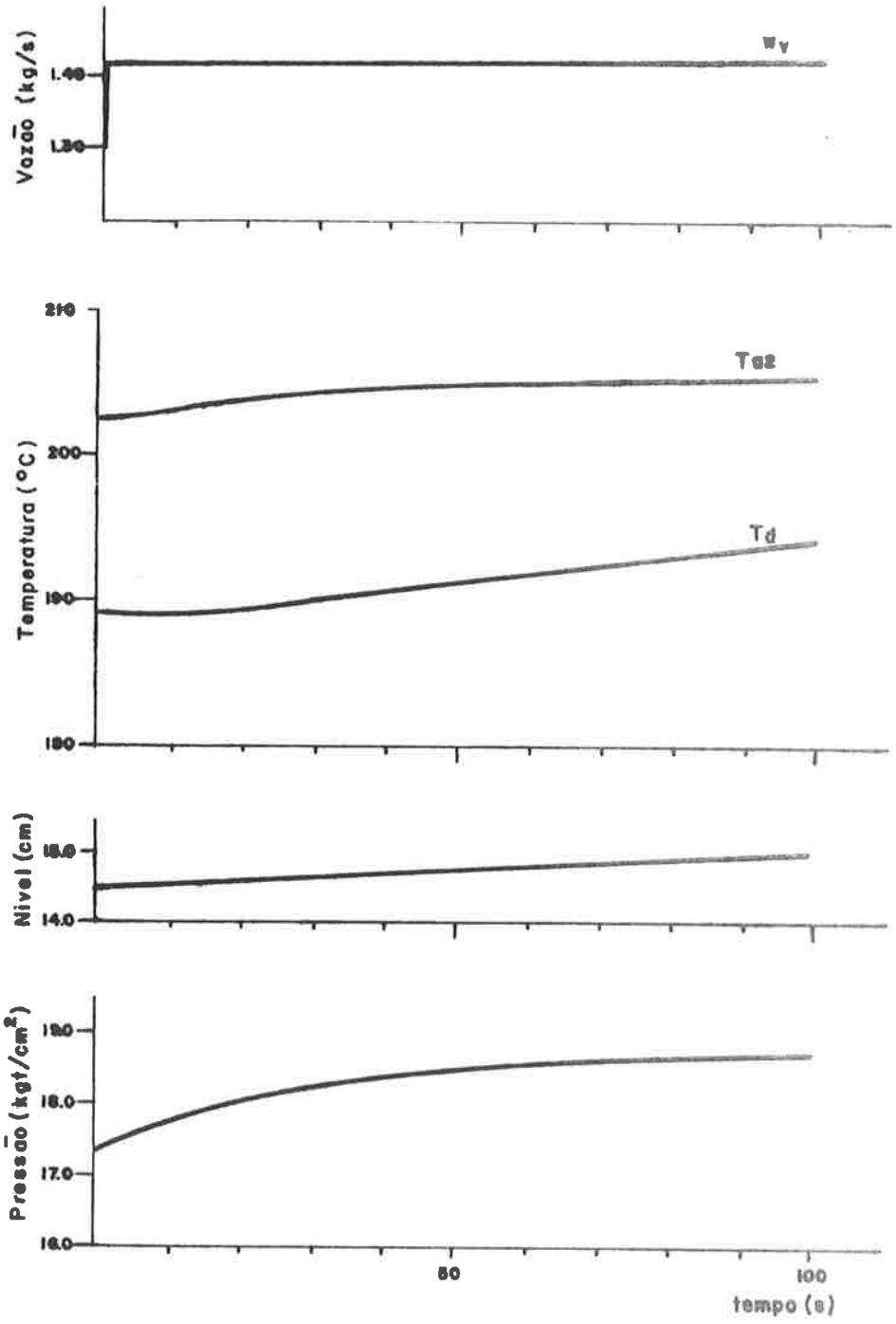


Fig.3.25 - Repostas do quarto aquecedor sujeito a uma variação na vazão de vapor

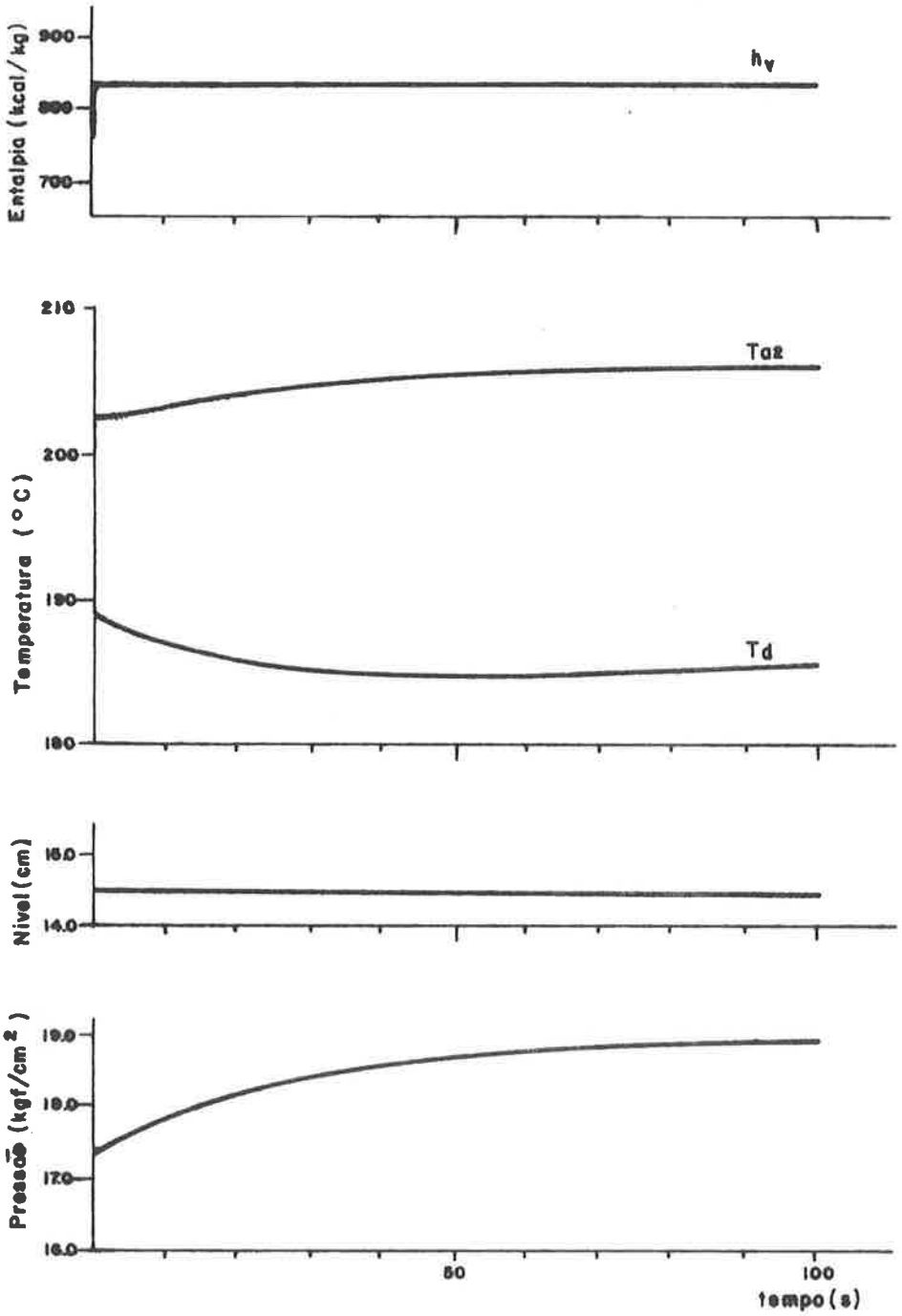


Fig.3.26 - Respostas do quarto aquecedor sujeito a uma variação na entalpia do vapor

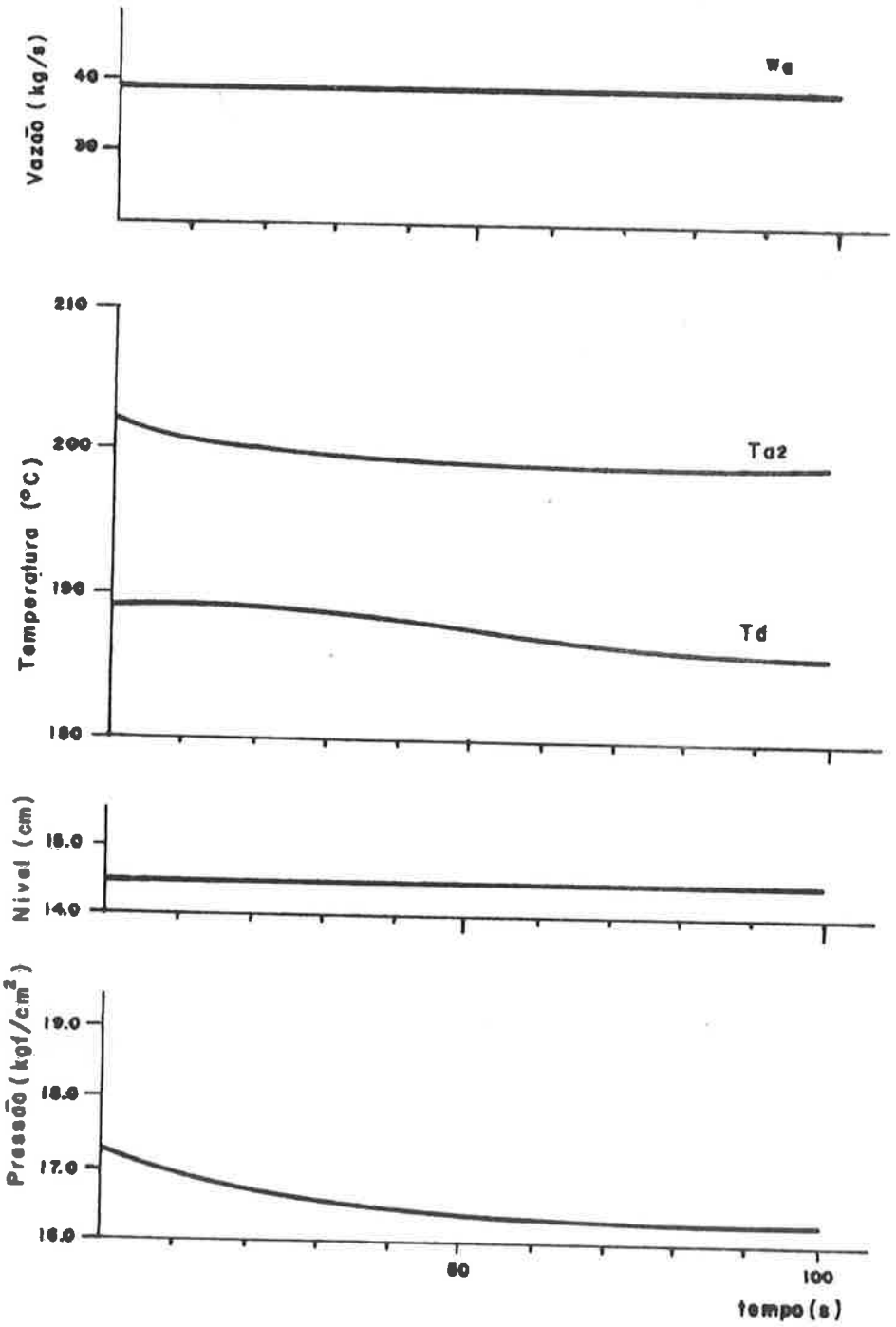


Fig.3.27 - Respostas do quarto aquecedor sujeito a uma variação na vazão da água de alimentação

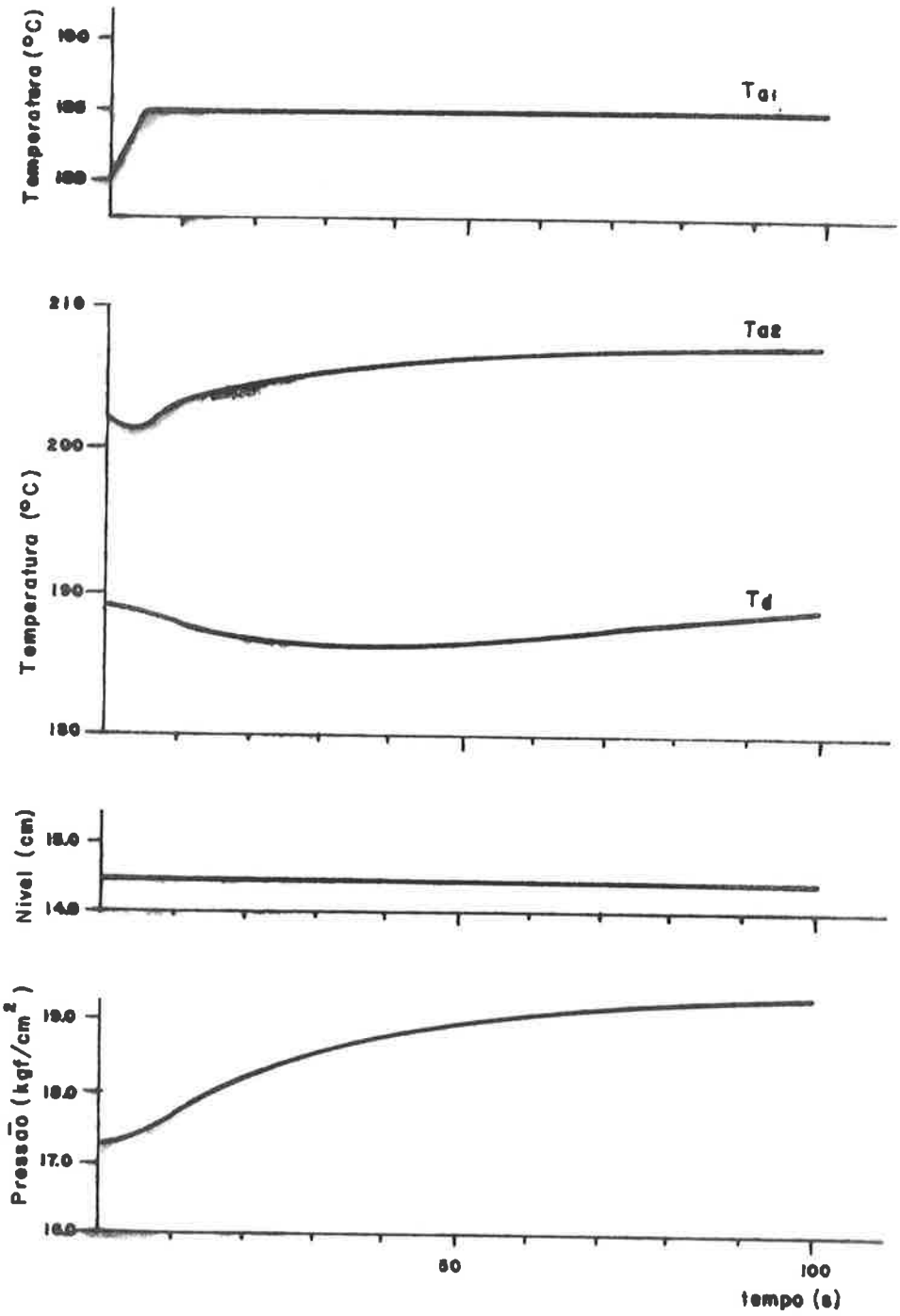


Fig.3.28 - Respostas do quarto aquecedor sujeito a uma variação da temperatura da água de alimentação

3.3.4 Comentários das simulações

Embora o modelo matématico dos três trocadores de superfície obedeçam ao mesmo desenvolvimento analítico , não é lícito esperar a mesma resposta para os três trocadores nas simulações efetuadas pois os parâmetros das suas equações não são iguais. Isto ocorre porque os três trocadores diferem entre si nas suas dimensões (massa do trocador, área de transferência de calor e área da superfície livre) e nas condições iniciais do vapor e da água de alimentação. Sendo assim não se pode efetuar,de imediato, qualquer comparação quantitativa entre os resultados apresentados na seção 3.3.4. Entretanto elas não deixam de ser úteis para observar as influências da dimensão e da pressão, temperatura e vazões iniciais do aquecedor sobre a sua resposta dinâmica. A seguir são analisados os resultados apresentados na seção precedente.

O aumento na vazão de vapor provoca, de acordo com as Figs. 3.17, 3.21 e 3.25,aumento na pressão do vapor (devido ao acúmulo de vapor no interior do trocador), aumento do nível (pois a vazão do dreno foi mantida constante) e aumento da temperatura de saída da água de alimentação (devido ao incremento da temperatura de saturação). A temperatura de saída do dreno em geral aumenta, mas no caso do primeiro aquecedor ela apresenta inicialmente um incremento para em seguida decair. Isto ocorre porque sendo o nível deste aquecedor mais sensível ao aumento da massa do líquido (porque tem menor superfície livre que os outros aquecedores) acarreta um aumento

maior, que os outros trocadores, na sua área de transferência de calor na parte líquida. Isto ocasiona um aumento na quantidade de calor cedido à água de alimentação e reduzindo consequentemente a temperatura de saída do dreno.

De acordo com as Figs.3.18, 3.22 e 3.26, o aumento da entalpia do vapor provoca um aumento na pressão do vapor conforme indicado nas equações (3.3.13) e (3.3.23) e aumento na temperatura de saída da água de alimentação devido ao incremento da temperatura de saturação do vapor. Ela não acarreta variações no nível do líquido e aumenta a temperatura do dreno após um leve decréscimo inicial. Este decaimento temporário da temperatura de saturação aumenta mais rapidamente que a temperatura média do líquido subresfriado ocasionando uma redução inicial na temperatura do dreno, conforme a equação (3.3.15). Os fatores que influem na constante de tempo deste processo são: a relação $\partial T_s/\partial p$ e as capacidades térmicas da mistura líquido-vapor e da carcaça.

O incremento na vazão de água de alimentação provoca, segundo as Figs. 3.19, 3.23 e 3.27, uma redução na pressão devido à maior taxa condensação do vapor ocasionada pelo aumento do coeficiente K_s de transferência de calor mas não altera significativamente o nível do líquido porque a área da superfície livre é grande para a massa de vapor em condensação. A temperatura de saída da água de alimentação e do dreno diminuem, ambas devido à redução da temperatura de saturação do vapor. Entretanto, a temperatura do dreno não decresce imediamentamente, observando-se inclusive um aumento nos primei-

ros instantes do transiente. Isto ocorre porque a temperatura de saturação T_s diminui mais rapidamente que a temperatura média do líquido subresfriado $T_{\ell m}$ ocasionando um aumento temporário na temperatura do dreno. A constante de tempo do modelo dos trocadores de superfície depende da razão $\partial T_s/\partial p$ e das capacidades térmicas da carcaça e da mistura líquido - vapor. Observando-se os valores numéricos destes termos era de se esperar que os trocadores três e quatro respondessem mais lentamente que o trocador um, o que realmente ocorre.

De acordo com as Figs. 3.20, 3.24 e 3.28 o aumento na temperatura da entrada da água de alimentação provoca um aumento na pressão do vapor (devido ao acúmulo de vapor ocasionado pela redução na quantidade de calor cedida à água de alimentação), sem contudo alterar significativamente o nível do líquido, cabendo aqui a mesma explicação do caso anterior. A temperatura de saída da água de alimentação e do dreno aumentam, ambas devido ao incremento da temperatura de saturação. Entretanto, só se observa o aumento da pressão do vapor e da temperatura de saída da água de alimentação após cessar o período de variação da temperatura da entrada da água de alimentação. Este efeito é a consequência do emprego de equação de regime permanente para troca de calor (conforme as equações (3.3.5) e (3.3.6) para Q_v e Q_d) e equações dinâmicas para pressões e temperaturas, conforme indicadas na Tab.3.6. Também a temperatura do dreno sofre um decréscimo no início do transiente. Isto ocorre porque a temperatura de satura -

ção experimenta um acréscimo mais rápido que a temperatura média do líquido sub-resfriado e abaixando consequentemente a temperatura do dreno, conforme a equação (3.3.15).

Tabela 3.6 Equações utilizadas para a simulação dos trocadores de superfície

Equações das variáveis de estado para os aquecedores um e quatro

$$\frac{dp}{dt} = \frac{1}{Y_t}\left[-Q_v + w_v\left(h_v - \frac{h_f - v_s}{v_s - v_f} + \frac{u_s - v_f}{v_s - v_f}\right) - \frac{w_d \cdot v_f}{v_s - v_f}\,(u_s - h_f)\right] \qquad (3.3.13)$$

$$\frac{d\ell}{dt} = \frac{v_f \cdot v_s}{S(v_s - v_f)}\left(w_v - w_d + \frac{M_s}{v_s}\cdot\frac{\partial v_s}{\partial p}\cdot\frac{dp}{dt}\right) \qquad (3.3.12)$$

$$\frac{dT_{\ell m}}{dt} = \frac{w_c \cdot h_f - Q_d - w_d \cdot h_d}{M_{rf}\cdot c_r + c_d \cdot M_f} \qquad (3.3.16)$$

$$\frac{d}{dt}T_{am} = \frac{v_a\left[Q_d - 2w_a \cdot c_a\,(T_{am} - T_{al})\right]}{c_a \cdot V_a} \qquad (3.3.21)$$

$$\frac{d}{dt}T_{vm} = \frac{v_a\left[Q_v - 2w_a \cdot c_a \cdot (T_{vm} - T_{ai})\right]}{c_a V_v} \qquad (3.3.22)$$

Equações de estado para o aquecedor três

$$\frac{dp}{dt} = \frac{1}{Y_t}\left[-Q_v + w_y\left(h_y - \frac{h_f \cdot v_s}{v_s - v_f} + \frac{u_s \cdot v_f}{v_s - v_f}\right) + \left(\frac{w_{da} - w_d}{v_s - v_f}\right)(u_s - h_f)\,v_f\right] \qquad (3.3.23)$$

$$\frac{d\ell}{dt} = \frac{v_f \cdot v_s}{S(v_s - v_f)}\left(w_y + w_{da} - w_d + \frac{M_s}{v_s}\cdot\frac{\partial v_s}{\partial p}\cdot\frac{dp}{dt}\right) \qquad (3.3.24)$$

$$\frac{dT_{\ell m}}{dt} = \frac{w_c \cdot h_f + w_{da}\cdot h_{da} - Q_a - w_d \cdot h_d}{M_{rf}\cdot c_r + c_d \cdot M_f} \qquad (3.3.25)$$

$$\frac{d}{dt}T_{am} = \frac{v_a\left[Q_a - 2w_a \cdot c_a\,(T_{am} - T_{al})\right]}{c_a \cdot V_a} \qquad (3.3.21)$$

$$\frac{d}{dt}T_{vm} = \frac{v_a\left[Q_v - 2w_a \cdot c_a \cdot (T_{vm} - T_{ai})\right]}{c_a \cdot V_a} \qquad (3.3.22)$$

Equações auxiliares

$$Y_t = c_r \cdot M_{rs}\cdot\frac{\partial T_s}{\partial p} + M_s\left[\frac{\partial h_s}{\partial p} - \frac{(h_s - h_f - F.p.v_f)}{v_s - v_f}\cdot\frac{\partial v_s}{\partial p} - F.v_s\right] \qquad (3.3.14)$$

$$Q_v = K_s \cdot A_s \frac{T_{a2} - T_{ai}}{\ell n\,\frac{T_s - T_{ai}}{T_s - T_{a2}}} \qquad (3.3.5)$$

$$Q_d = K_d \cdot A_d\left(\frac{T_s - T_{ai} - T_d + T_{al}}{\ell n\,\frac{T_s - T_{ai}}{T_d - T_{al}}}\right) \qquad (3.3.6)$$

$K_s, K_d = f(w_a)$

$A_s, A_d = f(\ell)$

$T_s = f(p)$

$v_f, h_f = f(T_s)$

$v_s, h_s = f(f, T_s)$

$T_{a2} = 2T_{vm} - T_{al}$

$T_{ai} = 2T_{am} - T_{al}$

$T_d = 2T_{\ell m} - T_s$

$w_y = w_v + w_{dv}$

$h_y = \dfrac{w_v \cdot h_v + w_{dv}\cdot h_{dv}}{w_t}$

$h_d = c_d \cdot T_d$

3.4 Modelagem e simulação do tanque aquecedor-desaerador

3.4.1 Modelagem do tanque aquecedor-desaerador

O modelo físico do segundo estágio de aquecimento é apresentado na Fig.3.29. Neste modelo é ignorado o processo de desaeração que sofre a água de alimentação ao entrar no tanque e este é encarado tão somente como um trocador de calor de mistura.

As seguintes hipóteses foram utilizadas para a elaboração do seu modelo matemático.

1- a pressão é uniforme no interior do trocador.

2- é considerada desprezível a troca de calor entre o meio do aquecedor.

3- No interior do trocador só há mistura líquido-vapor.

4- As propriedades físicas da carcaça são consideradas constantes.

5- a temperatura é uniforme em toda a carcaça.

Com as hipóteses acima o modelo do aquecedor de mistura fica caracterizado por três variáveis de estado que são:

p : pressão no interior do aquecedor

ℓ : nível

T_m : temperatura da carcaça do aquecedor.

A seguir são apresentadas as equações que definem o modelo matemático deste aquecedor. A nomenclatura das variá -

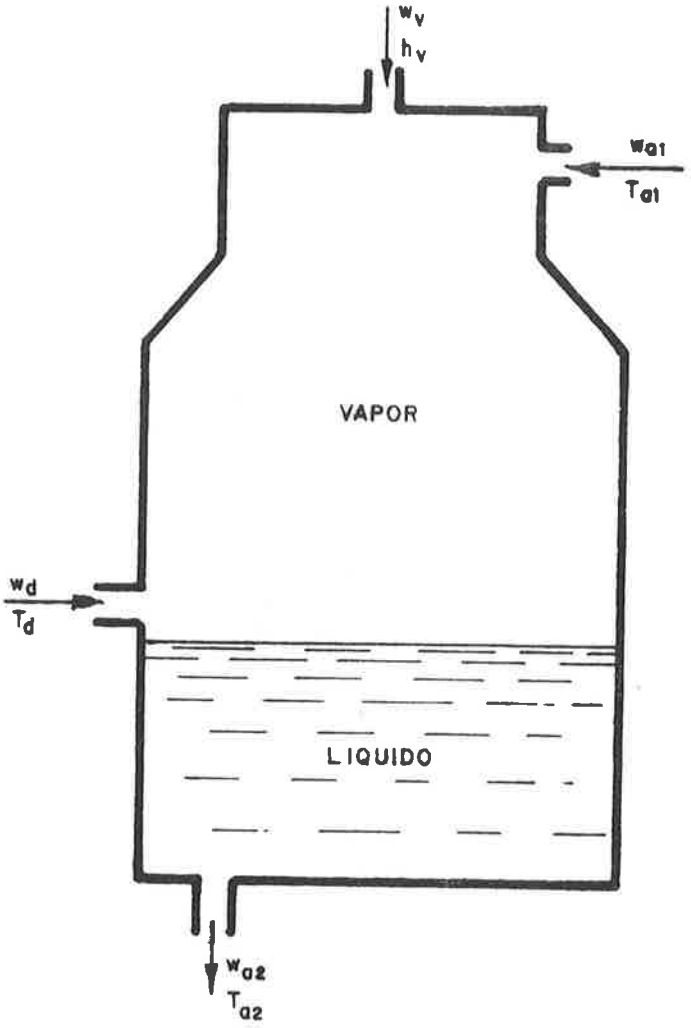


Fig.3.29 - Modelo físico do tanque aquecedor-desaerador

veis utilizadas nesta seção estão apresentados na Tab. 3.7.

Aplicando-se a equação da energia e da continuidade à mistura líquido-vapor tem-se:

$$\frac{d}{dt}(M_s.u_s + M_f.u_f) = w_{a1}.h_{a1} + w_v.h_v + w_d.d_d - (Q_v + Q_d) - w_{a2}.h_f \qquad (3.4.1)$$

$$\frac{d}{dt}(M_s + M_f) = w_{a1} + w_v + w_d - w_{a2} \qquad (3.4.2)$$

As trocas de calor Q_v e Q_f entre a mistura líquido-vapor e a carcaça são dadas por:

$$Q_v = K_s.A_s(T_s - T_r) \tag{3.4.3}$$

$$Q_f = K_f.A_f(T_s - T_r) \tag{3.4.4}$$

Ainda para este volume de controle são válidas as seguintes relações:

$$V = M_s.v_s + M_f.v_f \tag{3.4.5}$$

$$u_s = h_s - F.v_s.p \tag{3.4.6}$$

$$u_f = h_f - F.v_f.p \tag{3.4.7}$$

A variação ao nível do líquido é dado por:

$$\frac{d}{dt}(v_f.M_f) = S\frac{d\ell}{dt} \tag{3.4.8}$$

Como o volume total do tanque é constante tem-se:

$$\frac{d}{dt}(v_s.M_s) = -S\frac{d\ell}{dt} \tag{3.4.9}$$

Desenvolvendo-se as equações (3.4.8) e (3.4.9) e substituindo-as na equação (3.4.2) tem-se a equação dinâmica para o nível.

$$\frac{d\ell}{dt} = \frac{v_s.v_f}{S(v_s - v_f)}\left[w_{a1} + w_v - w_{a2} + w_d + \left(\frac{M_f}{v_f}\frac{\partial v_f}{\partial p} + \frac{M_s}{v_s}\frac{\partial v_s}{\partial p}\right)\frac{dp}{dt}\right] \tag{3.4.10}$$

A equação da variáveis de estado p é obtida desenvolvendo-se a equação (3.4.1) juntamente com as equações (3.4.5), (3.4.6), (3.4.7), (3.4.8), (3.4.9) e (3.4.10) resultando em:

$$Y_t \frac{dp}{dt} = -(Q_v + Q_p) - w_{a2}(h_f - c_1) + w_v(h_v - c_1) +$$

$$+ w_{a1}(h_{a1} - c_1) + w_d(h_d - c_1) \qquad (3.4.11)$$

onde

$$Y_t = M_f\left(\frac{\partial h_f}{\partial p} - \frac{h_s - h_f}{v_s - v_f} \cdot \frac{\partial v_f}{\partial p}\right) + M_s\left(\frac{\partial h_s}{\partial p} - \frac{h_s - h_f}{v_s - v_f} \cdot \frac{\partial v_s}{\partial p}\right) - F.V \qquad (3.4.12)$$

e

$$c_1 = \frac{u_s . h_f - h_s . v_f}{v_s - v_f} \qquad (3.4.13)$$

A equação da variável T_r é obtida aplicando-se a equação da energia para a carcaça do tanque:

$$M_r . c_r . \frac{d}{dt} T_r = Q_v + Q_f \quad \therefore$$

$$\frac{dT_r}{dt} = \frac{Q_v + Q_f}{M_r . c_r} \qquad (3.4.15)$$

3.4.2 Simulação do tanque aquecedor-desaerador

No estudo individual do trocador de mistura surgem sete variáveis de entrada e três variáveis de saída conforme indicado na Fig.3.30.

Entretanto na simulação global do ciclo as variáveis w_v, h_v, T_{a1} e h_d deixam de ser "variáveis de entrada" já que elas são calculadas em função das variáveis de estado de outros elementos.

Nesta seção são apresentados os resultados da simulação para os seguintes casos:

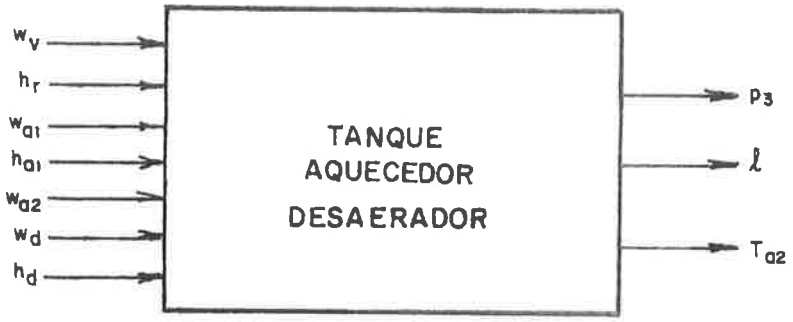


Fig.3.30 - Variáveis de entrada e de saída do tanque aquecedor-desaerador

1- acréscimo de 10% em forma de ressalto na vazão de vapor.

2- acréscimo de 25% em forma de ressalto na vazão de água de alimentação.

3- aumento de 10% em forma de ressalto na temperatura da água de alimentação.

4- aumento de 10% em forma de ressalto na entalpia do vapor.

As respostas do aquecedor de mistura são apresentados nas Figs.3.31, 3.32 e 3.33 e comentada na seção 3.4.3. Na Tab. 3.8 estão condensadas as equações utilizadas para as simulações.

Tabela 3.7 Nomenclatura para a modelagem do tanque aquecedor desaerador

A : área de transferência de calor

c : calor específico

F : fator de conversão de unidades

h : entalpia

K : coeficiente de transmissão de calor

ℓ : nível

M : massa

p : pressão

Q : calor

S : área de supefície livre

t : tempo

T : temperatura

u : energia interna

v : volume específico

V : volume do tanque

w : vazão

Índice

a : água de alimentação

d : líquido subresfriado

f : líquido saturado

r : carcaça

s : vapor saturado (para h e v) ou saturação

1 : entrada no aquecedor

2 : saída do aquecedor

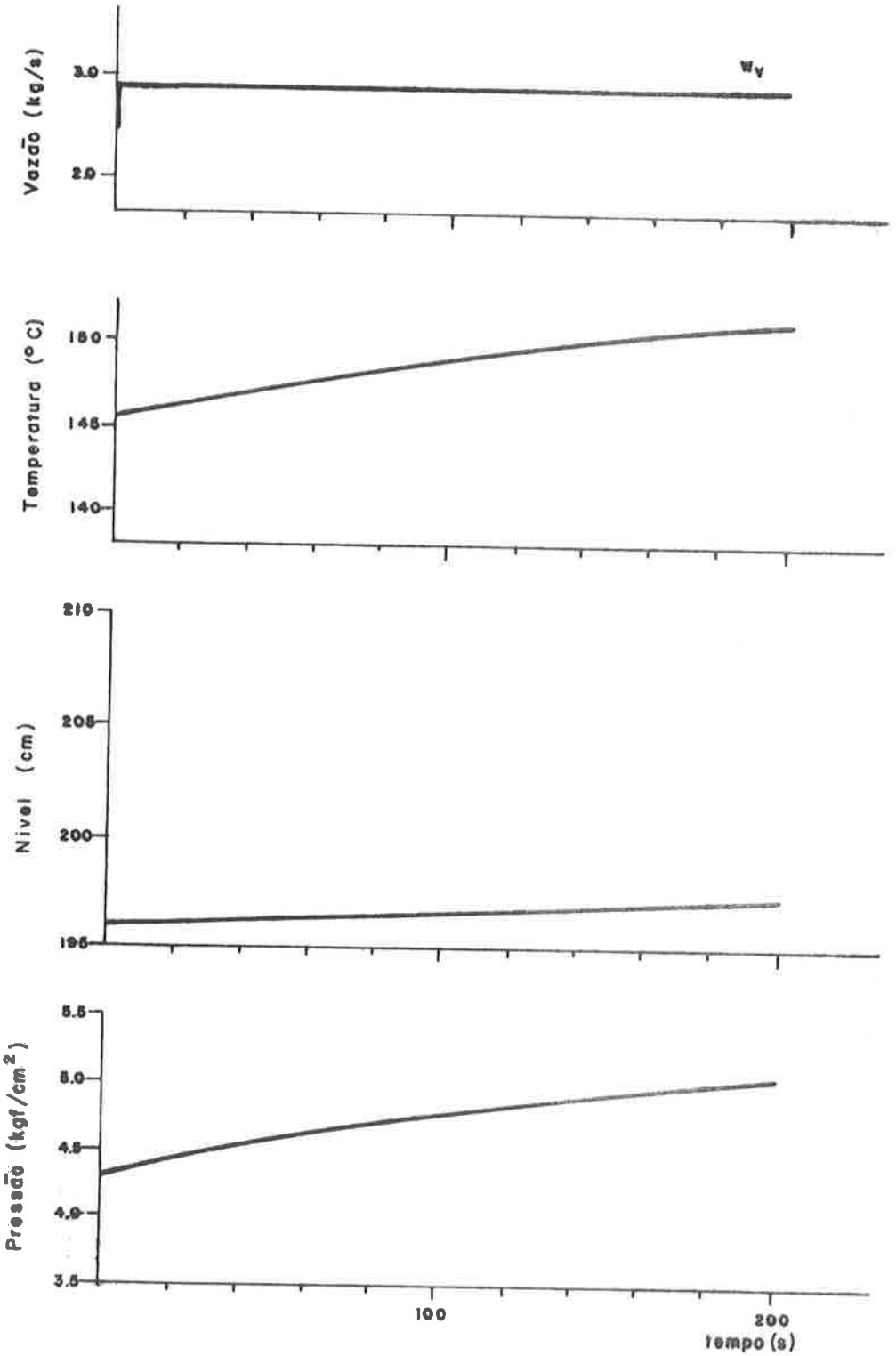


Fig.3.31 - Respostas do aquecedor de mistura sujeito a uma variação na vazão de vapor

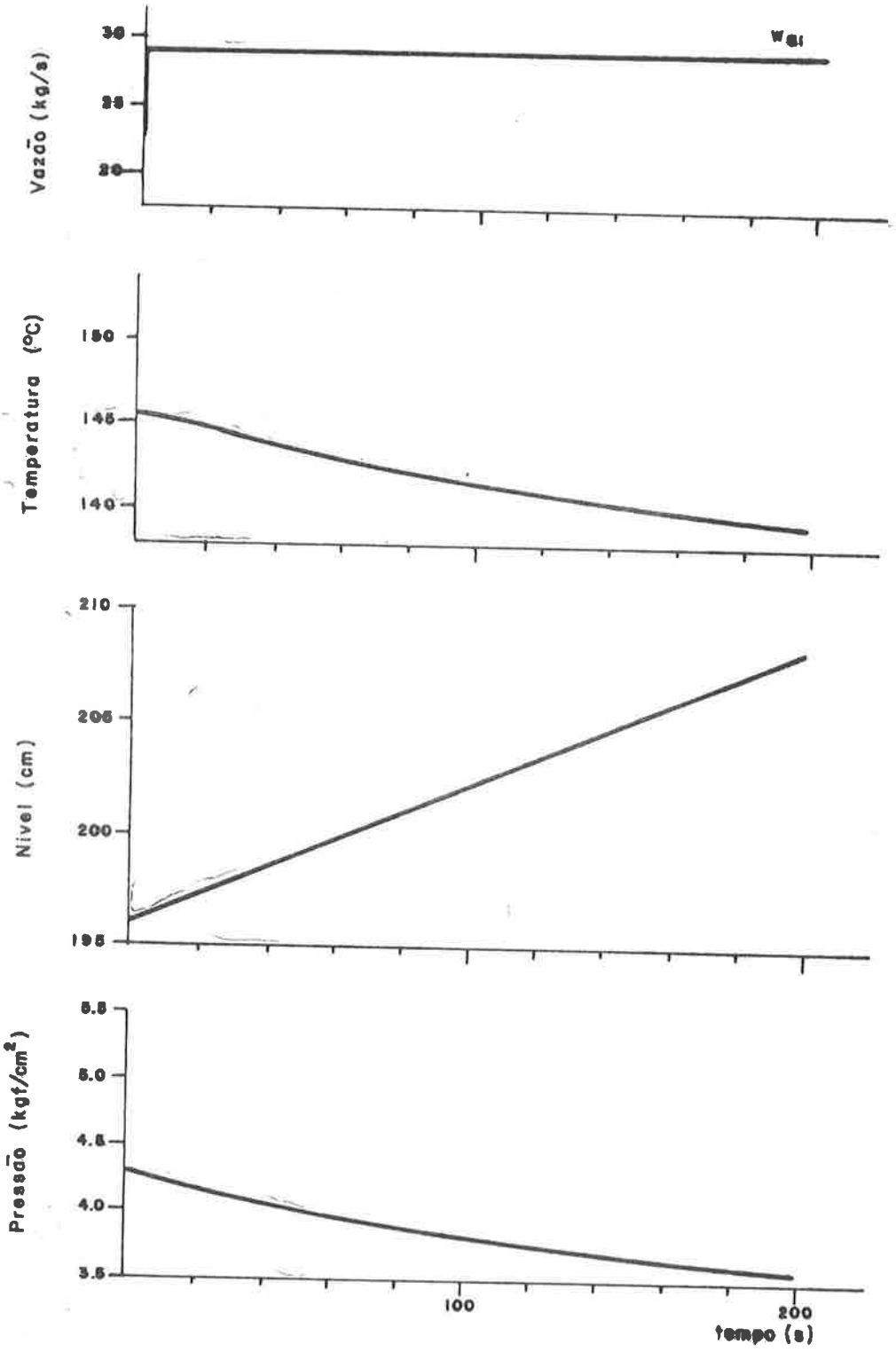


Fig.3.32 - Respostas do aquecedor de mistura sujeito a uma variação na vazão da água de alimentação

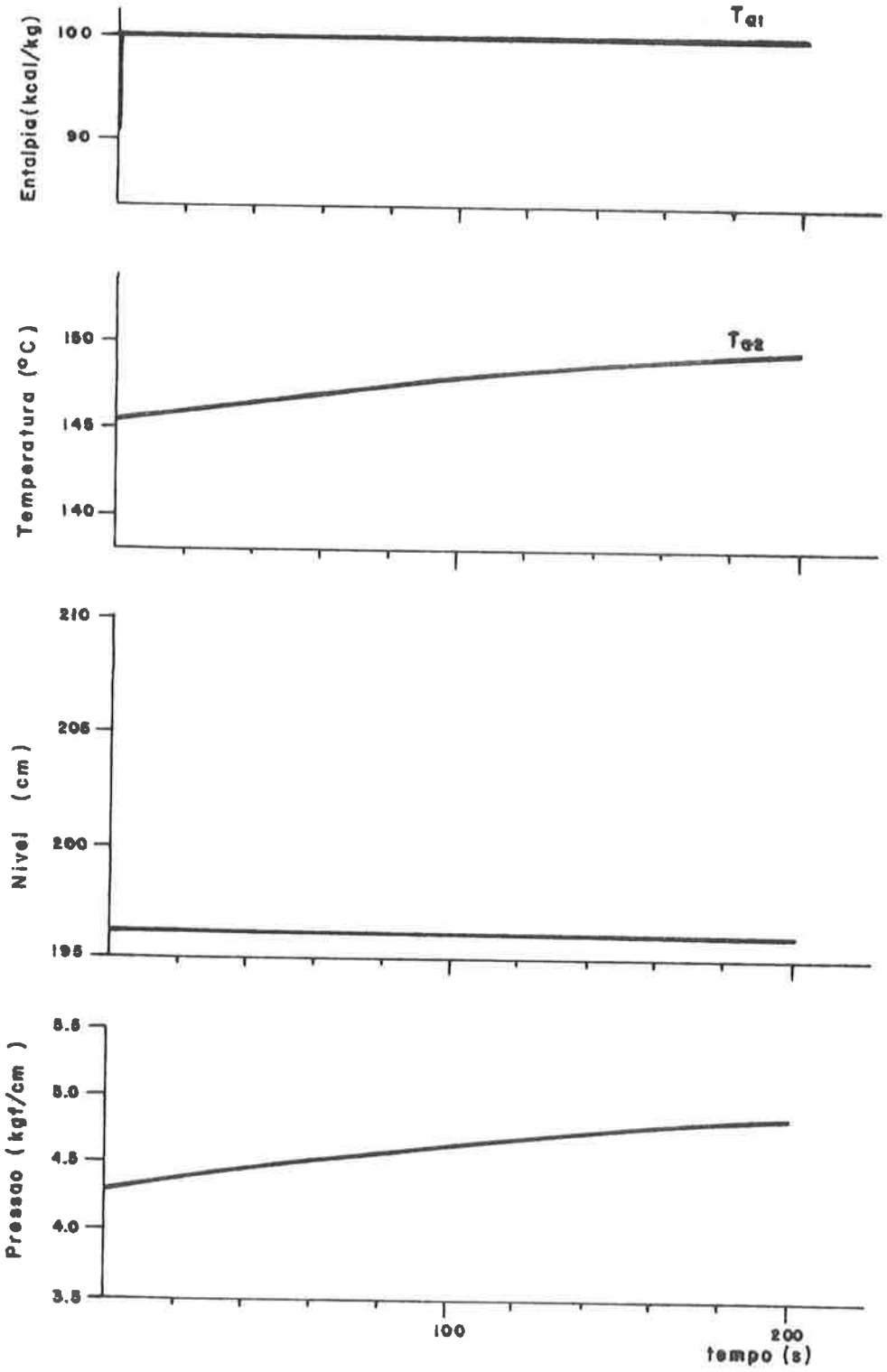


Fig.3.33 - Respostas do aquecedor de mistura sujeito a uma variação na temperatura da água de alimentação

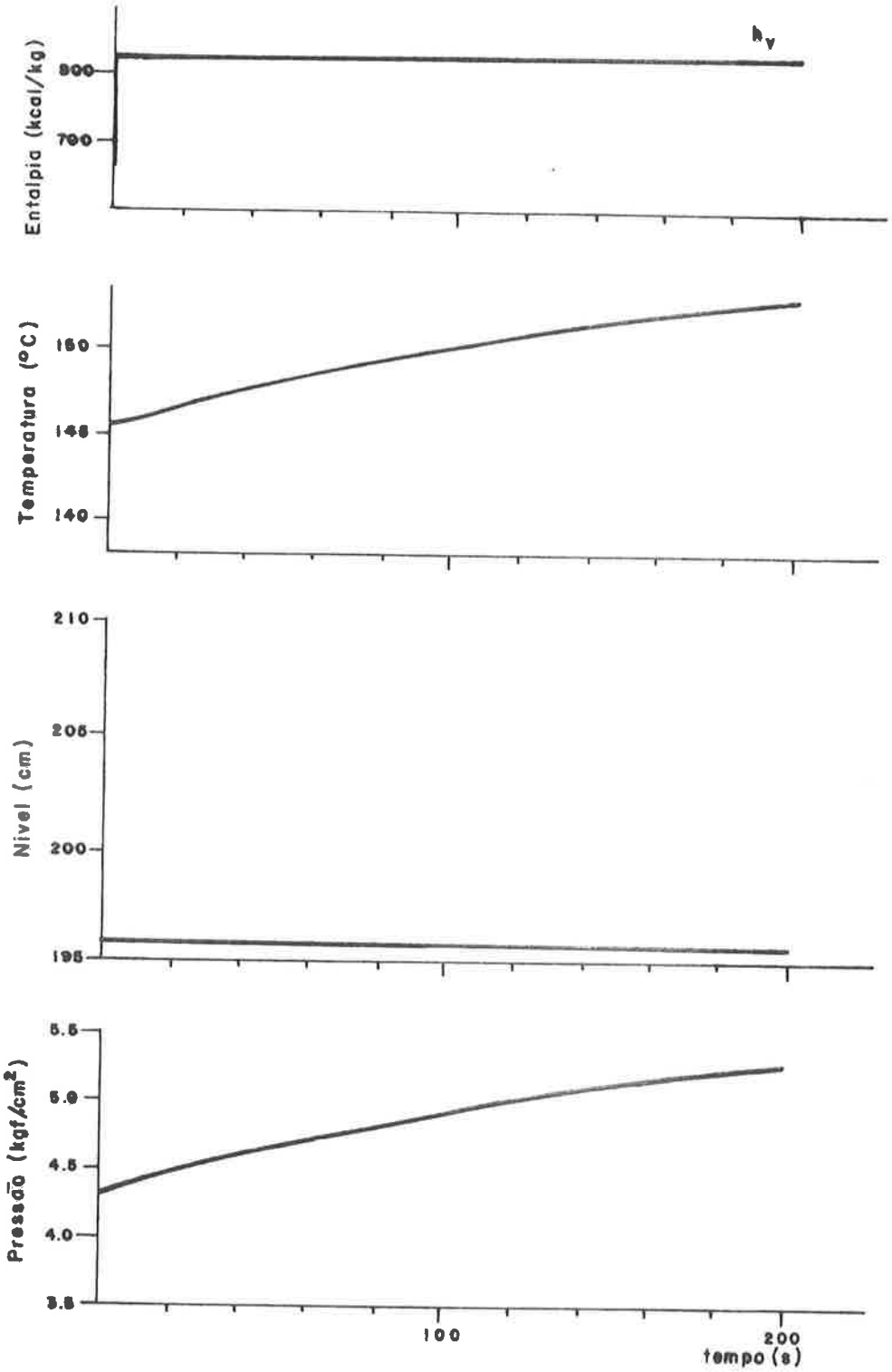


Fig.3.34 - Respostas do aquecedor de mistura sujeito a uma variação na entalpia do vapor

3.4.3 Comentários da simulação

De acordo com a Fig.3.31 o aumento da vazão de vapor afeta principalmente a pressão (e consequentemente a temperatura de saída da água de alimentação) devido a alteração na massa de vapor contida no interior do tanque. Como a vazão de vapor responde somente por 8% de toda a massa fuida que atinge o trocador, a sua variação não afeta substancialmente o nível do líquido.

O aumento da vazão da água de alimentação, conforme mostrado na Fig.3.32 afeta não só a pressão, mas principalmente o nível do líquido. A pressão decresce porque aumenta a taxa de condensação de vapor e o nível é aumentado sensivelmente porque a vazão da água de alimentação corresponde a cerca de 80% de toda a massa fluida que chega ao trocador.

O aumento da temperatura de entrada da água de alimentação e da entalpia do vapor afetam, de acordo com as Figs. 3.33 e 3.34, tão somente a pressão do tanque (satisfazendo assim a equação 3.4.11) já que o nível permanece inalterado.

Levando-se em consideração que a alteração do nível do líquido é linear com o tempo, conforme mostrado nas Figs.-3.31 e 3.32 e que só varia com alterações nas vazões pode-se concluir que na sua equação (3.4.10) é importante tão somente o termo relativo ao balanço de massas que chegam ao trocador, podendo-se desprezar os demais termos.

Tabela 3.8 Equações utilizadas para a simulação do tanque aquecedor-desaerador

Equações das variáveis de estado

$$\frac{d\ell}{dt} = \frac{v_s \cdot v_f}{S(v_s - v_f)} \left[w_{a1} + w_v - w_{a2} + w_d + \left(\frac{M_f}{v_f} \frac{\partial v_f}{\partial p} + \frac{M_s}{v_s} \frac{\partial v_s}{\partial p}\right) \frac{dp}{dt} \right] \qquad (3.4.10)$$

$$\frac{dp}{dt} = \frac{1}{Y_t} \left[-(Q_v + Q_p) - w_{a2}(h_f - c_l) + w_v(h_v - c_l) + w_{a1}(h_{a1} - c_l) + \right.$$

$$\left. + w_d(h_d - c_l) \right] \qquad (3.4.11)$$

$$\frac{dTr}{dt} = \frac{Q_v + Q_f}{M_r \cdot c_r} \qquad (3.4.15)$$

Equações auxiliares

$$Y_t = M_f \left(\frac{\partial h_f}{\partial p} - \frac{h_s - h_f}{v_s - v_f} \frac{\partial v_f}{\partial p}\right) + M_s \left(\frac{\partial h_s}{\partial p} - \frac{h_s - h_f}{v_s - v_f} \frac{\partial v_s}{\partial p}\right) - F \cdot V \qquad (3.4.12)$$

$$c_l = \frac{u_s \cdot h_f - h_s \cdot v_f}{v_s - v} \qquad (3.4.13)$$

$$Q_v = K_s \cdot A_s (T_s - Tr) \qquad (3.4.3)$$

$$Q_f = K_f \cdot A_f (T_s - Tr) \qquad (3.4.4)$$

$$T_s = f(p)$$

$$v_f, h_f = f(T_s)$$

$$h_s, v_s = f(p, T_s)$$

3.5 MODELAGEM E SIMULAÇÃO DA CALDEIRA

3.5.1 Modelagem da caldeira

Dos elementos que compõem a instalação propulsora a vapor a caldeira é, indubitavelmente, o componente que apresenta os fenômenos mais diversificados e complexos pois envolve problemas tais como: combustão, escoamento de fluídos (ar, líquido e vapor), ebulição e transferência de calor (por condução, convecção e radiação). Uma modelagem completa e detalhada da caldeira conduz a um sistema de equações extremamente complexo e de difícil integração [6]. Assim sendo, em estudos da dinâmica de caldeiras tem-se procurado modelos que atendam às necessidades especificadas para uma determinada análise, buscando-se expressões analíticas que representam os efeitos importantes e desejados. Desta maneira, variando-se o grau de detalhamento, modelos matemáticos com dezessete [2] ou três [6] variáveis de estado podem ser obtidos. Dentro do escopo deste trabalho um modelo que estabeleça a variação da pressão e do nível do líquido na caldeira já é suficiente pois estas são as variáveis significativas no processo de observação da caldeira [2]. Isto pode ser obtido a partir do modelo físico da caldeira apresentado na Fig.3.35. Neste modelo todo o sistema de geração de vapor é concentrado em um único tubulão ignorando-se os processos de circulação natural do líquido e de resfriamento de uma parte do vapor superaquecido (dessuperaquecimento) no interior do tubulão superior que ocorrem na caldeira real. Embora o superaquecedor seja um elemento integrante

da caldeira, a sua modelagem é efetuada independentemente na seção 3.6 já que os fenômenos (e consequentemente a modelagem) de um e de outro são completamente distintos.

Para a modelagem da caldeira são necessários a equação da energia e da continuidade. Entretanto, no tubulão da caldeira há um fenômeno peculiar conhecido como resposta reversa que é a inversão no sentido da variação do nível nos primeiros instantes do transiente, quando se altera a carga da caldeira (consumo de vapor). Isto ocorre devido a expansão ou a contração das bolhas de vapor imersas no meio líquido, ocasionado pela variação de pressão. Também quando se altera a vazão da água de alimentação o nível não varia imediatamente pois ocorre contração ou expansão do vapor devido a diferença de temperatura entre a água de alimentação e a da caldeira [2, 16, 25]. Como a equação do nível da caldeira obtida a partir da equação da continuidade e da energia não consegue refletir os fenômenos acima descritos e a sua exclusão pode levar a processos errôneos de controle, foi utilizado neste trabalho o modelo de caldeira proposta na Ref. [15]. Neste modelo o nível da caldeira é obtido somando-se duas parcelas, sendo uma devida à conservação da massa e da energia e a outra devida à contração ou expansão das bolhas de vapor imersas no líquido com a variação da carga, conforme mostrada adiante.

As seguintes hipóteses foram empregadas no estabelecimento do modelo matemático da caldeira:

1- a pressão é uniforme no interior da caldeira.

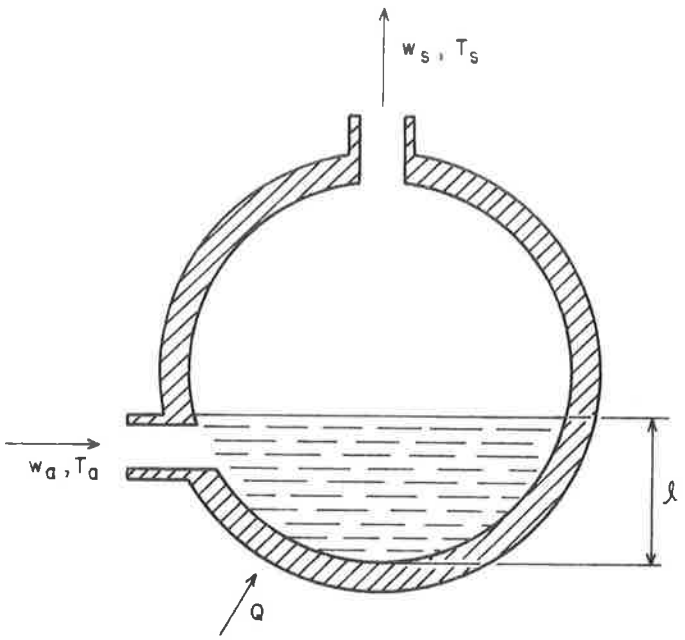


Fig.3.35 - Modelo físico da caldeira

2- A temperatura da parede do tubulão é uniforme e igual a temperatura da mistura líquido-vapor.

3- As propriedades físicas do material da carcaça são consideradas invariáveis.

4- O calor recebido pelo tubulão é, em regime permanente, diretamente proporcional à vazão de óleo combustível.

5- É desprezível a troca de calor com o meio ambiente.

Com base nas hipóteses acima e do que foi exposto anteriormente a caldeira fica definida através de seis variáveis

de estado que são:

p : pressão

M_s : massa de vapor no tubulão

Q : calor recebido pelo tubulão

ℓ_1 : variação de nível devido a alteração no volume das bolhas de vapor com a carga da caldeira.

ℓ_2 : nível da caldeira devido a balanço de massas e de energia.

w_x : vazão auxiliar da água de alimentação

A seguir é desenvolvido o modelo matemático da caldeira. A nomenclatura das variáveis está apresentada na Tab, 3.9

A equação da energia e da continuidade para o modelo da caldeira apresentada na Fig.3.35, considerando-se além das hipóteses acima a inexistência de bolhas de vapor no líquido, são expressas por:

$$\frac{d}{dt}(M_f + M_s) = w_a - w_s \qquad (3.5.1)$$

$$Q + w_a.h_a - w_s h_s = \frac{d}{dt}(M_f.u_f + M_s.u_s + M_r.c_r.T_s) \qquad (3.5.2)$$

Em regimes transientes a quantidade de calor Q pode ser relacionado com a vazão de óleo combustível por uma equação do seguinte tipo [3 , 6 , 15]

$$Y_q \cdot \frac{dQ}{dt} = Q - q.w_{01} \qquad (3.5.3)$$

Onde a constante Y_q é avaliada experimentalmente.

Além das equações acima são válidas para a caldeira as seguintes relações:

$$u_f = h_f - p.v_f.F \tag{3.5.4}$$

$$u_s = h_s - p.v_s.F \tag{3.5.5}$$

$$V = M_f.v_f + M_s.v_s \tag{3.5.6}$$

A equação de estado para a variável M_s é obtida derivando-se a equação (3.5.6) em relação ao tempo e trabalhando com a equação (3.5.1), resultando em:

$$\frac{d}{dt}M_s = -\frac{1}{v_s - v_f}\left[v_f(w_a - w_s) + (M_s\frac{\partial v_s}{\partial p} + M_f\frac{\partial v_f}{\partial p})\frac{dp}{dt}\right] \tag{3.5.7}$$

Substituindo-se as equações (3.5.4) a (3.5.9) em (3.5.2) obtém-se a equação de estado para a variável p:

$$Y_b\frac{dp}{dt} = Q + w_a\left[h_a - \frac{(h_f.v_s - h_s.v_f)}{v_s - v_f}\right] - w_s\left[h_s - \frac{(h_f.v_s - h_s.v_f)}{v_s - v_f}\right] \tag{3.5.8}$$

onde

$$Y_b = M_f\left[\frac{\partial h_f}{\partial p} - \frac{h_s - h_f}{v_s - v_f}\cdot\frac{\partial v_f}{\partial p}\right] + M_s\left[\frac{\partial h_s}{\partial p} - \frac{h_s - h_f}{v_s - v_f}\cdot\frac{\partial v_s}{\partial p}\right] - F.V +$$

$$+ M_r.c_r\frac{\partial T_s}{\partial p} \tag{3.5.9}$$

Ainda ignorando-se a existência de bolhas imersa no líquido pode-se escrever que:

$$\frac{d}{dt}(M_f.v_f) = S\frac{d\ell}{dt} \tag{3.5.10}$$

$$\frac{d}{dt}(M_s.v_s) = -S\frac{d\ell}{dt} \tag{3.5.11}$$

Desenvolvendo-se estas relações e substituindo-as na equação da continuidade tem-se:

$$\frac{d\ell'}{dt} = \frac{v_s \cdot v_f}{S(v_s - v_f)} \left[w_a - w_s + \left(\frac{M_f}{v_f} \cdot -\frac{\partial v_f}{\partial p} + \frac{M_s}{v_s} \cdot \frac{\partial v_s}{\partial p}\right) \frac{dp}{dt} \right] \qquad (3.5.12)$$

A equação (3.5.13) expressa a alteração do nível devido a variação na pressão e nas vazões da água de alimentação e do vapor.

Para modelar o efeito do atraso da resposta do nível com a alteração da vazão da água de alimentação pode-se valer de um artifício matemático, definindo uma nova vazão w_x como |15|:

$$\frac{dw_x}{dt} = \frac{1}{Y_x}(w_a - w_x) \qquad (3.5.13)$$

e alterar a equação(3.5.13) para

$$\frac{d\ell_2}{dt} = \frac{v_s \cdot v_f}{S(v_s - v_f)} \left[w_x - w_s + \left(\frac{M_f}{v_f} \frac{\partial v_f}{\partial p} + \frac{M_s}{v_s} \frac{\partial v_s}{\partial p}\right) \frac{dp}{dt} \right] \qquad (3.5.14)$$

O efeito da resposta reversa pode ser introduzida analiticamente somando-se a ℓ_2 um termo que exprima a variação do nível devido a contração da expansão das bolhas de vapor com a alteração da carga da caldeira. Esta é a solução adotada na ref.|15| e a equação proposta para este termo adicional é:

$$\frac{d\ell_1}{dt} = \frac{1}{Y} \left(\ell_o \cdot K_L \frac{w_s - w_s(o)}{w_s(o)} - \ell_1 \right) \qquad (3.5.15)$$

onde o índice o significa condições iniciais

Com isso a resposta final do nível da caldeira é dado por:

$$\ell = \ell_1 + \ell_2 \qquad (3.5.16)$$

Na Fig.3.36 estão apresentadas as soluções gráficas de ℓ_1 e ℓ_2 quando sujeita a uma variação na vazão de vapor. Por esta figura observa-se que a equação (3.5.15) estabelece um incremento constante no nível ℓ_2, a partir de um certo instante devido a variação de w_s, que não traduz nenhum fenômeno físico. Mas a superposição da curva de ℓ_2 com a de ℓ_1 representa o comportamento real do nível da caldeira. Portanto o modelo matemático adotado para a caldeira não exprime os seus processos físicos reais. No entanto a solução final é compatível com o que se observa na prática.

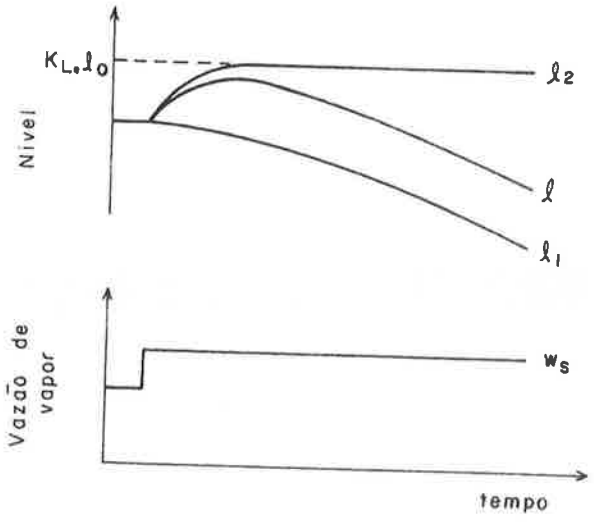


Fig.3.36 - Respostas dos níveis ℓ_1, ℓ_2 e ℓ quando a caldeira sofre variação no consumo de vapor

As equações (3.5.13) e (3.5.15) foram obtidas experimentalmente. Os seus parâmetros Y_x e Y_L estão relacionados com a constante de tempo da caldeira e K_L da equação (3.6.16) indica a amplitude máxima do nível devido ao efeito da resposta reversa. Variando-se estes parâmetros, que podem ser avaliado empiricamente, determina-se a solução que seja condizente com os processos reais.

3.5.2 *Simulação da caldeira*

Isolando-se a caldeira dos demais elementos do ciclo pode-se eleger, dentro do modelo proposto, quatro variáveis de entrada e três variáveis de saída, conforme mostrado ma Fig. 3.37.

Fig.3.37 - Variáveis de entrada e de saída para a caldeira

Na simulação global do ciclo T_a deixa de ser uma variável de controle já que ela será determinada pelo modelo do quarto aquecedor, conforme indicado na Fig.3.15.

Para a caldeira foram efetuadas quatro simulações ob

tendo-se respostas para as seguintes variações:

1- incremento de 10% em forma de ressalto na temperatura da água de alimentação.

2- incremento de 10% em forma de ressalto na vazão de vapor.

3- incremento de 10% em forma de ressalto na vazão da água de alimentação.

4- incremento de 10% em forma de ressalto na vazão de óleo combustível.

Os resultados estão apresentados nas Figs.3.38 a 3.41 e comentados na seção 3.5.3.Na Tab.3.10 estão condensadas as equações utilizadas durante a simulação.

Tabela 3.9 Nomenclatura para a modelagem da caldeira

c : calor específico

F : fator de conversão de unidades

h : entalpia

ℓ : nível

M : massa

p : pressão

q : poder calorífico do combustível

Q : calor

S : área de superfície do líquido

t : tempo

T : temperatura

u : energia interna

v : volume específico

V : volume

w : vazão

Índice

a : água de alimentação

f : líquido saturado

oL : óleo combustível

s : vapor saturado

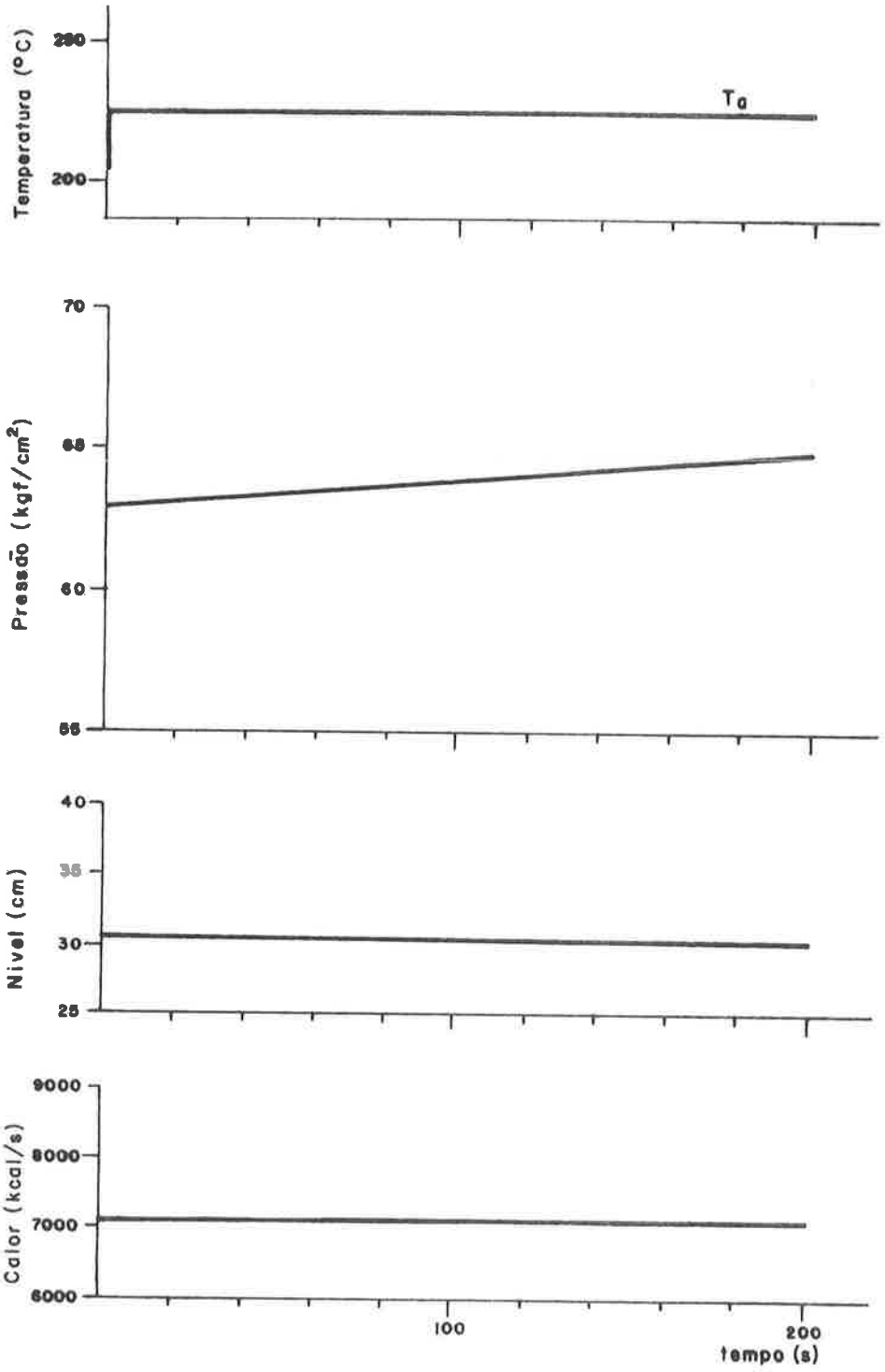


Fig.3.38 - Respostas da caldeira sujeito a uma variação na temperatura da água de alimentação

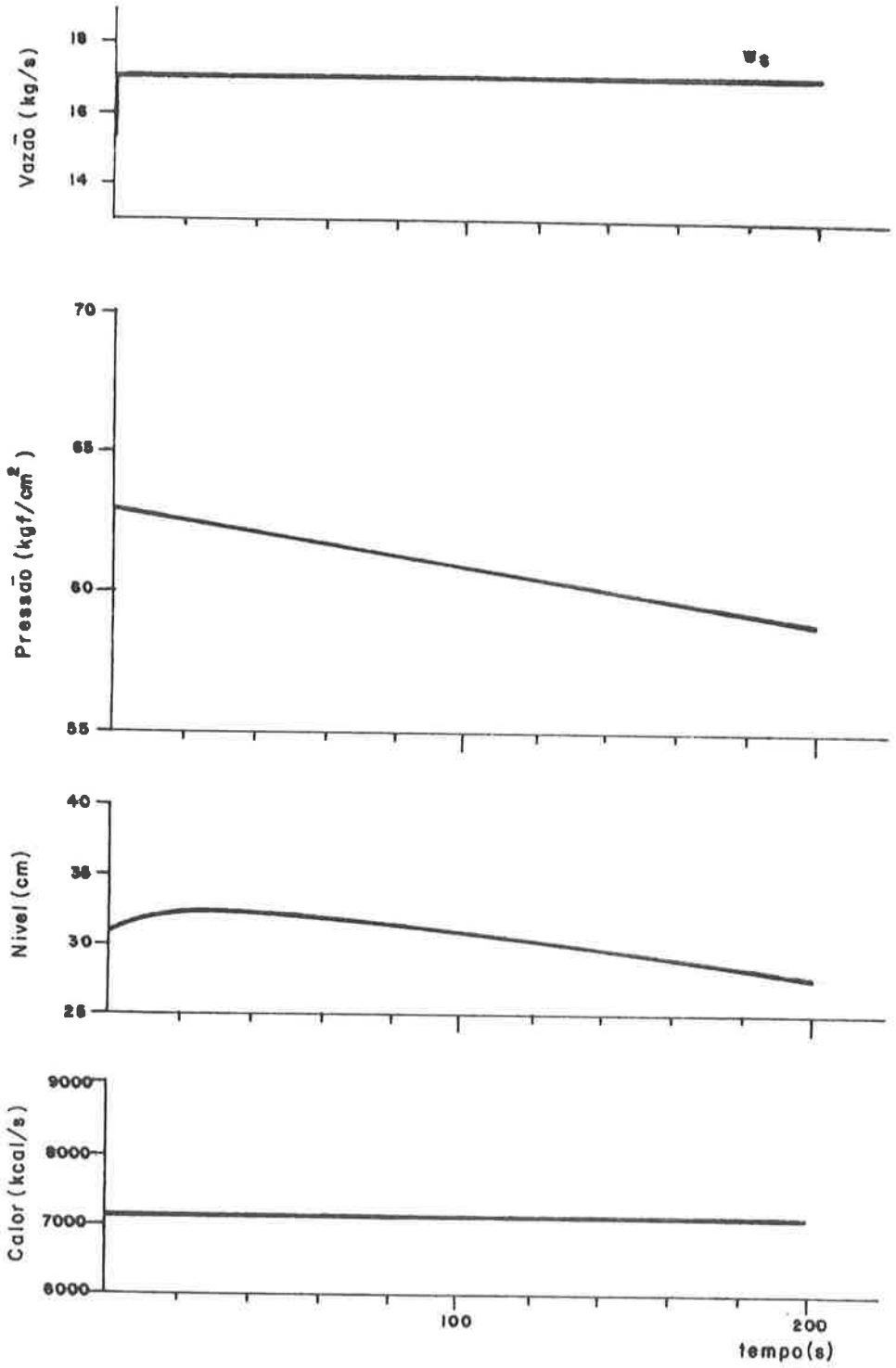


Fig.3.39 - Respostas da caldeira sujeita a uma variação na vazão de vapor

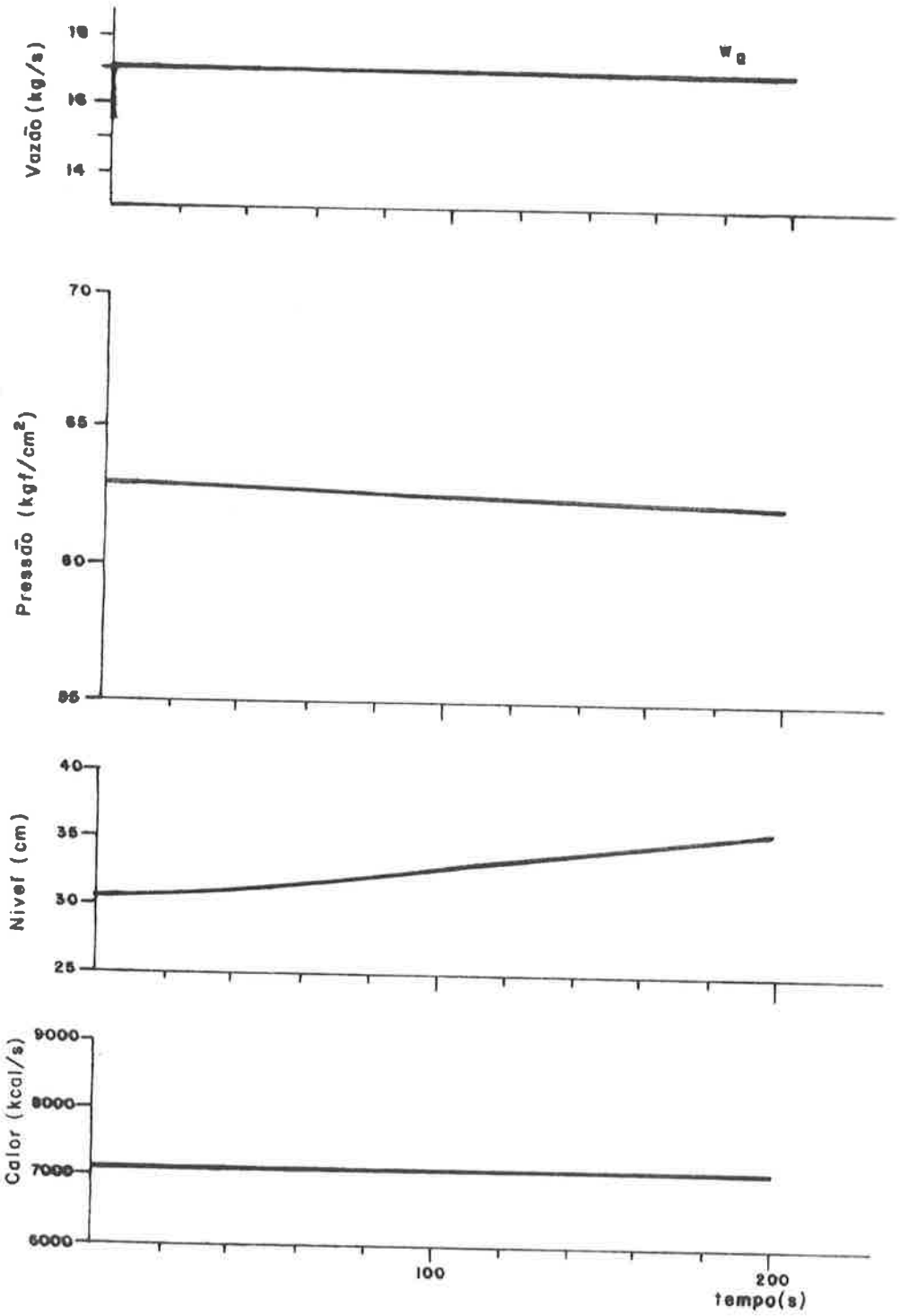


Fig.3.40 - Respostas da caldeira sujeita a uma variação na vazão da água de alimentação

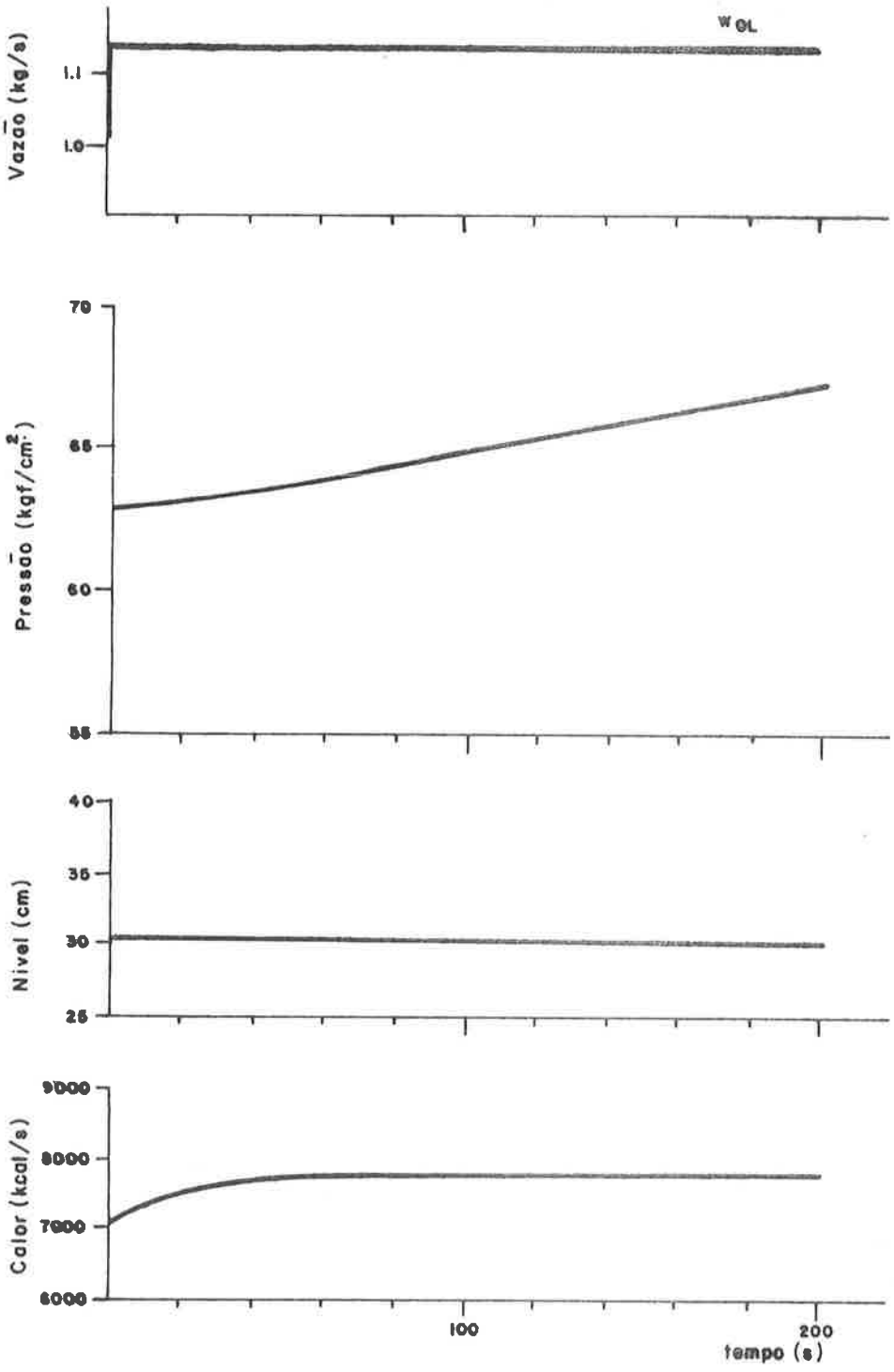


Fig.3.41 - Respostas da caldeira sujeita a uma variação na vazão de óleo combustível

3.5.3 Comentários dos resultados

O aumento repentino do consumo de vapor, mantidas as constantes as demais variáveis de entrada, mostra um decaimento linear da pressão. Quanto ao nível do líquido observa-se o seu aumento durante os primeiros vinte segundos, devido a dilatação das bolhas de vapor submersa no líquido, quando então começa a decair, passando pelo nível inicial após cem segundos, conforme mostrada na Fig.3.39. A resposta linear da pressão não é exatamente a observada na prática porque o modelo adotado não leva em consideração alguns efeitos paralelos que ocorrem com a mudança de vazão de vapor, tais como alteração na circulação da caldeira e na taxa de transferência de calor [2] para o líquido. Estes efeitos acabam afetando indiretamente a caldeira tornando a sua resposta diferente de uma reta. No entanto, dentro do escopo deste trabalho o resultado é aceitável já que indica corretamente a tendência da variação da pressão com a alteração da carga.

O aumento da vazão da água de alimentação de acordo com a Fig.3.40 afeta principalmente o nível do líquido sendo que o seu incremento não é observado imediatamente pois o modelo leva em consideração o efeito da contração das bolhas mergulhadas no líquido. A pressão experimenta um leve decréscimo porque o aumento da vazão da água de alimentação não foi acompanhado com o correspondente aumento na vazão de óleo combustível para manter a mesma taxa de evaporação.

O incremento da vazão de óleo combustível, mantidas constantes as demais variáveis de entrada, afeta principalmente a pressão e naõ altera significativamente o nível da caldeira conforme mostrado na Fig.3.41. O calor recebido pela caldeira apresenta um certo atraso à variação de óleo combustível, como era esperado em face do modelo matemático que está mostrado na seção 3.5.1. Este atraso se reflete na pressão que começa a aumentar a uma taxa constante somente após a quantidade de calor recebida pela caldeira tornar-se novamente constante. O nível, embora decaia, não é afetado substancialmente porque a área da superfície livre do líquido é grande para a massa de vapor em evaporação.

O aumento da temperatura da água de alimentação, mantidas as demais variáveis de entrada constantes, provoca alterações menos pronunciadas na pressão e no nível do líquido do que as alterações das demais variáveis de entrada, conforme mostrado na Fig.3.38. O nível decai levemente porque o aumento da temperatura da água de alimentação provoca o incremento na taxa de evaporação e em consequência disso há o aumento da pressão.

Tabela 3.10 Equações utilizadas para a simulação da caldeira

Equações das variáveis de estado

$$\frac{d}{dt}M_s = -\frac{1}{v_s - v_f}\left[v_f\,(w_a - w_s) + \left(M_s\frac{\partial v_s}{\partial p} + M_f\frac{\partial v_f}{\partial p}\right)\frac{dp}{dt}\right] \qquad (3.5.7)$$

$$\frac{dp}{dt} = \frac{1}{\gamma_b}\left\{Q + w_a\left[h_a - \frac{(h_f.v_s - h_s.v_f)}{v_s - v_f}\right] - w_s\left[h_s - \frac{(h_f.v_s - h_s.v_f)}{v_s - v_f}\right]\right\} \qquad (3.5.8)$$

$$\frac{dQ}{dt} = \frac{1}{\gamma_q}\left[Q - q.w_{oL}\right] \qquad (3.5.3)$$

$$\frac{dw_x}{dt} = \frac{1}{\gamma_x}(w_a - w_x) \qquad (3.5.13)$$

$$\frac{d\ell_2}{dt} = \frac{v_s.v_f}{S(v_s - v_f)}\left[w_x - w_s + \left(\frac{M_f}{v_f}\frac{\partial v_f}{\partial p} + \frac{M_s}{v_s}\frac{\partial v_s}{\partial p}\right)\frac{dp}{dt}\right] \qquad (3.5.14)$$

$$\frac{d\ell_1}{dt} = \frac{1}{\gamma}\left[\ell_{(o)}.K_L.\frac{w_s - w_{s(o)}}{w_{s(o)}} - \ell_1\right] \qquad (3.5.15)$$

Equações auxiliares

$$T_s = f(p)$$

$$h_f,\ v_f = f(T_s)$$

$$h_s,\ v_s = f(p, T_s)$$

$$\ell = \ell_1 + \ell_2 \qquad (3.5.16)$$

3.6 MODELAGEM E SIMULAÇÃO DO SUPERAQUECEDOR

3.6.1 Modelagem do superaquecedor

Simular o superaquecedor significa resolver as equações dinâmicas que caracterizam o escoamento de um fluído compressível, com atrito e troca de calor. Se as variáveis de estado podem ser obtidas sem maiores dificuldades |1, 6 e 17| o mesmo não se pode dizer para a sua solução quer analítica, quer numérica |1, 17|. Para abreviar o tempo de processamento no computador e contornar os problemas de integração numérica, as equações de estado do superaquecedor foram integradas por um método analítico aproximado, conforme mostrado a seguir.

O modelo físico do superaquecedor é representado na Fig.3.42. Neste modelo os quatro passes de tubos que constituem o superaquecedor são substituídos por um único tubo com as seguintes características:

1- o comprimento total é igual a soma dos comprimento dos quatro passes.

2- a massa, a área transversal e a área de transferência de calor são equivalentes à do caso real.

Para a sua modelagem matemática foram admitidas as seguintes hipóteses:

1- a queda de pressão é linear ao longo do comprimento.

2- o coeficiente de transmissão de calor só depende da vazão de vapor.

3- as propriedades físicas do material do tubo são constantes.

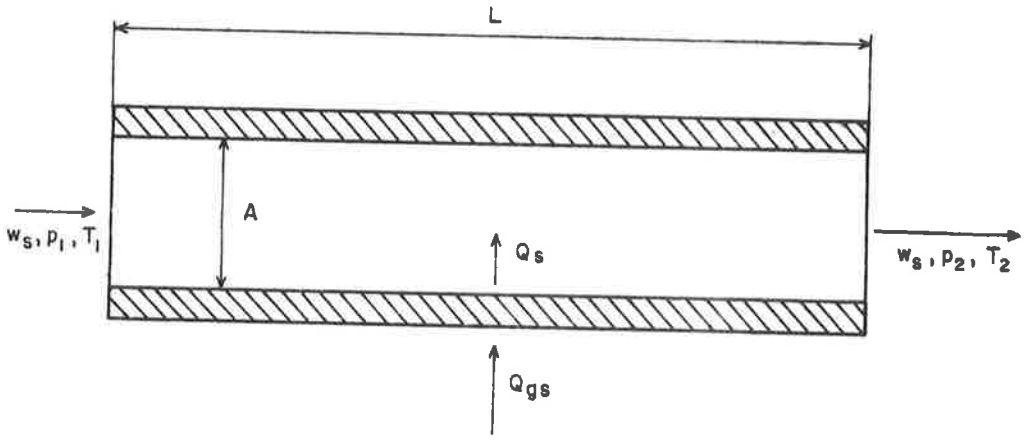


Fig.3.42 - Modelo físico do superaquecedor

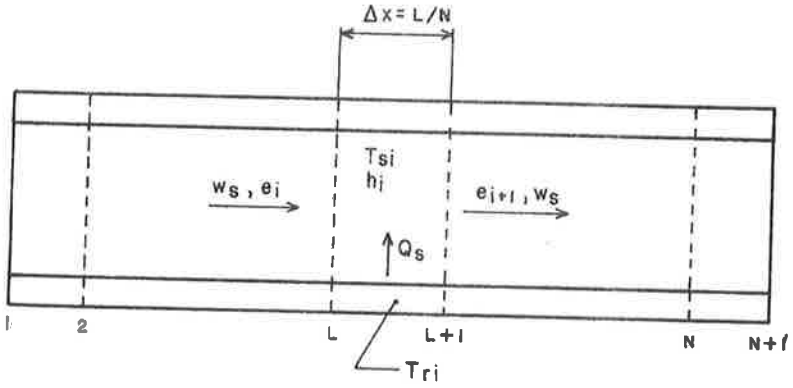


Fig.3.43 - Volume de controle adotado para a modelagem do superaquecedor

4- o calor recebido pelo superaquecedor é diretamente proporcional à vazão de óleo combustível.

Como as propriedades do vapor variam ao longo de todo o superaquecedor este foi subdividido em N trechos, conforme mostrado na Fig.3.43. Com as hipóteses acima cada trecho é caracterizado por duas variáveis de estado que são:

h_i : entalpia média do trecho i

T_{ri}: temperatura média da parede do superaquecedor do trecho i.

A seguir estão indicadas as equações que definem o modelo matemático do superaquecedor. A nomenclatura das variáveis está apresentada na Tab.3.11.

Aplicando-se a equação da energia para um elemento de comprimento $\Delta x=L/N$ tem-se:

Para o vapor

$$Q_{si}.\Delta x + w_s.e_i - w_s.e_{i+1} = \frac{d}{dt}(\rho_i.u_i.A.\Delta x) \qquad (3.6.1)$$

onde a densidade ρ_i e a energia interna u_i são valores médios do elemento Δx. Para a parede do superaquecedor tem-se:

$$M_r.c_r.\frac{dT_{ri}}{dt} = Q_{gs} - Q_{si} \qquad (3.6.2)$$

onde o calor Q_{si} cedido pela parede ao vapor é dado por:

$$Q_{si} = K_s(T_{ri} - T_{si}) \qquad (3.6.3)$$

e de acordo com o apêndice B

$$K_s = f(w_s)$$

Portanto a equação da variável de estado T_{ri} pode ser dada por

$$\frac{dT_{ri}}{dt} = \frac{Q_{gs} - K_s (T_{ri} - T_{si})}{M_r \cdot c_r} \qquad (3.6.4)$$

observando-se que

$$u_i = h_i - p_i \cdot v_i$$

e substituindo-a na equação (3.6.2) tem-se

$$Q_{si} \cdot \Delta x + w_s (e_i - e_{i+1}) = A \cdot \Delta x \frac{d}{dt}(p_i \cdot h_i - p_i) \qquad (3.6.5)$$

Como foi admitida na seção 3.1 que a variação da pressão no interior do superaquecedor seria determinada por uma equação válida para regime permanente a equação (3.6.5) pode ser simplificada para

$$Q_{si} \cdot \Delta x + w_s (e_i - e_{i+1}) = A \cdot \Delta x \, \rho_i \frac{dh_i}{dt} \qquad (3.6.6)$$

A entalpia média h_i é dada por

$$h_i = \frac{e_i + e_{i+1}}{2} \quad \therefore$$

$$e_{i+1} = 2h_i - e_i \qquad (3.6.7)$$

Substituindo a equação (3.6.7) em (3.6.6) tem-se:

$$\frac{dh_i}{dt} = - \frac{2 \cdot w_s \cdot v_i}{A \cdot \Delta x} \cdot h_i + \frac{v_i}{A \cdot \Delta x}(Q_{si} \cdot \Delta x + 2 \cdot e_i \cdot w_s) \qquad (3.6.8)$$

Para a integração das equações (3.6.4) e (3.6.8), válido para cada elemento Δx, foi utilizado um método de integração numérica diferente da usada para a simulação dos outros elementos, conforme mostrado abaixo.

O intervalo de tempo utilizado como passo de integração (de 0,1 a 0,5 segundos) é pequeno comparado com o tempo de transiente do superaquecedor [5,7]. Desta forma os coeficientes da equação (3.6.8) podem ser considerados constantes para cada passo de integração, embora seus valores se alterem em instantes sucessivos. Sendo assim a equação (3.6.8) tem uma solução analítica que é:

$$h_{i,k+1} = Bl_{i,k}\left(1 - e^{-B2_{i,k}\cdot\Delta t}\right) + h_{i,k}\cdot e^{-B2_{i,k}\Delta t} \qquad (3.6.9)$$

onde

$$Bl_{i,k} = \frac{Q_{si,k}\cdot\Delta x + 2e_{i,k}\cdot w_s}{2.w} \qquad (3.6.10)$$

$$B2_{i,k} = \frac{2.w_s.v_{i,k}}{\Delta x.A} \qquad (3.6.11)$$

k : instante t

k+1 : instante t+ t

Com as equações (3.6.7) e (3.6.9) determina-se o valor da entalpia na entrada de um trecho em um instante t. No entanto como as propriedades do vapor estão variando com o tempo, o valor mais significativo da entalpia de entrada $e_{i,k}$ para o cálculo de $h_{i,k+1}$ na equação (3.6.9) é dado pelo valor médio da entalpia $e_{i,k}$ dentro de um intervalo do passo de integração.

Assim sendo, tem-se:

$$e_{i,k} = \frac{1}{\Delta t}\int_{o}^{\Delta t}(2.h_{i-1,k} - e_{i-1,k})dt$$

$$e_{i,k} = \frac{2}{\Delta t}\int_{o}^{\Delta t}\left[Bl_{i-1,k-1}(1-e^{-B2i-1,k-i\Delta t}) + h_{1,k}\, e^{-B2i-1,k-1}{}^{\Delta t}\right]dt - \frac{1}{\Delta t}\int_{o}^{\Delta t} e_{i-k,dt}$$

$$e_{i,k} = \frac{2(h_{i-1,k-1} - Bl_{i-1,k-1})}{B2_{i-1,k-1}}(1-e^{-B2_{i-1,k-1}\cdot\Delta t}) + 2.Bl_{i-1,k-1} - e_{i-1,k}$$

(3.6.12)

Solução análoga pode ser encontrada para a temperatura da parede Tr_i. A equação (3.6.4) pode ser reescrita como:

$$M_r.c_r\frac{dT_{ri}}{dt} + K_s.T_{ri} = Q_{gs} + K_s.T_{ri}$$

A solução desta equação é dada por:

$$Tr_{i,k+1} = B3_{i,k}(1-e^{-\Delta t.B4i,k}) + T_{si,k}.e^{-\Delta tB4i,k} \qquad (3.6.13)$$

onde

$$B3_{i,k} = \frac{K_s.T_{si,k} + Q_{gs}}{k_s} \qquad (3\ 6.14)$$

$$B4_{i,k} = \frac{K_s}{M_r.c_r} \qquad (3.6.15)$$

Os valores da temperatura T_{si} e volume específico v_{si} são determinados em cada instante em função da entalpia h_i e da pressão p_i

3.6.2 Simulação do superaquecedor

Para a simulação individual do superaquecedor pode-se eleger três variáveis de entrada. A variável de saída mais importante é a temperatura do vapor na saída do superaquece - dor conforme mostrado na Fig.3.44.

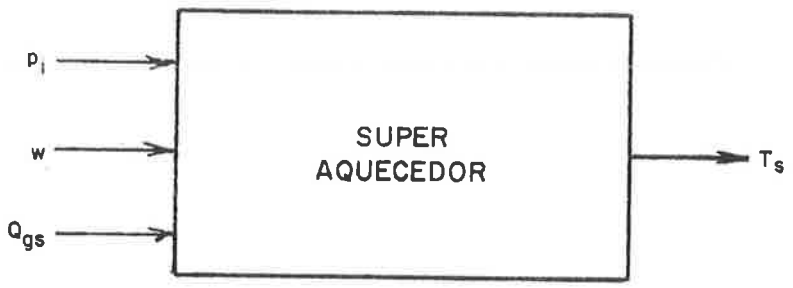


Fig.3.44 - Variáveis de entrada e de saída
para o superaquecedor

Na simulação global do ciclo a pressão de entrada p_1 será determinada pelas condições de vapor na caldeira. Para estudar as respostas do superaquecedor efetuou-se duas simulações com as seguintes variações.

1- acréscimo de 10% em forma de ressalto na vazão de vapor.

2- decréscimo de 10% em forma de ressalto no calor fornecido.

A determinação do número de subdivisões e o incre - mento para a integração resultam de um compromisso entre o tempo de processamento do computador e a precisão dos resultados. No presente trabalho são apresentados os resultados com o número de subdivisões igual a oito e com incremento de tempo igual a 0,2 segundos.

As respostas do superaquecedor obtidas com as duas simulações acima são mostradas nas Figs.3.45 e 3.46 e são comentadas na seção 3.6.3. Na Tab.3.12 estão apresentadas as equações utilizadas para a simulação.

Tabela 3.11 Nomenclatura para a modelagem do superaquecedor

A : área transversal do superaquecedor

c : calor específico

e : entalpia do vapor em uma determinada seção ou base neperiana

h : entalpia média do vapor entre duas seções

K : coeficiente de transmissão de calor

L : comprimento do superaquecedor

M : massa (por unidade de comprimento)

N : número de divisões

p : pressão

Q : calor (por unidade de comprimento)

t : tempo

T : temperatura

u : energia interna

v : volume específico

ρ : densidade

Índices

gs : referente ao calor que atinge a caldeira

i : i-ésimo trecho ou seção

k : k-ésimo instante

r : parede do superaquecedor

s : vapor superaquecido

1 : entrada do superaquecedor

2 : saída do superaquecedor

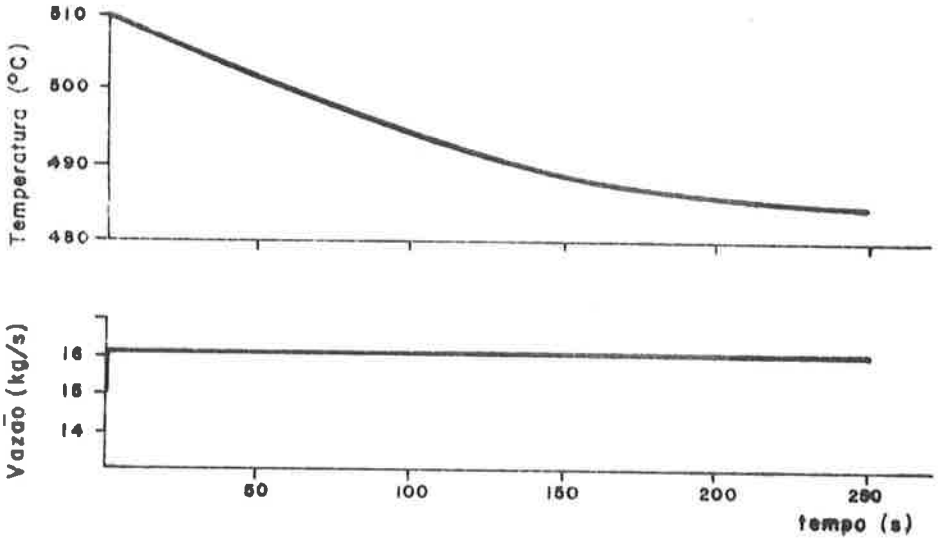


Fig.3.45 - Resposta do superaquecedor sujeito a uma variação na vazão de vapor

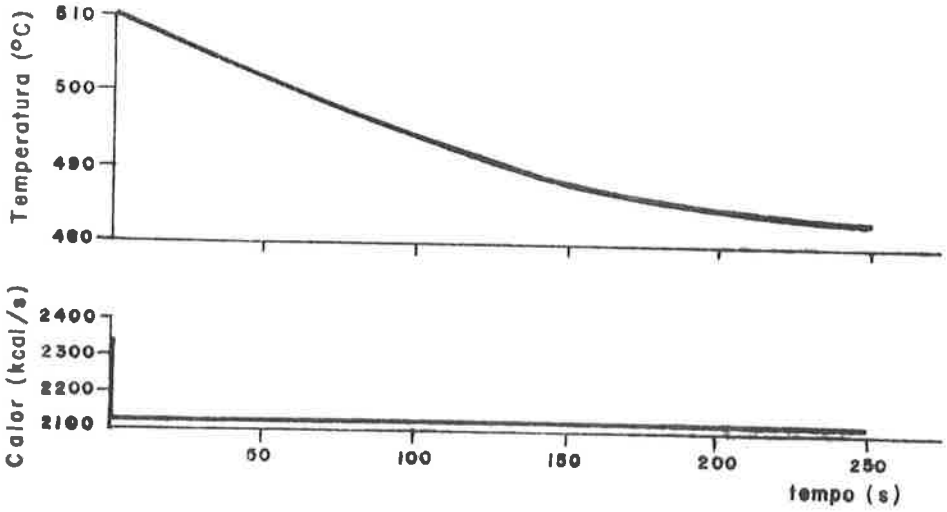


Fig.3.46 - Respostas do superaquecedor sujeito a uma variação na quantidade de calor fornecido

3.6.3 Comentários da simulação

O aumento da vazão do vapor, mantidas constantes as demais variáveis de entrada, provoca a diminuição da temperatura do vapor na saída do superaquecedor, conforme mostrado na Fig.3.45. Embora o coeficiente de transmissão de calor K_s aumente com a vazão de vapor, conforme apêndice B, a energia recebida por unidade de massa do vapor é menor e sendo assim a temperatura diminue.

A diminuição da quantidade de calor recebida pelo superaquecedor mantida constante as demais variáveis de entrada, provoca, de acordo com a Fig.3.46 a redução da temperatura do vapor na saída do superaquecedor. A diminuição da temperatura não é tão rápida quanto a variação busca na quantidade de calor porque do superaquecedor se comporta como um armazenador de energia, conforme a equação (3.6.2), e não permite alterações bruscas na taxa de transferência de calor.

Analisando-se as Figs. 3.45 e 3.46 nota-se que a resposta da temperatura do vapor só começa a estabilizar após duzentos e cinquenta segundos e não apresenta oscilações neste intervalo. Isto vem a corroborar a hipótese admitida anteriormente de que, dentro de um intervalo de integração (0,2 segundos), os coeficientes da equação (3.6.8), podem ser considerados constantes.

Tabela 3.12 Equações utilizadas para a simulação do superaquecedor

Equações das variáveis de estado

$$\frac{dT_{ri}}{dt} = \frac{Q_{gs} - K_s(T_{ri} - T_{si})}{M_r . c_r} \qquad (3.6.4)$$

$$\frac{dh_i}{dt} = \frac{-2.w_s.v_i}{A.\Delta x} h_i + \frac{v_i}{A.\Delta x}(Q_{si}.\Delta x + 2e_i.w_s) \qquad (3.6.8)$$

Equações Auxiliares

$$h_{i,k+1} = Bl_{i,k}(1 - e^{-\Delta t.B2_{i,k}}) + h_{i,k} . e^{-\Delta t.B2_{i,k}} \qquad (3.6.9)$$

$$T_{ri,k+1} = B3_{i,k}(1 - e^{-\Delta t.B4_{i,k}}) + T_{si,k} . e^{-\Delta t.B4_{i,k}} \qquad (3.6.13)$$

$$e_{i,k} = 2\frac{(h_{i-1,k-1} - Bl_{i-1,k-1})}{B2_{i-1,k-1}}(1 - e^{-\Delta tB2_{i-1,k-1}}) + 2Bl_{i-1,k-1} - e_{i-1,k} \qquad (3.6.12)$$

$$Bl_{i,k} = \frac{Q_{si,k}.\Delta x + 2e_{i,k}.w_s}{2w} \qquad (3.6.10)$$

$$B2_{i,k} = \frac{2.w_s.v_{i,k}}{\Delta x.A} \qquad (3.6.11)$$

$$B3_{i,k} = T_{si,k} + \frac{Q_{gs}}{K_s} \qquad (3.6.14)$$

$$B4_{i,k} = \frac{K_s}{M_r.c_r} \qquad (3.6.15)$$

$$Q_{si,k} = K_s(T_{ri,k} - T_{si,k}) \qquad (3.6.3)$$

$$T_{si,k} = f(P_i, h_{i,k})$$

$$v_{i,k} = f(P_i, T_{si,k})$$

CAPÍTULO 4

MODELAGEM E SIMULAÇÃO GLOBAL DO CICLO

4.1 INTRODUÇÃO

Neste capítulo são apresentados a modelagem e simulação do ciclo de vapor mostrado no diagrama da Fig.2.4.Entretanto convêm ressaltar que neste diagrama comparecem, além dos elementos já modelados no capítulo 3, alguns outros que não foram estudados no capítulo anterior. Para a simulação global estes elementos foram incluídos através de uma modelagem simplificada e as hipóteses admitidas para cada componente estão indicados a seguir.

1- Grupo gerador

A vazão de vapor a sua entalpia na saída da turbina do gerador é constante.

2- Grupo destilatório

O consumo de vapor do grupo destilatório é constante.

3- Condensador do vapor de selagem e ejetor de ar

A quantidade de calor que o condensador do vapor de selagem e o ejetor de ar cedem a água de alimentação é constante e igual a do instante inicial. A temperatura da água de alimentação é aumentada instantaneamente ao passar pelos dois elementos acima referidos.

4- A temperatura da água do tanque de dreno atmosférico é constante e a vazão de água fornecida por este tanque é cons -

tante.

5- O consumo de vapor nos sistemas auxiliares é constante.

4.2 *MODELAGEM DO CICLO*

O modelo matemático para a simulação global do ci - clo é obtida acomplando-se apropriadamente os modelos dos seus diversos componentes, os quais foram desenvolvidos no capítulo 3. Entretanto, conforme ressaltado no capítulo 2 , na constituição do modelo do ciclo há que observar, para cada elemento, a origem e o destino de suas"variáveis de entrada" e "de saída" para que as inter-relações matemáticas efetuadas encerrem a mesma relação de "causalidade" que existem entre os componentes no processo real. Para auxiliar a compreensão desta inter-relação de variáveis entre os diversos elementos foi elaborado um "Diagrama Integrado de Modelos" que está apresentado na Fig.4.1. Neste diagrama cada bloco indica o modelo de um componente físico e cada seta indica o sentido das informações. O conjunto das setas indica a relação de "causalidade " entre os elementos. Baseado no "Diagrama Integrado de Mode - los" foi elaborado o modelo matemático do ciclo e o conjunto de suas variáveis de estado é constituído pela soma das variáveis de estado de cada componente isolado.A partir deste modelo matemático construiu-se o programa de computador para a simulação.

4.3 *SIMULAÇÃO GLOBAL DO CICLO*

Para a modelagem efetuada, pode-se eleger para o ci

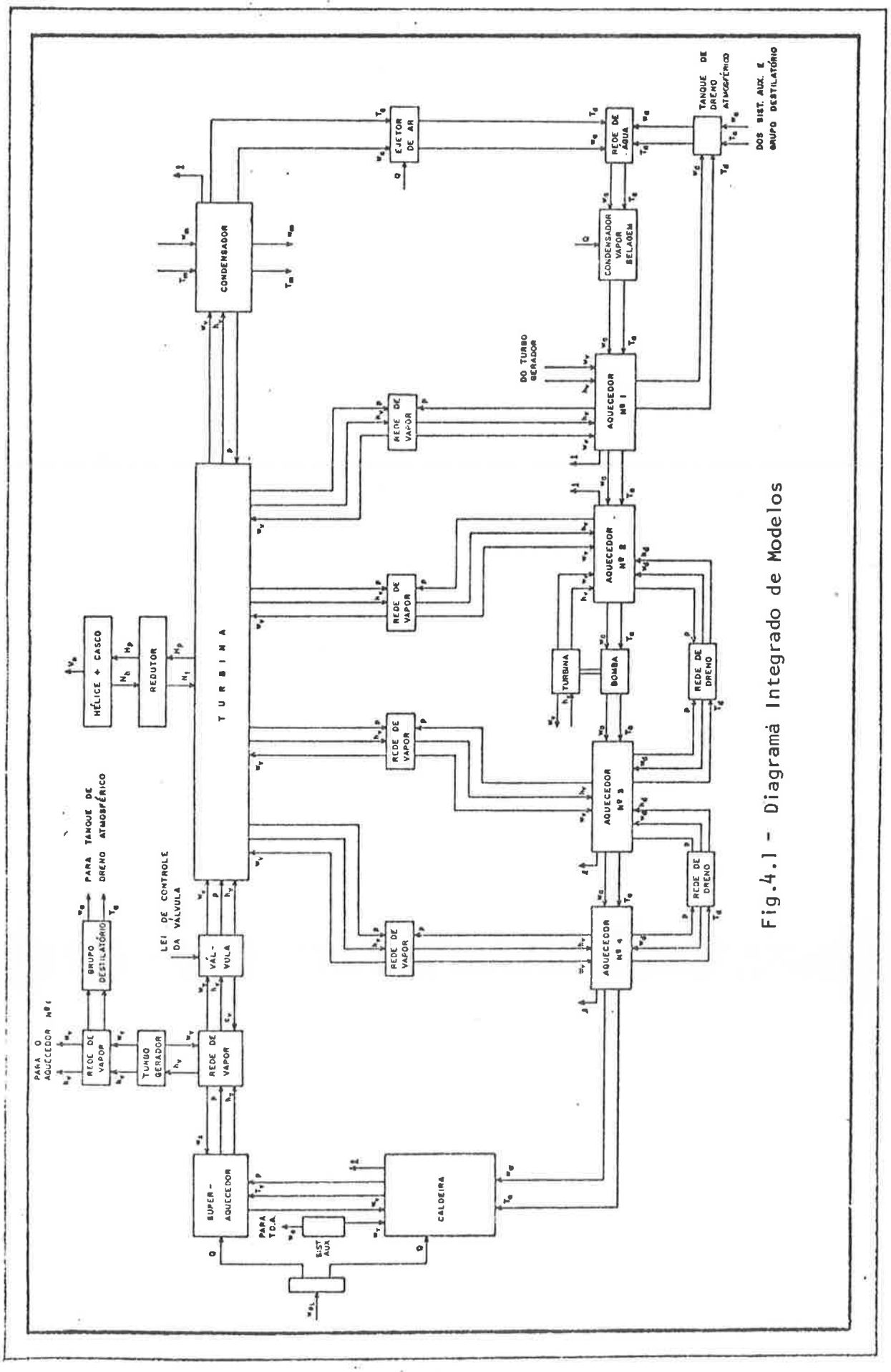


Fig.4.1 - Diagrama Integrado de Modelos

clo de vapor da Fig.2.3 pelo menos quatro variáveis de entrada e diversas variáveis de saída que são, em sua grande maioria, coincidentes com as variáveis de saída dos diversos componentes apresentados no capítulo 3 conforme esquematizado na Fig.4.2.

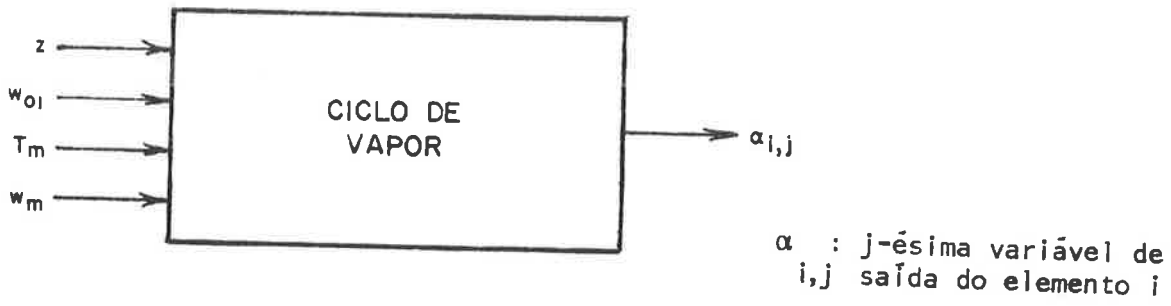


Fig.4.2 - Variáveis de entrada e de saída para a instalação propulsora a vapor

Na pesquisa realizada procurou-se analisar o comportamento global do ciclo quando se atua de diversas maneiras sobre as variáveis de entrada. Entre os casos estudados, dois foram escolhidos para a apresentação neste trabalho e que são:

a- fechamento parcial da válvula de controle da turbina conforme a Fig.4.3.1.

b- corte em forma de ressalto na vazão de óleo combustível.

As respostas do ciclo são apresentadas respectivamente nas Figs.4.3 e 4.4 e comentadas na seção 4.4.. As equações utilizadas na simulação são as que constam nas Tabs.3.2, 3.4, 3.6, 3.8, 3.10 e 3.12.

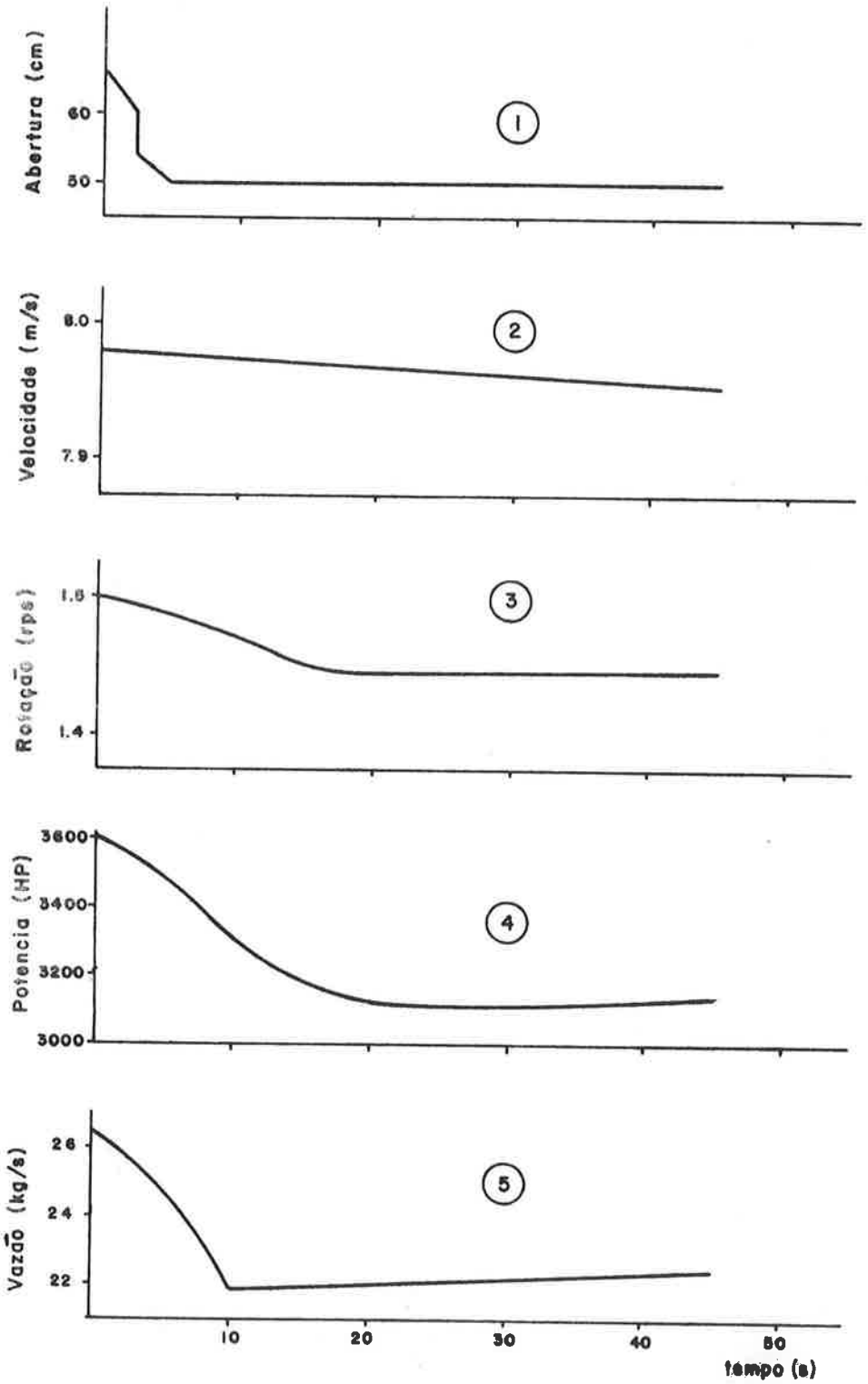


Fig.4.3 - Respostas do ciclo sujeito a um fechamento parcial da válvula de controle

1 posição da haste da válvula
2 velocidade do navio
3 rotação do hélice
4 potência entregue do hélice
5 vazão de vapor na entrada da turbina

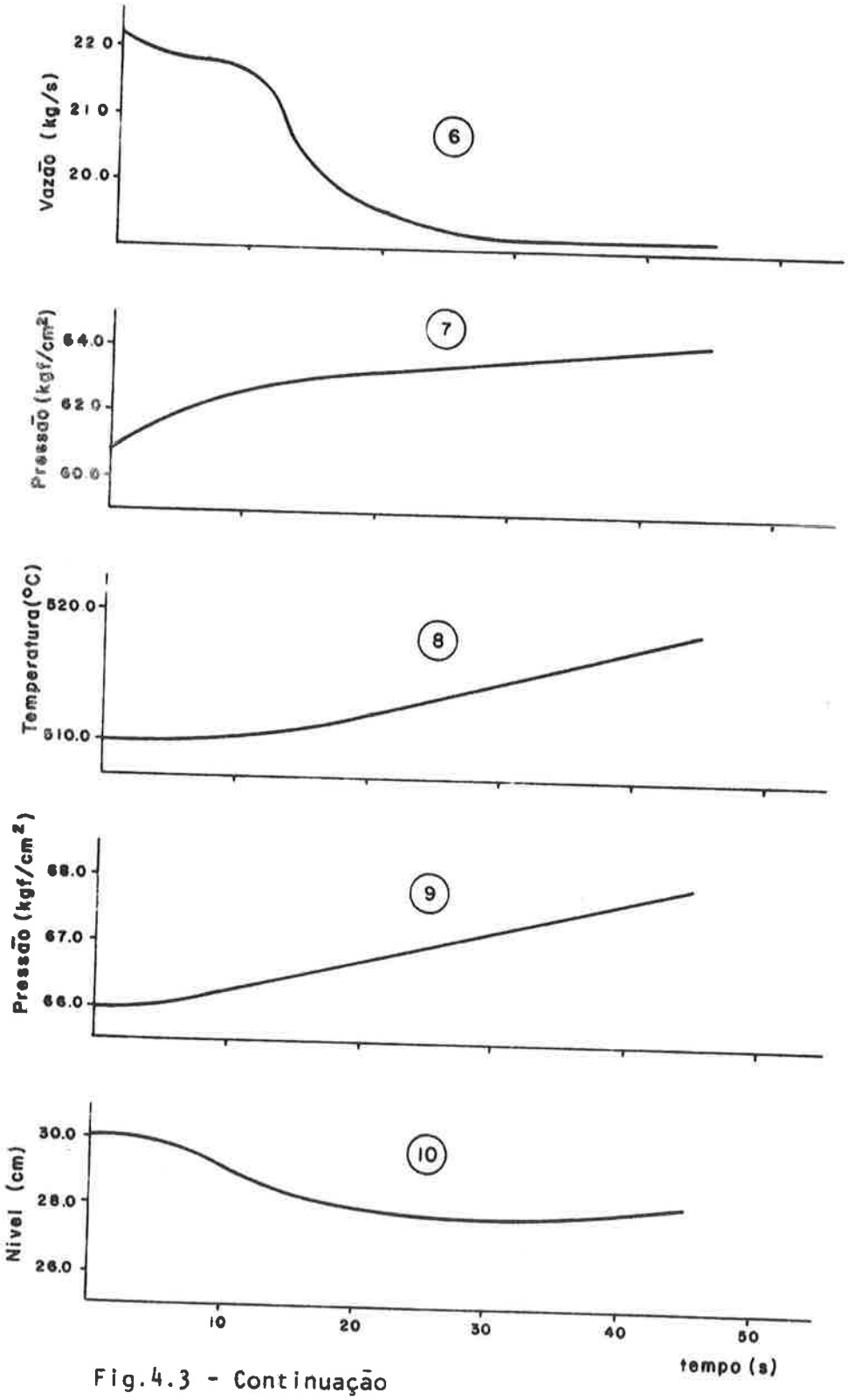


Fig.4.3 - Continuação

6 vazão de vapor na saída da turbina
7 pressão do vapor na entrada da turbina
8 temperatura do vapor na entrada da turbina
9 pressão da caldeira
10 nível da caldeira

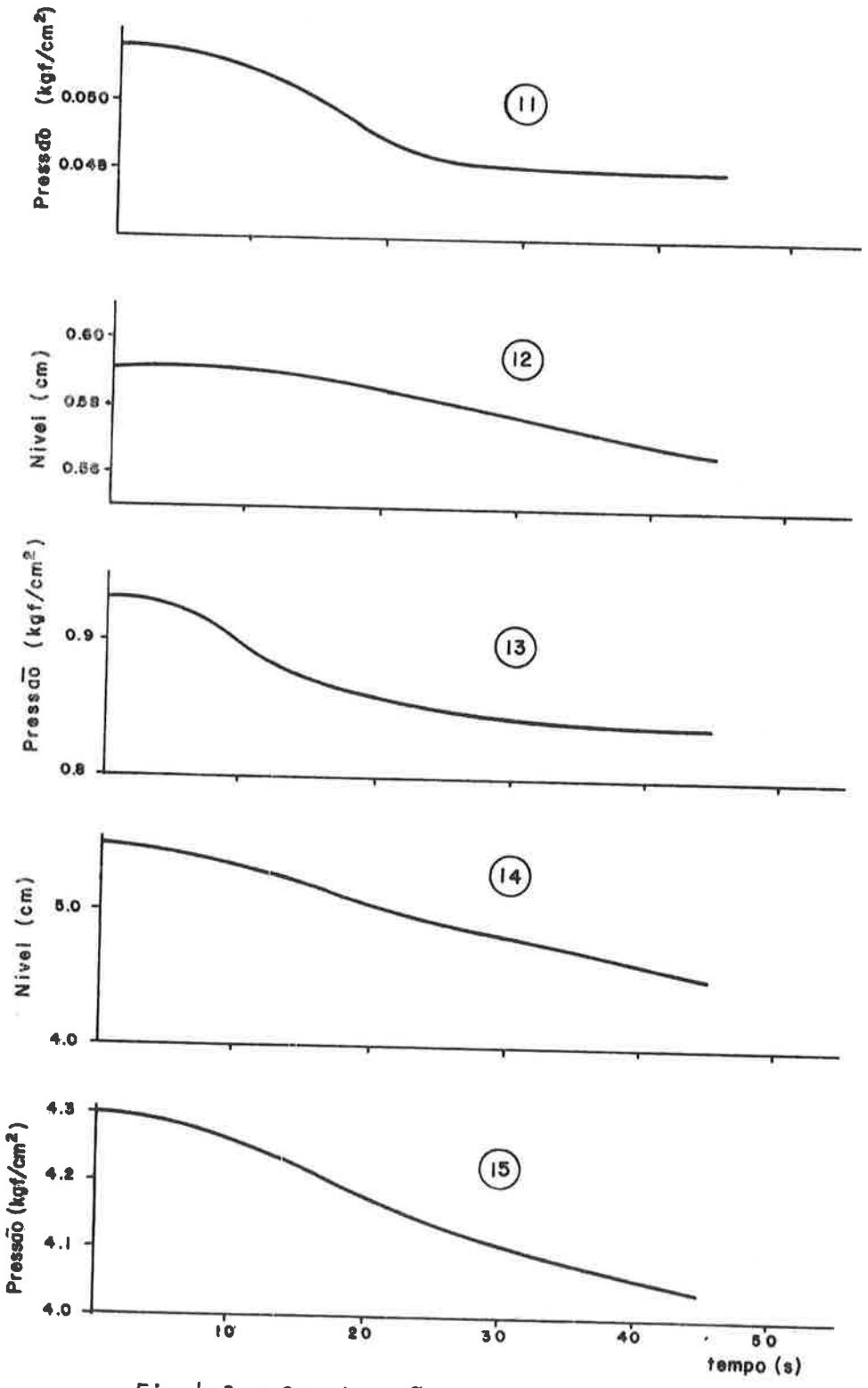


Fig.4.3 - Continuação

11 pressão do condensador
12 nível do condensador
13 pressão do primeiro aquecedor
14 nível do primeiro aquecedor
15 pressão do segundo aquecedor (tanque aquecedor-desaerador)

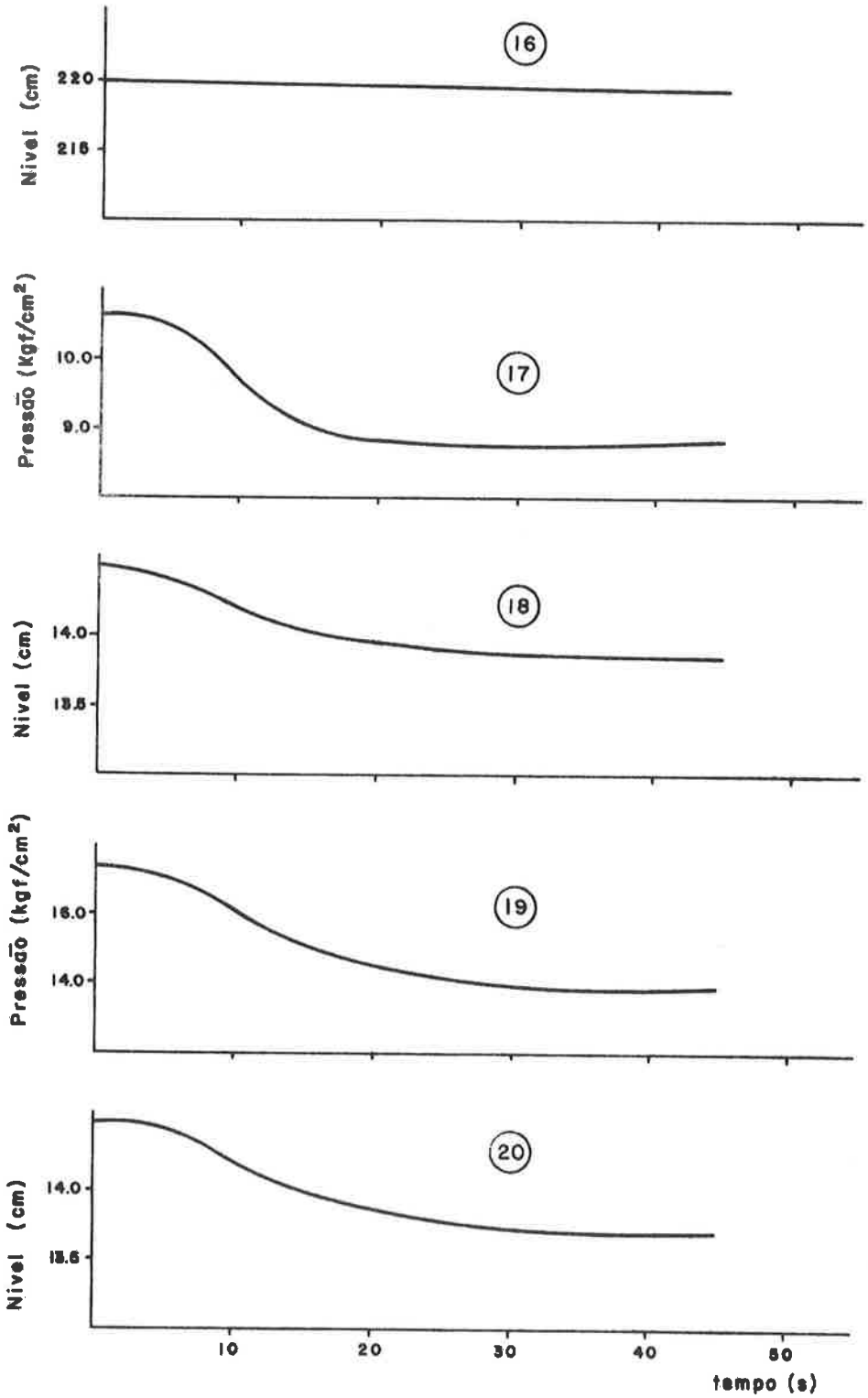


Fig.4.3 - Continuação

16 nível do segundo aquecedor(tanque aquecedor-desaerador)
17 pressão do terceiro aquecedor
18 nível do terceiro aquecedor
19 pressão do quarto aquecedor
20 nível do quarto aquecedor

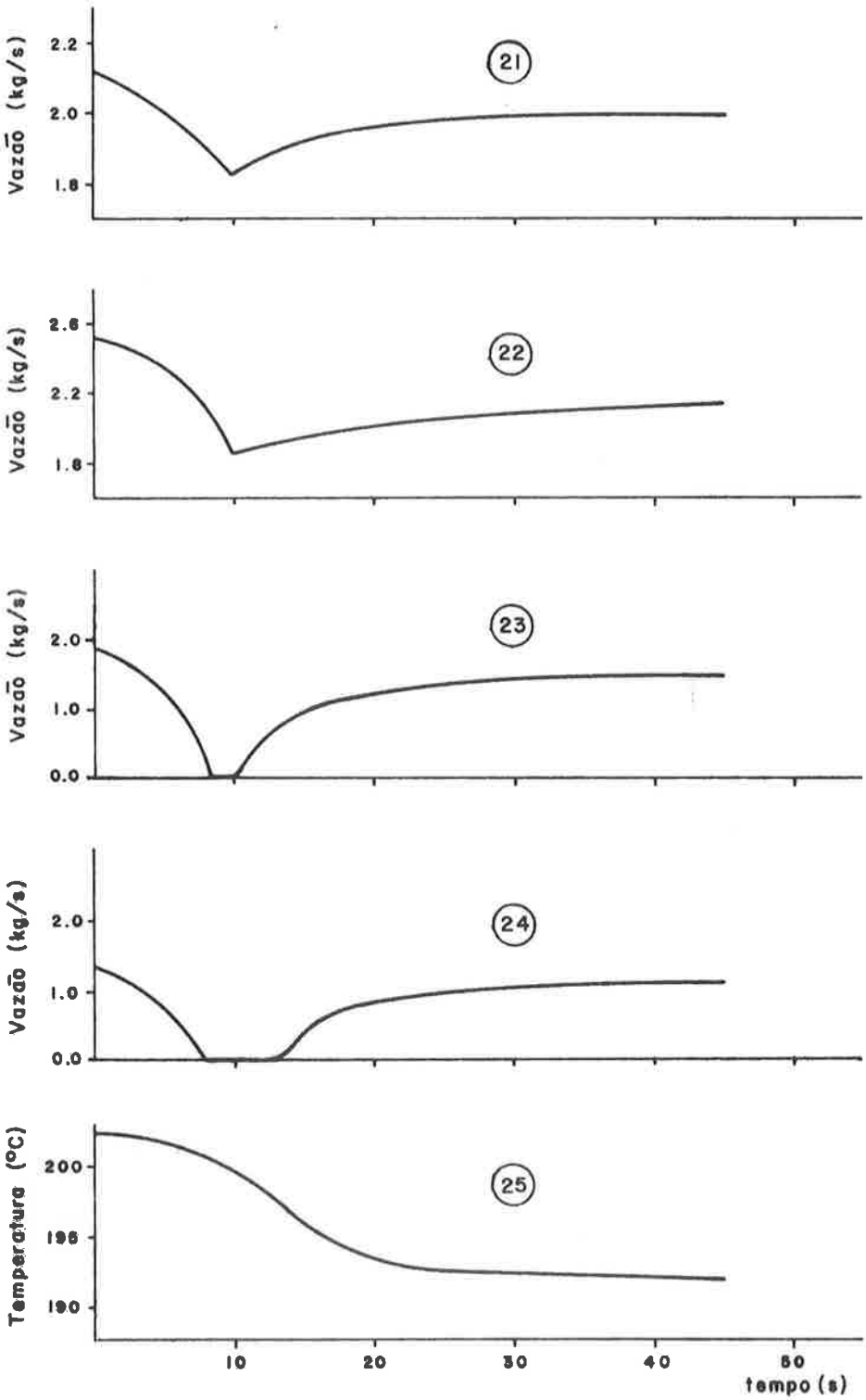


Fig.4.3 - Continuação

21 vazão de vapor para o primeiro aquecedor
22 vazão de vapor para o segundo aquecedor
23 vazão de vapor para o terceiro aquecedor
24 vazão de vapor para o quarto aquecedor
25 temperatura da água de alimentação na entrada da caldeira

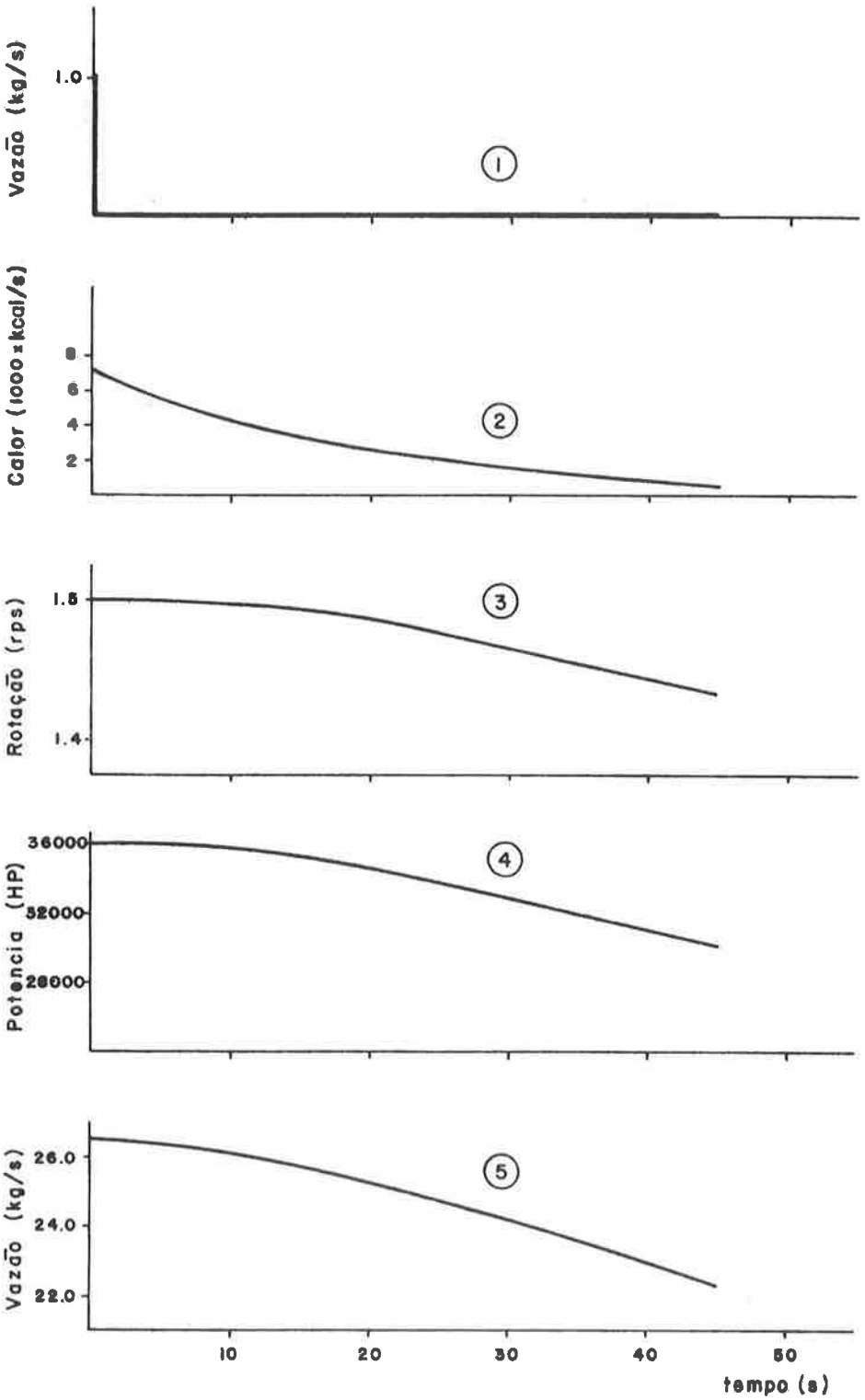


_Fig.4.4 - Respostas do ciclo sujeito a um corte em forma de ressalto no óleo combustível

1 vazão de óleo combustível
2 calor entregue ao tubulão
3 rotação do hélice
4 potência entregue ao hélice
5 vazão de vapor na entrada da turbina

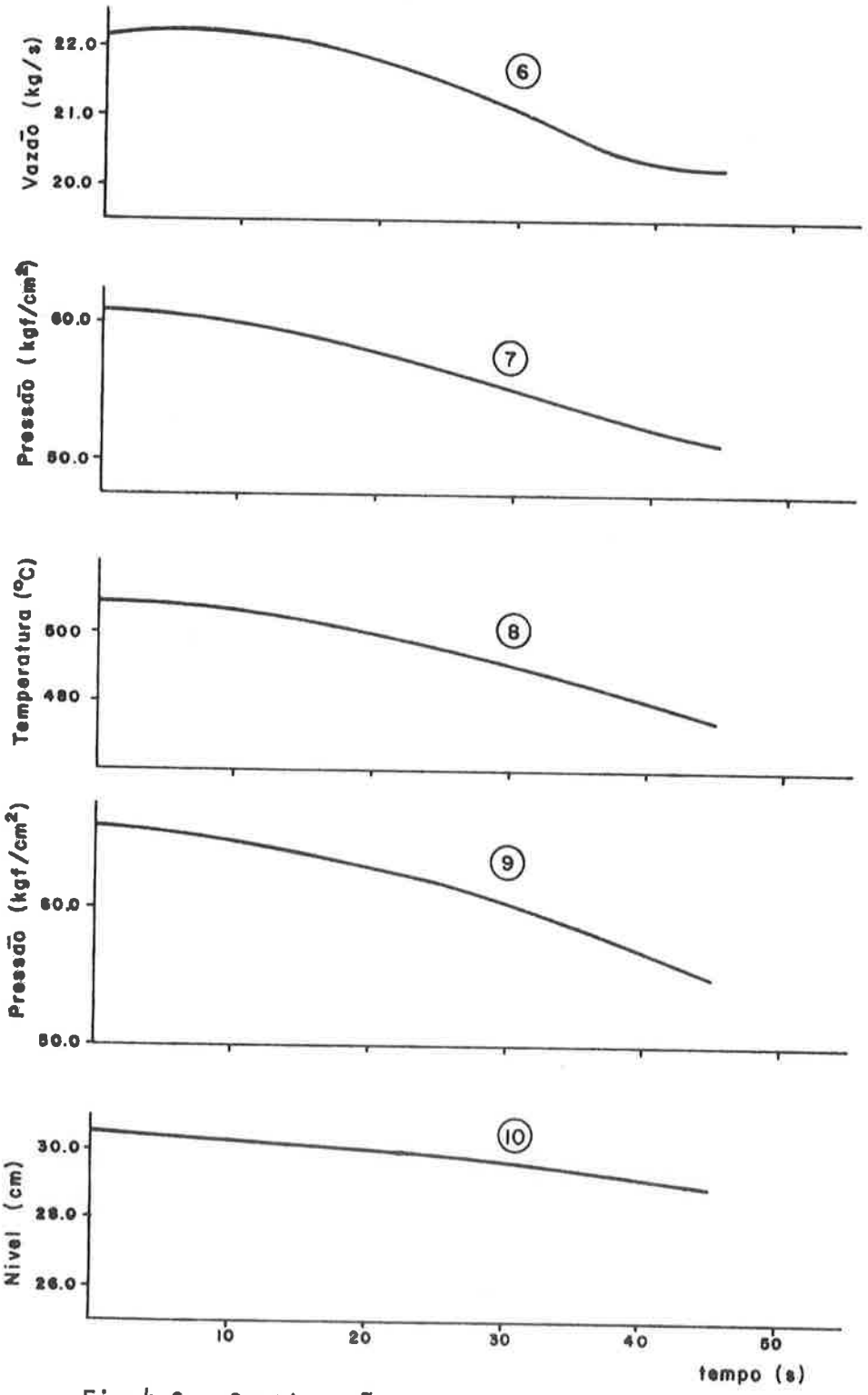


Fig.4.3 - Continuação

6 vazão de vapor na saída da turbina
7 pressão do vapor na entrada da turbina
8 temperatura do vapor na entrada da turbina
9 pressão da caldeira
10 nível da caldeira

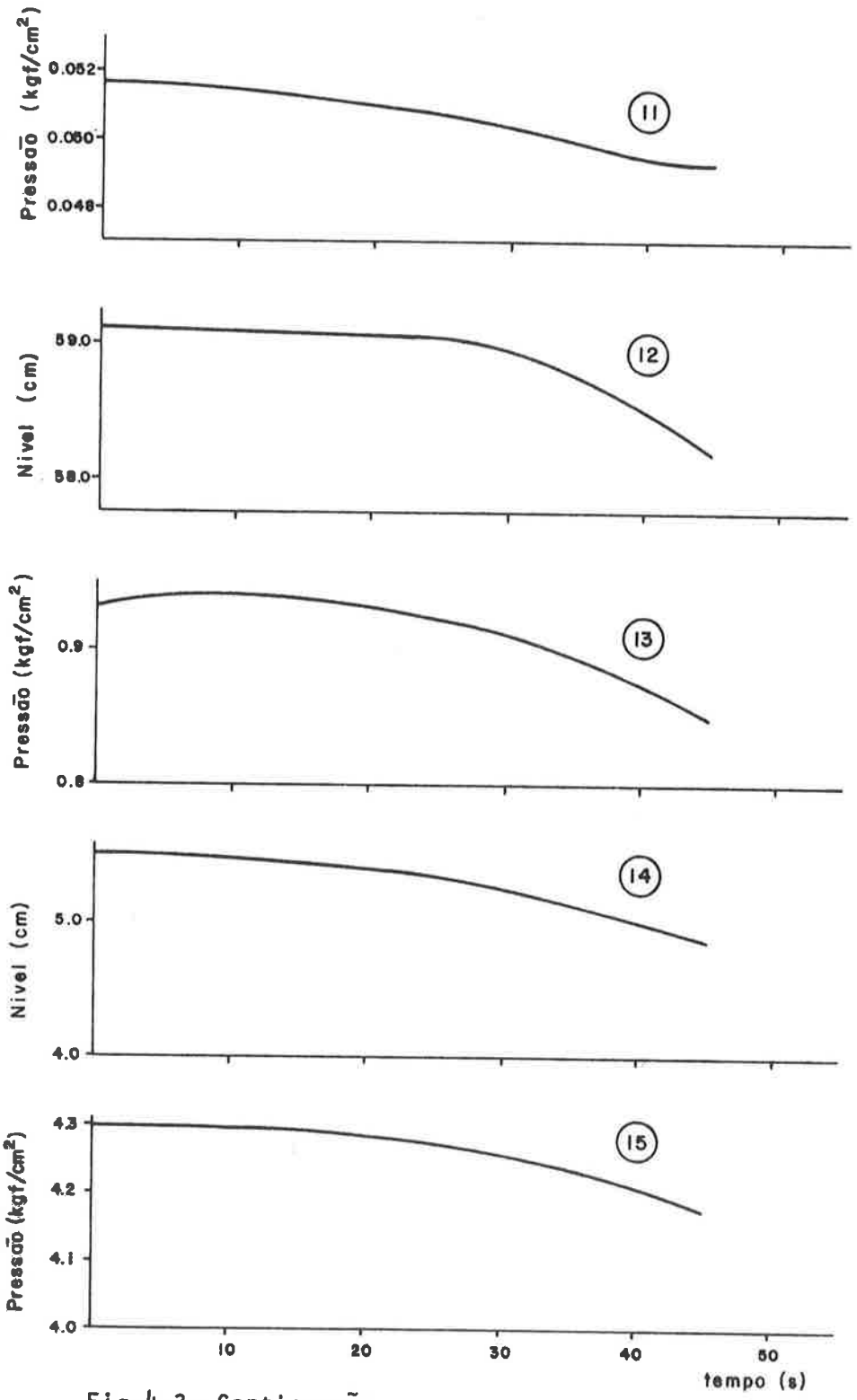


Fig.4.3 - Continuação

11 pressão do condensador
12 nível do condensador
13 pressão do primeiro aquecedor
14 nível do primeiro aquecedor
15 pressão do segundo aquecedor (tanque aquecedor-desaerador

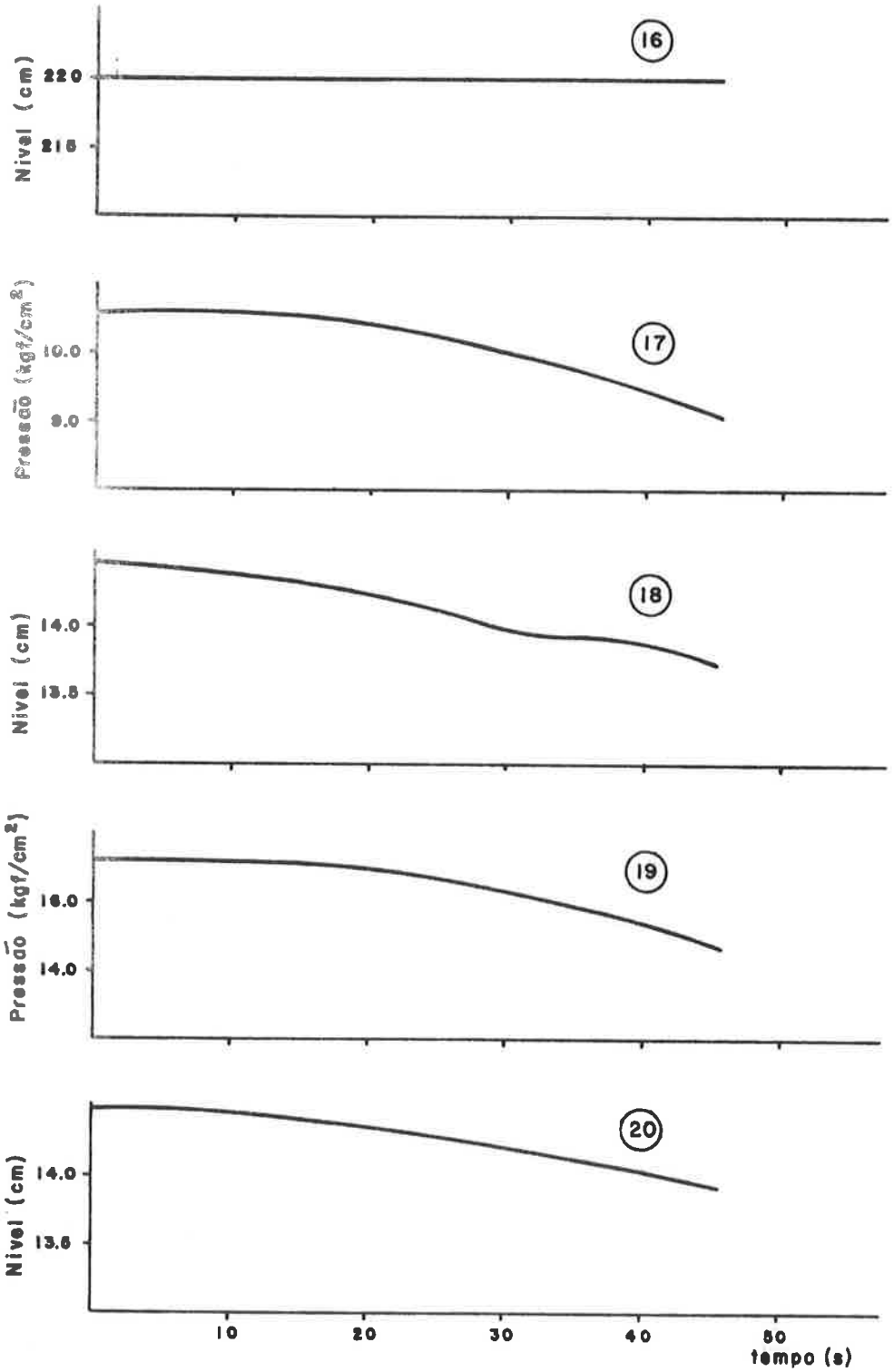


Fig.4.3 - Continuação

16 nível do segundo aquecedor(tanque aquecedor-desaerador)
17 pressão do terceiro aquecedor
18 nível do terceiro aquecedor
19 pressão do quarto aquecedor
20 nível do quarto aquecedor

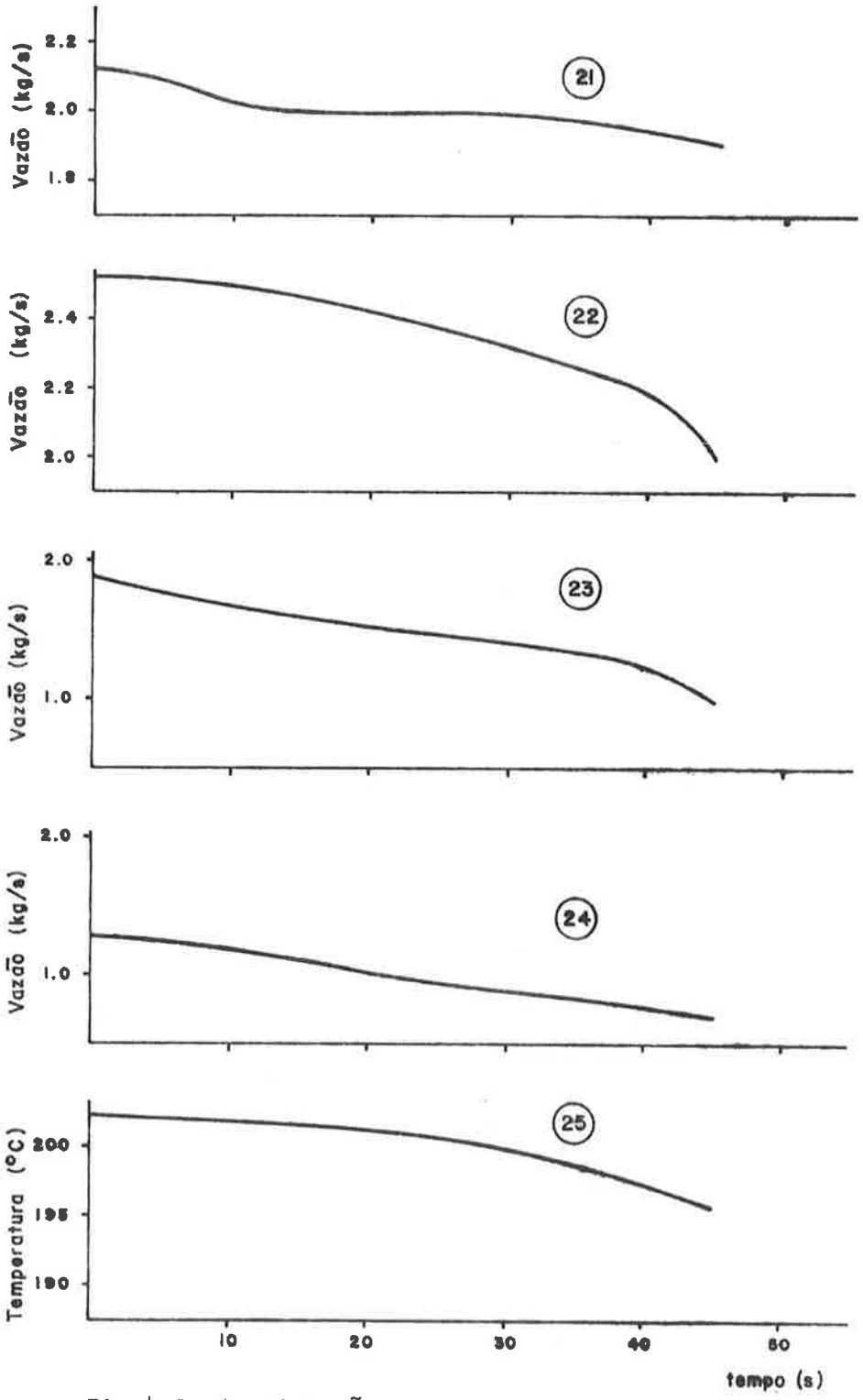


Fig.4.3 - Continuação

21 vazão de vapor para o primeiro aquecedor
22 vazão de vapor para o segundo aquecedor
23 vazão de vapor para o terceiro aquecedor
24 vazão de vapor para o quarto aquecedor
25 temperatura da água de alimentação na entrada da caldeira

4.4 *COMENTÁRIO DA SIMULAÇÃO*

4.4.1 *Fechamento parcial da válvula*

O fechamento parcial da válvula de admissão de vapor da turbina, segundo a Fig.4.3.1 provoca uma redução de 18% no consumo de vapor ao final de 10 segundos, quando então cessa a atuação na haste da válvula. Como consequência principal tem-se a alteração na potência da turbina, conforme mostrado na Fig.4.3.4. Entretanto, por esta figura observa-se que até dez segundos o decréscimo da potência é de somente 8%. Isto se deve à diminuição paralela das vazões de vapor nos quatro pontos de extração, conforme indicado nas Fig.4.3.21 a 4.3.24, que tende a minimizar a redução da potência provocada pelo fechamento da válvula. (A diminuição do fluxo de vapor nos pontos de extração provoca um acréscimo na potência da turbina pois há um aumento da vazão de vapor que se expande no interior da turbina). A partir do décimo segundo volta a aumentar a vazão de vapor para a turbina devido ao aumento da pressão da caldeira, mostrado na Fig.4.3.9. No entanto, a potência da turbina continua a decrescer até trinta segundos, quando então começa a aumentar. Isto pode ser compreendido observando-se as Figs. 4.3.21 a 4.3.24: no intervalo de 10 a 30 segundos aproximadamente a vazão de va-

por nos quatro pontos de extração experimenta um aumento e provoca consequentemente uma redução na potência da turbina . A partir do trigésimo segundo as vazões de extração se estabilizam e começa a preponderar o efeito do aumento da vazão na entrada da turbina, comentada anteriormente, que aumenta a potência da turbina. Além da vazão, outros fatores tais como , pressão e temperatura do vapor afetam o desempenho da turbina e são analisados a seguir.

A velocidade do navio, mostrado na Fig.4.3.2, praticamente não se altera no intervalo considerado e a rotação do hélice, apresentado na Fig.4.3.3, acompanha a variação da potência, sendo em magnitude proporcional a raiz cúbica desta que é comum na maioria dos navios.

De acordo com a Fig.4.3.7 a diminuição da vazão de vapor provoca um aumento da pressão na entrada da turbina. Isto é ocasionado pela diminuição da queda de pressão por atrito e pelo aumento da pressão da caldeira. A temperatura do vapor na entrada da turbina mostrado na Fig.4.3.7 aumenta porque, além do vapor entrar no superaquecedor com uma temperatura mais elevada, recebe, por unidade de massa maior quantidade de calor, já que não foi alterada a vazão de óleo combustível.

Como há uma redução da vazão de vapor na saída da turbina conforme mostrada na Fig.4.3.6, a pressão do condensador apresentado na Fig.4.3.11 experimenta uma redução de 5% até atingir 30 segundos, quando então se estabiliza. O nível do

condensador, nesta simulação, sempre tende a decrescer porque a vazão da bomba do condensado foi mantida constante, embora havendo uma redução na vazão de vapor para o condensador.

O aumento da temperatura do vapor na entrada da turbina e a redução da pressão do condensador tendem a aumentar a potência da turbina. Entretanto esta diminui porque a redução da vazão de vapor na entrada da turbina é mais preponderante que o aumento da variação da entalpia do vapor no interior da turbina.

A temperatura da água de alimentação na entrada da caldeira, de acordo com a Fig.4.3.25 é pouco afetada pela atuação na válvula já que só se reduz de 2,5% em 25 segundos e a partir deste instante permanece constante.

A pressão da caldeira, mostrada na Fig.4.3.9, aumenta porque foi reduzido o consumo de vapor e não foi alterado a vazão de óleo combustível. Com isso maior quantidade de vapor saturado seco se acumula no tubulão, aumentando a sua pressão e a sua temperatura. O nível da caldeira, mostrado na Fig. 4.3.10 apresenta a esperada resposta reversa, diminuindo até 25 segundos quando então toma o sentido de variação esperada.

A pressão dos três aquecedores de superfície, de acordo com as Figs. 4.3.13, 4.3.17 e 4.3.19 decresce nos 30 segundos iniciais quando então tende a se estabilizar concomitantemente com a vazão de vapor para os trocadores, conforme mostrado nas Figs.4.3.21, 4.3.23 e 4.3.24. Isto era de se es-

perar uma vez que a pressão de vapor no interior dos aquecedores e a vazão de vapor nos pontos de extração da turbina se dependem mutuamente. Entretanto a pressão dos aquecedores não chega a acompanhar a fase mínima por que passa a vazão de vapor por alguns instantes, como mostrado nas Figs. 4.3.21, 4.3.23 e 4.3.24. Isto se deve à energia armazenada no interior dos trocadores de calor que não permite variação instantânea da pressão com a vazão de vapor. O nível do primeiro aquecedor, mostrado na Fig.4.3.14 não se estabiliza porque não foi alterado a vazão do seu dreno que se dirige para o tanque de dreno atmosférico. Já os níveis dos aquecedores três e quatro tendem a estabilizar, conforme as Figs. 4.3.18 e 4.3.20, porque a vazão dos seus drenos variam de acordo com as pressões do segundo, terceiro e quarto aquecedor, conforme indicado na Fig.4.1

Ao contrário dos aquecedores de superfície a pressão do tanque aquecedor-desaerador (segundo estágio de aquecimento) não chega a se estabilizar dentro do intervalo considerado, conforme mostrado na Fig.4.3.15.Este comportamento não pode ser explicado somente pela Fig.4.3.22 que mostra a vazão para o tanque pois este embora tenha sofrido uma redução até aos dez segundos, torna a aumentar desde então. O nível do líquido, apresentado na Fig.4.3.16, permanece praticamente constante, demonstrando que a variação total da vazão não é significativa. Para compreender esta resposta da pressão do tanque há que se lembrar que ela é afetada não só pela vazão mas também pela entalpia do vapor que chega ao tanque aquecedor-desaerador, conforme mostrado na simulação individual deste componente na seção 3.4.2. Observando-se esta seção e lem-

brando que há uma redução da entalpia do vapor nos pontos de extração em cargas parciais pode-se entender a variação da pressão do tanque aquecedor-desaerador.

A influência da entalpia do vapor na pressão do condensador e na pressão dos trocadores de calor teria que ser analisada. Entretanto, é extremamente difícil distinguir os efeitos parcelados de variação de entalpia e de vazão sobre a variação da pressão. Portanto os comentários efetuados para as respostas dos elementos acima referidos podem ser aceitas mas com a ressalva de que elas são afetadas também pela variação da entalpia.

4.4.2 Corte de óleo combustível

De acordo com a Fig.4.4.2 o corte em forma de ressalto do óleo combustível faz com que o tubulão da caldeira deixe de receber calor após um intervalo de 60 segundos. Após 10 segundos a caldeira só recebe 60% do calor inicial, reduzindo para a 36% após 20 segundos. No entanto, a pressão da caldeira, mostrada na Fig.4.4.9, apresenta o efeito da diminuição do óleo combustível após somente 10 segundos, quando então começa a declinar. Este atraso é devido ao aproveitamento da energia acumulada nas paredes do tubulão e no próprio fluido. Como a redução da pressão da caldeira decresce o fluxo de vapor para a turbina, diminuindo consequentemente a sua potência, conforme indicado nas Figs. 4.4.5 e 4.5.4. O nível da caldeira não experimenta grandes mudanças porque há duas tendên-

cias antagônicas: de um lado o nível tenderia a abaixar devido à resposta reversa e ao aumento da densidade do líquido devido a redução da pressão; por outro lado o nível tenderia a subir porque não foi alterada a vazão da água de alimentação na entrada da caldeira, embora tenha diminuído o consumo de vapor.

A rotação do hélice, mostrado na Fig.4.4.3 acompanha a variação da potência da turbina, sendo em magnitude proporcional a raiz cúbica desta. A curva da velocidade do navio não foi considerada neste conjunto porque a sua variação é mínima dentro do intervalo considerado.

As respostas de pressão e temperatura do vapor na entrada da turbina são mostradas nas Figs. 4.4.7 e 4.4.8. A primeira diminui devido a redução da pressão da caldeira embora a queda de pressão ao longo da tubulação de vapor seja menor. A temperatura do vapor também diminui porque além desta atingir a superaquecedor com temperatura menor, o próprio superaquecedor passa a receber menor quantidade de calor com o corte de combustível.

A pressão e o nível do condensador estão mostrados nas Figs. 3.4.11 e 4.4.12 respectivamente. Ambos são basicamente afetados pela vazão de vapor na saída da turbina que está indicada na Fig.4.4.6. Como esta exibe um leve aumento nos primeiros 10 segundos, tanto a pressão como o nível não decrescem imediatamente.

De acordo com o apêndice B a redução da pressão, tem

peratura e vazão de vapor na entrada da turbina provoca uma diminuição da pressão e da entalpia em todos os seus estágios. Com isso tem-se a redução da pressão nos quatro aquecedores , conforme as Figs. 4.4.13, 4.4.15, 4.4.17 e 4.4.19, já que há uma diminuição no fluxo de vapor nos pontos de extração da turbina, conforme as Figs. 4.4.21 a 4.4.24. A alteração nos valores da entalpia também provoca variação na pressão, principalmente no tanque aquecedor-desaerador conforme as simulações das seções 3.3 e 3.4. De acordo com as Figs. 4.4.14, 4.4.16 , 4.4.18 e 4.4.20, o nível dos aquecedores não são afetados significativamente no intervalo considerado já que embora haja até uma redução de 40% na vazão de vapor o nível mostra uma variação máxima de 1,5% no primeiro aquecedor.

De acordo com a Fig.4.4.25 a temperatura da água de alimentação na entrada da caldeira não é afetada sensivelmente pelo corte de óleo combustível, apresentando dentro do intervalo considerado uma diminuição de apenas 3%.

CAPÍTULO 5

CONCLUSÕES E RECOMENDAÇÕES

O objetivo fundamental deste trabalho foi a de efetuar a simulação dinâmica de uma instalação propulsora a vapor, em malha aberta, que se constitui na etapa inicial do estudo de controle da instalação. Para se atingir este objetivo foi efetuado preliminarmente a modelagem e a simulação individual dos componentes principais do ciclo que são a turbina, condensador, trocadores de calor de superfície, tanque aquecedor-desaerador e caldeira. Terminada esta etapa estes modelos foram agrupados convenientemente, de acordo com o Diagrama Integrado de Modelos, e efetuada a simulação global do ciclo.

Os resultados das simulações individuais de cada componente, apresentados no Capítulo 3, revelam que o nível do líquido nos aquecedores de superfície e no condensador só varia com a vazão de vapor. No caso do tanque aquecedor-desaerador o nível só varia com as vazões do vapor e da água de alimentação. Isto mostra que o nível dos elementos acima só é afetado pela variação de massa dos fluidos que chegam a eles. Portanto, para a obtenção da equação do nível destes elementos basta utilizar tão somente a equação da continuidade, sem se preocupar com outros fatores tais como a variação da pressão no interior dos componentes acima. Entretanto, se a superfície livre do elementos for grande, tal como a do tanque aquecedor-desaerador, o seu nível não se constitui em uma variável de ob-

servação apropriada para o seu controle. Isto decorre porque a variação do nível nestes casos pode ser insignificante com a variação da vazão dos fluidos que chegam ao elemento.

As simulações individuais ainda mostram que as pressões dos trocadores de calor (tanto de superfície como de mistura) são afetados não só pela vazão dos fluidos que chegam a estes elementos mas também pelas suas temperaturas. Os resultados da simulação do ciclo indicam que o efeito acima é importante principalmente para o tanque aquecedor-desaerador, conforme foi comentado no Capítulo 4. Sendo assim, há que se observar com mais rigor as vazões e as temperaturas do vapor e da água de alimentação que chegam ao elemento acima.

Um problema que merece uma intenção especial em instalações propulsoras a vapor é a cavitação da bomba do condensado e da água de alimentação. O "NPSH" destas bombas dependem, respectivamente, do nível do líquido e da pressão do condensador e do tanque aquecedor-desaerador. Os resultados das simulações apresentados no Capítulo 4 mostram que para evitar a cavitação nestas bombas não basta observar somente os parâmetros nível ou pressão dos elementos a montante da bomba, mas ambos já que elas variam com tendências distintas para cada tipo de atuação no ciclo. Portanto o sistema de controle deve ser tal que em qualquer situação a soma da pressão e do nível sempre garanta o "NPSH" da bomba.

As respostas do atual modelo, embora sejam consistentes, podem deixar de ter significado quantitativo na medida em que se afasta excessivamente das condições iniciais. Is-

to decorre porque além das hipóteses simplificadoras certas propriedades como entalpia e volume específico do vapor e do líquido saturado e temperatura de saturação não variam linearmente com a pressão e o atual modelo admite constante termos como $\partial T_s/\partial p$, $\partial v_s/\partial p$ e $\partial h_s/\partial p$. A validade do atual modelo deverá, portanto, ser confirmada com medidas experimentais.

A simulação do sistema completo requer um tempo de computação muito alto. O tempo gasto no computador Burroughs 6700 tem sido em média cinco vezes maior que o intervalo de análise. Isto é a decorrência do grande número de equações diferenciais do modelo. Desta forma há que se tentar reduzir o número de variáveis de estado do sistema, não só para tornar menos oneroso a sua simulação, mas também, porque com o atual modelo torna-se difícil estabelecer o controle da instalação em tempo real.

A metodologia empregada nesta modelagem permite que outros componentes possam ser modelados e inseridos no atual modelo, ou ainda, permite uma modelagem instantânea de outros ciclos a vapor, uma vez que os modelos dos seus principais elementos já foram aqui desenvolvidos. Em ambos os casos basta modificar adequadamente o Diagrama Integrado de Modelos e daí elaborar o modelo matemático do ciclo. Dentro desta perspectiva pode-se desenvolver modelos dinâmicos para turbos-geradores, condensador do vapor de selagem e do ejetor de ar, tanque de dreno atamosférico e principalente para a bomba principal de água de alimentação e a bomba do condensado e inseri-los no atual modelo.

Os sistemas dinâmicos tais como os ciclos de vapor estão sujeitos a avarias. Sendo assim, torna-se interessante desenvolver o atual modelo com a introdução de novas variáveis de entrada de tal maneira que estas simulem a ocorrência de acidentes da instalação. Desta forma obter-se-ia as indicações para uma escolha segura dos elementos de controle da instalação em casos de acidentes.

Neste trabalho foram apresentados, no Capítulo 4, resultados de duas simulações. Entretanto o atual modelo permite que se realize outras simulações atendendo a situações de interesse. Uma vez efetuado estas simulações, a etapa seguinte seria o de estudar a aplicação de controle na instalação propulsora a partir dos resultados obtidos e desenvolver um programa de computador que simule as condições de operação de um ciclo de vapor com controle (malha fechada).

APÊNDICE A

CONJUNTO TURBINA-HÉLICE-CASCO

Neste apêndice são desenvolvidos os modelos matemáticos da turbina, hélice e casco que foram sumariamente apresentados, com suas hipóteses na seção 3.2, na modelagem do conjunto turbina-hélice-casco. O modelo matemático da turbina é apresentado na seção A.1 e consta de:

A.1.1 - Determinação da vazão de vapor para a turbina

A.1.2 - Determinação da eficiência da turbina.

A.1.3 - Determinação da pressão e entalpia do vapor nos pontos de extração da turbina.

Nas seções A.2 e A.3 são apresentados respectivamente, o modelo do hélice e do casco do navio. A nomenclatura utilizada neste apêndice está apresentada na Tab.A.1.

A.1 TURBINA

A.1.1 Determinação da vazão de vapor para a turbina

A vazão de vapor para a turbina de condensação controlada por válvulas de bocais depende somente da pressão da montante da válvula e do número de bocais abertos que é função da posição da haste da válvula. Sendo assim, a vazão do vapor para a turbina pode ser dado por [17]:

$$w_t = c_t(z).p_{st} \qquad (A.1)$$

O valor de c_t utilizado na simulação é apresentado na Fig.A.2 e foi obtido experimentalmente (15), mantendo-se uma pressão constante na entrada da válvula. Na realidade, entretanto, a pressão a montante da válvula de controle da turbina é variável, dependendo tanto da pressão da caldeira como da quantidade de vapor que está sendo consumida, pois esta determina a perda de carga na linha. O vapor ao sair do tubulão da caldeira perde pressão inicialmente no superaquecedor e depois na rede de conexão até a turbina. Como no ciclo em questão o vapor superaquecido é utilizado também pelo turbo-gerador e existem duas caldeiras, a vazão em cada superaquecedor é, conforme o esquema da fig.A.1. dado por

$$w_s = \frac{w_t + w_{tg}}{2} \qquad (A.2)$$

A pressão na saída de cada superaquecedor é dada por:

$$P_s = \sqrt{P_b^2 - \left(\frac{w_s}{c_s}\right)^2} \qquad (A.3)$$

A pressão a montante da válvula de controle da turbina é

$$P_{st} = \sqrt{P_s^2 - \left(\frac{w_t}{c_{st}}\right)^2} \qquad (A.4)$$

Substituindo na equação A.4 as equações A.1, A.2 e A.3 tem-se:

$$\left[1 + c_t^2\left(\frac{1}{c_{st}^2} + \frac{1}{4c_s^2}\right)\right] P_{st}^2 + \frac{c_t \cdot w_{tg}}{2.c_s^2} \cdot P_{st} - P_b^2 + \frac{w_{tg}^2}{4c_s^2} = 0$$

A solução desta equação que interessa é:

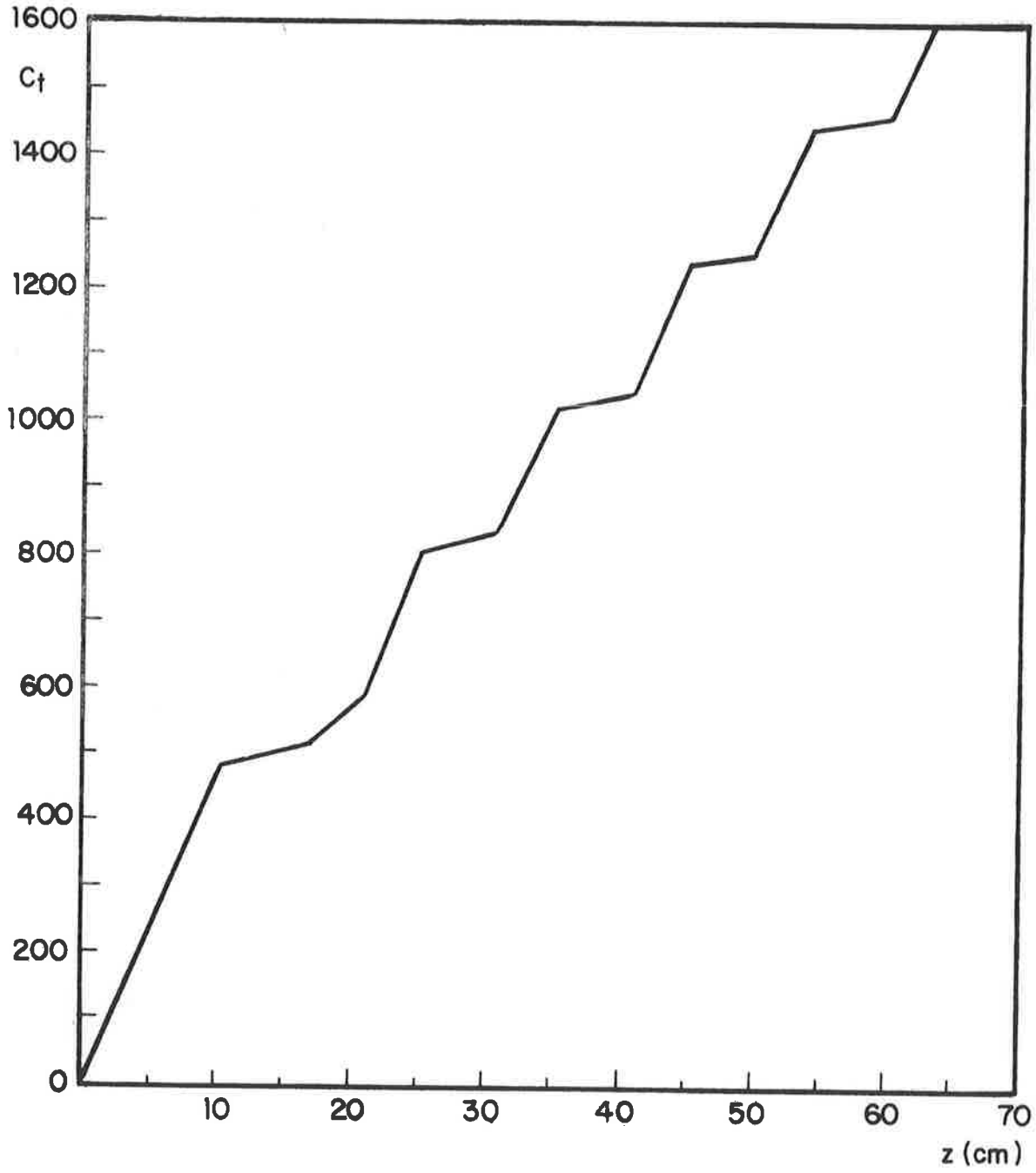
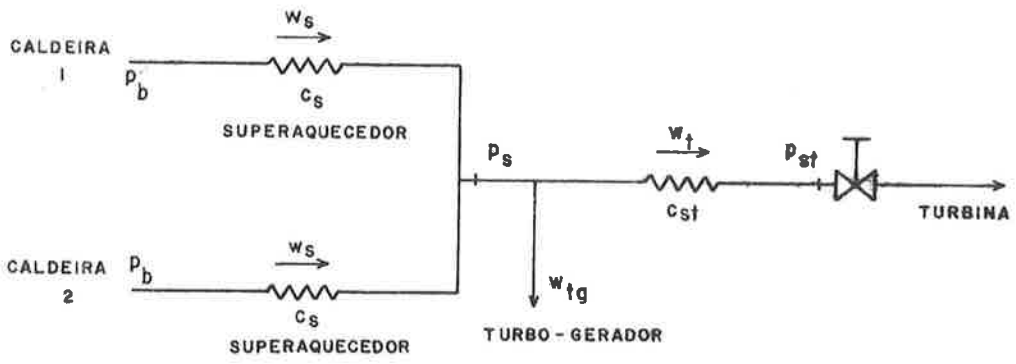


Figura A.2 - Coeficiente c_t em função da posição da haste da válvula



A.1 - Esquema da rede de vapor para a determinação da vazão e pressão na entrada da turbina

$$p_{st} = \frac{\frac{-c_t \cdot w_{tg}}{2c_s^2} + \sqrt{\left(\frac{c_t \cdot w_{tg}}{2c_s^2}\right)^2 - 4\left(1 + c_t^2\left(\frac{1}{c_{st}^2} + \frac{1}{4c_s^2}\right)\left(\frac{w_{tg}^2}{4c_s^2} - p_b^2\right)\right)}}{2\left[1 + c_t^2\left(\frac{1}{c_{st}^2} + \frac{1}{4c_s^2}\right)\right]} \qquad (A.5)$$

Finalmente substituindo a equação A.5 em A.1 tem-se a vazão de vapor para a turbina em função da pressão da caldeira e da abertura da válvula.

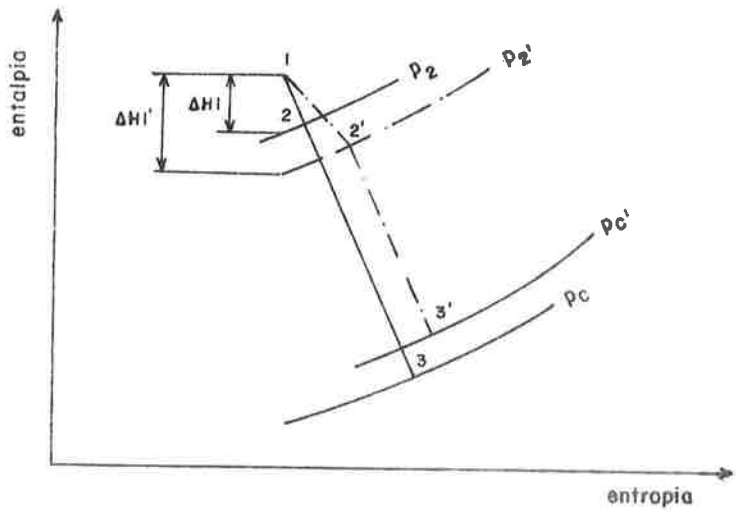
A.1.2 Determinação da eficiência da turbina

Os diversos fatores que determinam a eficiência da turbina, bem como as consequências da utilização da válvulas de bocais no controle da turbina, estão amplamente discutidos em diversas publicações |12|, |13|, |22|, |23|.

Na Fig.A.3 são representados em um diagrama entalpia x entropia a expansão do vapor no interior de um turbina controlada por válvulas de bocais para duas condições: a linha 1-2-3 representa a expansão do vapor em carga nominal e a linha 1-2'-3' em carga parcial. Em ambos os casos a pressão a montante da válvula foi mantida constante e P_2 e $P_{2'}$ são a pressão do vapor após o primeiro estágio da turbina. De acordo com esta figura observa-se que em carga parcial o vapor sofre uma expansão maior no primeiro estágio dois embora ocorra uma redução de pressão na sua saída o mesmo não ocorre na sua entrada já que a pressão neste ponto não é alterado pela vazão de vapor, (devido às características de operação das válvulas de bocais) . Com isso a variação de entalpia isoentrópica torna-se maior acarretando um aumento na velocidade do vapor que por sua vez diminui a eficiência do primeiro estágio conforme mostrado, pelo segmento 1-3' da Fig.A.3. A partir do segundo estágio da turbina há, em carga parcial, uma redução geral na pressão e a expansão do vapor é mais homogênea podendo a curva de estado da turbina ser representada em diagrama entalpia x entropia por um único segmento, tal como 2'-3' da Fig.A.3

No presente trabalho a pressão do primeiro estágio foi determinada a partir da curva característica da turbina fornecida pelo fabricante (Ishikawajima Heavy Industries).

Para o cálculo da eficiência da turbina esta foi dividida em duas partes sendo que a primeira é formada somente pelo primeiro estágio e a segunda parte pelos estágios restantes.



A.3 - Expansão do vapor no interior de uma turbina controlada por válvulas de bocais

A eficiência de uma turbina composta por um único estágio de impulsão formado por um conjunto de bocais e palhetas é dada por:

$$\eta_{gs} = \eta_p \times \eta_b \times \eta_e \qquad (A.6)$$

onde o rendimento da palheta η_p é:

$$\eta_p = 2(1 + k.\gamma)(\beta.\cos v - \beta^2)$$

e o rendimento do bocal é definido como sendo:

$$\eta_b = \frac{V_v^2}{2g.F.\Delta H_I}$$

Na eficiência η_e estão computadas as perdas que ocorrem por ventilação, atrito, choques, etc. Durante a simulação os valores de k, γ, α, η_b e η_e foram admitidos constantes. Sendo assim, o rendimento do estágio só é afetado pela razão

entre as velocidade da palheta e do vapor.

A partir do segundo estágio a expansão do vapor no interior da turbina pode ser representado por um único segmento, tal qual uma turbina controlada por válvula de garganta |23| Sendo assim, para o cálculo da eficiência da segunda parte da turbina foi aproveitado o modelo apresentado na Ref.| 8 | que foi desenvolvido para a simulação de uma turbina controlada por uma válvula de garganta. Como as alterações efetuadas não afetam o desenvolvimento matemático aqui será apresentado somente a expressão final para o cálculo da eficiência e as adaptações efetuadas são comentadas a seguir.

A eficiência de um estágio pertencente a uma turbina de múltiplos-estágios de impulsão pode ser dado por|8, 22|.

$$\eta_{gs} = \frac{2\eta_b(1+k.\gamma)(\beta.\cos\alpha-\beta^2)}{1-\phi|k^2+\beta^2(1-k)-2(\beta.\cos\alpha-\beta^2)(k^2+k.\gamma)} Fr.\eta_e \qquad (A.7)$$

O rendimento do bocal η_b é dado por:

$$\eta_b = V_v^2 \frac{\{1-\phi|k^2+\beta^2(1-k^2)-2(\beta.\cos\alpha-\beta^2)(k^2+k.\gamma)^2|\}}{2.g.F.\Delta HI_i}$$

As adaptações efetuadas se referem ao fator de reaquecimento Fr e a variação de entalpia isoentrópica ΔHI_i de cada estágio.

Quanto ao primeiro, esta foi mantida constante durante a simulação já que se observou que a sua variação é da ordem de 5% para toda a faixa de operação da turbina |22|.

A variação da entalpia isoentrópica ΔHI_i foi consi-

derada constante no trabalho inicial [8]. No entanto neste trabalho, embora ainda se admitida que ela seja a mesma em todos os estágios (a partir do 2º), é necessário recalculá-la em cada instante já que, em carga parcial, há a redução na pressão de saída do estágio, diminuindo a faixa de expansão de vapor nos demais estágios e reduzindo consequentemente $\Delta H I_i$. Também para esta 2º parte da turbina os parâmetros k, γ, α, ϕ, η_e e η_b foram mantidas constantes.

O procedimento aqui adotado para o cálculo da eficiência da turbina não é exato, No entanto, dentro do escopo do trabalho ele pode ser aceito já que tanto a Eq. (A.6) como a Eq .(A.7) reproduzem a tendência real da eficiência com a variação da vazão e rotação da turbina.

A.1.3 Determinação da pressão e entalpia do vapor no ponto de extração da turbina

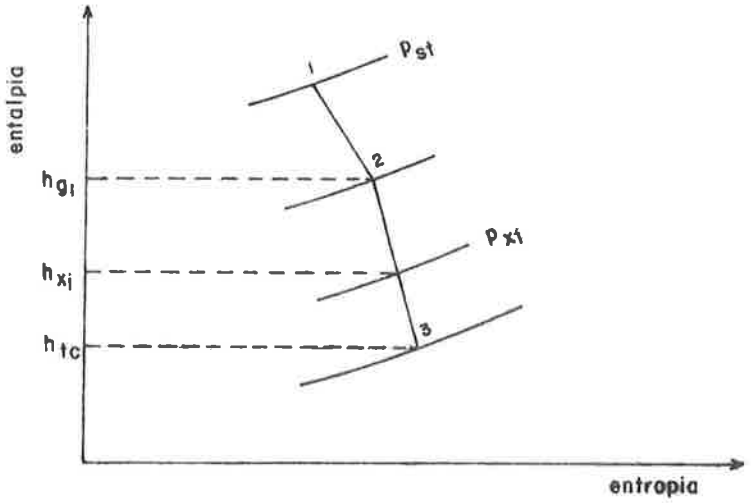
Para a determinação das propriedades do vapor nos pontos de extração foi admitida que a razão

$$\zeta_i = \frac{h_{xi} - h_{tc}}{h_{gl} - h_{tc}} \qquad i = 1,4$$

aqui chamada de fator de reposição, é constante para toda a faixa de operação da turbina. Como a partir do segundo estágio a expansão do vapor sempre pode ser representado por um único segmento, conforme mostrado na Fig.A.5, a entalpia de extração h_{xi} em cada instante do regime transiente é dado por:

$$h_{xi} = h_{tc} + \zeta_i (h_{gl} - h_{tc}) \qquad i = 1,4$$

A entalpia h_{gl} é determinado a partir da pressão do vapor na saída do primeiro estágio e da sua eficiência. A entalpia h_{tc} é calculado em função pressão do condensador, eficiência dos estágios da turbina e da pressão e entalpia do vapor após a saída do primeiro estágio. A pressão de extração p_{xi} é determinada interceptando-se o segmento 2-3 com a reta h_{xi} conforme mostrado na Fig.A.4



A.4 - Determinação da pressão de extração

A.2 HÉLICE

Para o cálculo do empuxo e do torque desenvolvido pelo hélice foi utilizado as curvas características K_T, K_Q e J (coeficiente de empuxo, torque e avanço, respectivamente) do hélice da série B de Troost.

Nesta série os coeficientes K_T, K_Q e J são definidos como sendo:

$$K_T = \frac{E_h}{\rho . N_h^2 . D^4}$$

$$K_Q = \frac{Q_h}{\rho . N_h^2 . D^5} \qquad \text{e}$$

$$J = \frac{V_n(1-f)}{N_h . D}$$

e são parametrizados no número de pás, razão área projetada/área expandida e razão passo diâmetro.

A.3 O CASCO DO NAVIO

A curva de resistência do navio em função de sua velocidade foi estimada pela série de Taylor a partir das dimensões básicas e ajustado por um polinômio do 5º grau, resultando:

$$R(V) = 0,0159.V^5 - 0,38442.V^4 + 3,322.V^3 - 8,4158.V^2 + 11,96.V - 0.95126$$

onde R é dado em kgf e V em m/s

Tabela A.1 Nomenclatura utilizada no apêndice A

c : coeficiente de perda de carga

D : diâmetro do hélice

E : empuxo

f : coeficiente de esteira

N : rotação

F : fator de conversão de unidades

Fr : fator de reaquecimento

g : aceleração da gravidade

h : entalpia

J : coeficiente de avanço

k : razão das velocidades relativas do vapor na saída e entrada da palheta

K_Q : coeficiente de torque

K_T : coeficiente de empuxo

p : pressão

V : velocidade

w : vazão de vapor

Z : posição da haste da válvula

α : ângulo de entrada do vapor na entrada da palheta

β : razão entre a velocidade da palheta e a velocidade de vapor

γ : razão dos co-senos dos ângulos das velocidades relativas do vapor na saída e entrada da palheta

η : eficiência

ζ : fator de reposição

ϕ : fator de aproveitamento de energia cinética

ΔH_i: variação isoentálpica da entropia em um estágio da turbina

Índices

b : caldeira ou bocal

e : perdas

gs : estágio

g1 : saída do primeiro estágio

h : hélice

n : navio

p : palheta

s : superaquecedor

st : montante da válvula

t : turbina

tc : saída da turbina

tg : turbo-gerador

v : válvula ou vapor

x : ponto de extração

1 : entrada da turbina

2 : saída do primeiro estágio da turbina

3 : saída da turbina

APÊNDICE B

ESCOAMENTO DE FLUIDOS E TRANSFERÊNCIA DE CALOR

Neste apêndice são apresentados as equações utilizadas para o escoamento do fluido de trabalho, na seção B.1, e transferência de calor nos trocadores de calor na seção B.2 . A nomenclatura aqui utilizada está apresentada na Tab B.1.

B.1 ESCOAMENTO DE FLUIDOS

B.1.1 Escoamento de fluidos compressíveis

A equação da quantidade de movimento em regime permanente para o escoamento de fluidos compressíveis sem interação de trabalho e desprezando-se as variações de altura e de velocidade pode ser dado por [1,7,15]

$$\left(\frac{w}{c}\right)^2 = P_1^2 - P_2^2 \qquad (B.1)$$

ou

$$w = c\sqrt{P_1^2 - P_2^2}$$

Este modelo foi adotado para o escoamento do vapor entre a caldeira e a turbina e entre a turbina e os aquecedores. O coeficiente c foi determinado para cada trecho a partir do balanço térmico inicial e foi mantido constante ao longo de toda a simulação.

B.1.2 Escoamento de fluidos incompressíveis

A equação da quantidade de movimento aplicado a um

escoamento em regime permanente de fluidos incompressíveis, sem interação de calor ou de trabalho é dado por:

$$\frac{P_1}{\rho_1 \cdot g} + \frac{V_1}{2g} + Z_1 = \frac{P_2}{\rho_2 \cdot g} + \frac{V_2}{2g} + Z_2 + c\frac{V}{2g} \qquad (B.2)$$

onde V é a velocidade média do fluido entre as seções 1 e 2. No coeficiente c estão computadas as perdas por atrito e singularidades existentes no duto de escoamento.

Para o escoamento de fluido incompressível entre dois reservatórios (como é o caso do dreno que passa de um aquecedor para outro) a Fig.B.2 pode ser simplificada para:

$$\frac{P_1}{\rho \cdot g} + Z_1 = \frac{P_2}{\rho \cdot g} + c\,\frac{V^2}{2g} + Z_2$$

Em termos de vazão a equação acima pode ser escrita como:

$$\frac{P_1}{\rho \cdot g} + Z_1 = \frac{P_2}{\rho \cdot g} + Z_2 + \frac{c}{A^2 \cdot \rho^2}\,\frac{w^2}{2g} \qquad (B.3)$$

ou rearranjando temos:

$$w = \sqrt{\left(\frac{P_1 - P_2}{\rho \cdot g} + Z_2 - Z_1\right)/c'}$$

onde

$$c' = \frac{c}{A^2 \cdot \rho^2 \cdot 2g}$$

Este modelo foi adotado para o escoamento do dreno entre os aquecedores e foi determinado para cada trecho a partir do balanço térmico inicial e foi mantida constante para toda a simulação.

B.2 TRANSFERÊNCIA DE CALOR

B.2.1 Transferência de calor nos trocadores de calor

Para os trocadores de calor de correntes paralelas ou opostas de passes simples pode-se admitir que a distribuição axial de temperaturas de ambos os fluidos seja representada pelas curvas da Fig.B.1

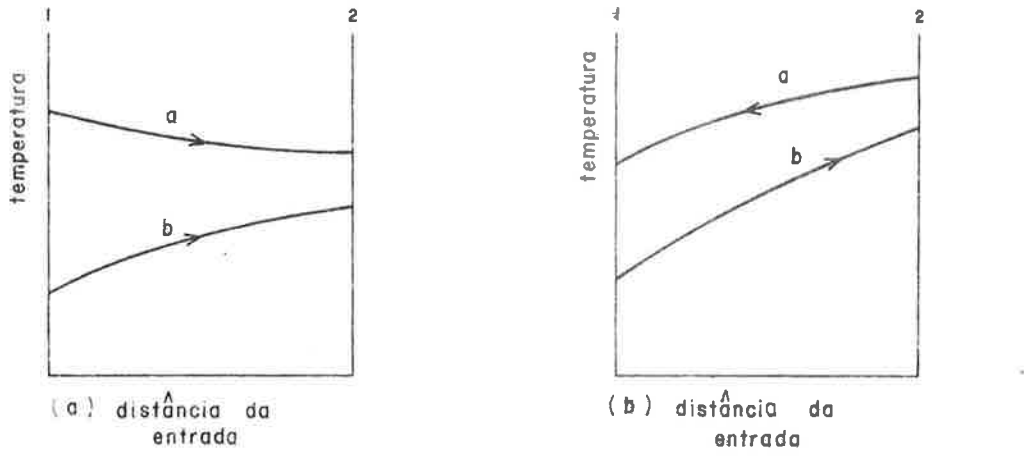


Figura B.1 - Distribuição de temperaturas ao longo dos trocadores de calor de superfície
a - correntes paralelas
b - correntes opostas

Para estes casos, se for admitido que o coeficiente global de transmissão de calor seja uniforme no longo do comprimento do tubo e a carcaça isolada, pode-se demonstrar que a troca entre os dois fluidos é:

$$Q = K.A. \frac{(T_{a1} - T_{b1}) - (T_{a2} - T_{b2})}{\ell n \frac{T_{a1} - T_{b1}}{T_{a2} - T_{b2}}}$$

No caso de condensação temos $T_{a1} = T_{a2} = T_a$ e a equação é simplificada para:

$$Q = K.A.\frac{T_{b2} - T_{a1}}{\ell n \frac{T_a - T_{b1}}{T_a - T_{b2}}}$$

O coeficiente global de transmissão de calor K nos processos onde há condensação de vapor é basicamente função da velocidade do fluido refrigerante no interior dos tubos [24]. Sendo assim, tanto nos aquecedores de superfície como no condensador a variação do coeficiente de transmissão foi calculado somente em função da alteração da vazão da água de alimentação ou da água do mar.

O cálculo do coeficiente global de transmissão de calor para o condesador está baseado nos resultados experimentais apresentados na Ref. [15] e a sua aproximação analítica é dado por:

$$K = 0,5378.V + 0,4055$$

onde K é dado em Kcal/m.^{o}C.s e V em m/s é a velocidade da água do mar.

No caso do aquecedor de superfície há, além da compensação, o sub-resfriamento do líquido. No entanto, foi admitido que para ambos os processos a variação do coeficiente de transmissão de calor é função somente da vazão da água de alimentação, sendo proporcional a raiz quadrada desta [11]. Ou seja, conhecendo-se o valor inicial, o coeficiente K para outras

vazões pode ser determinado por:

$$K = K_o \sqrt{\frac{w}{w_o}}$$

B.2.2 Transferência de calor no superaquecedor

Neste trabalho foi admitida que o coeficiente de transmissão de calor entre a parede do superaquecedor e o vapor só dependerira da vazão desta última e a equação utilizada foi |15|:

$$K = 0,21 \times w^{0,8}$$

onde o coeficiente K é dado em $Kcal/hr.^oC.m^2$ e a vazão w em kg/hr.

Tabela B.1 Nomenclatura utilizada no apêndice B

A : área

c : coeficiente de perda de carga

g : aceleração da gravidade

K : coeficiente de transmissão de calor

p : pressão

T : temperatura

V : velocidade

w : vazão

Z : cota

ρ : densidade

Índice

1 : extremo de montante

2 : extremo de juzante

APÊNDICE C

Neste apêndice são apresentados os valores adotados para a simulação do ciclo de vapor e estão dispostos da seguinte maneira:

C.1 Conjunto turbina-hélice-casco

C.2 Condensador

C.3 Tanque aquecedor-desaerador

C.4 Aquecedores de superfície

C.5 Caldeira

C.6 Superaquecedor

Os valores que não constam neste apêndice podem ser obtidos no diagrama da Fig.1.1

C.1 CONJUNTO TURBINA-HÉLICE-CASCO

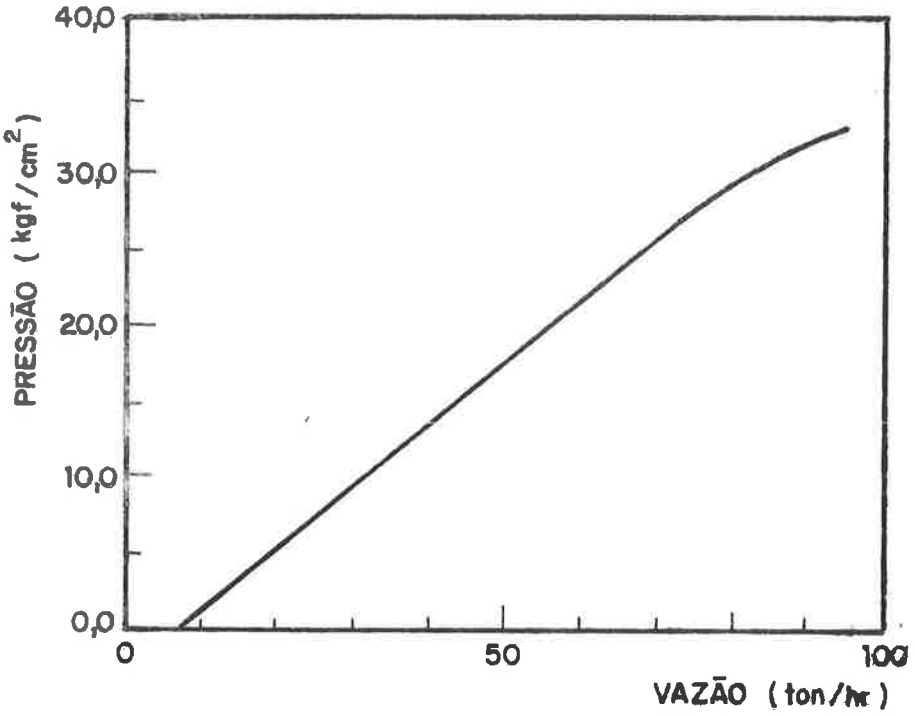
Coeficiente de redução da força propulsora	0,212
Diâmetro do hélice	8,85 m
Coeficiente de esteira	0,354
Momento de inércia do propulsor	600 000 $kg \times m^2$
Massa do navio	319.552 ton
Razão de redução de rotação	50
Rendimento mecânico de trasmissão	0,98
Razão massa/diâmetro do hélice	0,7
Razão área projetada/área expandida	0,6
Número de pás do hélice	5

Turbina - 1ª parte (1º estágio)

Diâmetro	1,15 m
Rendimento do bocal	.921
Razão entre veloc. relativa do vapor na entrada e saída da palheta	0,8
Razão entre os co-senos dos ângulos da velocidade relativa do vapor na saída e entrada da palheta	1.
Ângulo de entrada do vapor na palheta	0,209 radianos

Turbina 2º parte

Número de estágios	14
Diâmetro	1.12 m
Rendimento do bocal	.94
Razão entre velocidade relativa do vapor na saída e entrada da palheta	.9
Razão entre os co-senos dos ângulos da velocidade relativa do vapor na saída e entrada do vapor da palheta	1.
Ângulo de entrada do vapor na palheta	0.349 radianos
Fator de reaquecimento	1.022
Fatores ζ de reposição da turbina	
ponto 1	.361
ponto 2	.61
ponto 3	.764
ponto 4	.865
Eficência mecânica da turbina	.95



Pressão na saída do primeiro estágio em função da vazão de vapor admitida na turbina

C.2 CONDENSADOR

Áreas de transferência de calor

1- entre a carcaça e o vapor	96,0	m^2
2- entre o tubo e o vapor	1878,0	m^2
3- entre o tubo e a água do mar	1751,0	m^2
Calor específico dos tubos	0,115	kcal/kg°C
Coeficiente de transmissão de calor entre o vapor e a carcaça	3,44	kcal/kg°C
Coeficiente de transmissão de calor entre o vapor e os tubos	3,44	kcal/kg°C
Massa do condensador	10250,0	kg
Massa dos tubos	23900,0	kg
Volume interno dos tubos	7,97	m^3
Área transversal dos tubos	1,45	m^2
Área da superfície do líquido	3,96	m^2
$\frac{\partial h_f}{\partial p}$	330	$\frac{kcal/kg}{kgf/cm^2}$
$\frac{\partial h_s}{\partial p}$	140	$\frac{kcal/kg}{kgf/cm^2}$
$\frac{\partial v_f}{\partial p}$	0.0	$\frac{m^3/kg}{kgf/cm^2}$
$\frac{\partial v_s}{\partial p}$	-473,0	$\frac{m^3/kg}{kgf/cm^2}$

Condições iniciais

nível do condensador	0,591	m
vazão da água do mar	2650.	kg/s

temperatura da água do mar	24.0°C
pressão do condensador	0,051 kgf/cm^2
massa do líquido	2340.0 kg
massa do vapor	1,027 kg

C.3 TANQUE AQUECEDOR-DESAERADOR

Calor específico da carcaça	0.125 kcal/kg°C
Massa da carcaça	15.500 kg
Volume do tanque	39.9 m^3
Coeficiente a transmissão de calor entre o vapor e a carcaça	3,44 kcal/m^2 °C
Coeficiente de transmissão de calor entre o vapor e os tubos	3,44 kcal/m^2 °C
Área da superfície do líquido	10,2 m^2
Área total de transferência de calor	65,6 m^2
Área da carcaça em contato com o líquido	11,3 x ℓ +10,2 (A em m^2 ℓ em m)
$\frac{\partial h_f}{\partial p}$	1,8 $\frac{\text{kcal/kg}}{\text{kgf/cm}^2}$
$\frac{\partial h_s}{\partial p}$	2,5 $\frac{\text{kcal/kg}}{\text{kgf/cm}^2}$
$\frac{\partial v_f}{\partial p}$	0,0 $\frac{\text{m}^3/\text{kg}}{\text{kgf/cm}^2}$
$\frac{\partial v_s}{\partial p}$	-0,083 $\frac{\text{m}^3/\text{kg}}{\text{kgf/cm}^2}$

Condições iniciais

nível	2,2	m
pressão	4,3	kgf/cm^2
massa do vapor	45.3	kg
massa da água	18181,0	kg

C.4 AQUECEDORES DE SUPERFÍCIE

	Aquecedor 1	Aquecedor 3	Aquecedor 4
Calor específico do metal (kcal/kg°C)	0,115	0,125	0,125
Massa do trocador (Kg)	2239,0	6527,0	6145,0
Área de superfície livre do líquido (m^2)	0,695	2,256	2,2354
Volume interno dos tubos (m^3)	$440,7 \times 10^{-6}$	$624,5 \times 10^{-6}$	$624,5 \times 10^{-6}$
Área total de transferência de calor (m^2)	83,7	107,0	107,0
$\frac{\partial h_s}{\partial p}$ $\frac{Kcal/kg}{kgf/cm^2}$	10,4	0,88	0,34
$\frac{\partial v_s}{\partial p}$ $\frac{m^3/kg}{kgf/cm^2}$	-152,0	-0,0164	-0,00643
$\frac{\partial T_s}{\partial p}$ $\frac{°C}{kgf/cm^2}$	30,4	4,2	2,8

Área dos tubos e massa da carcaça e tubos em contato com o líquido

Trocador nº 1

nível (m)	massa (Kg)	área (m^2)
0,0	11,6	0
4,0	71,9	6,58
10,0	248,7	21,76
18,5	585,2	21,76
22,0	657,7	

Trocador nº 3

nível (m)	massa (Kg)	área (m^2)
0	55,36	0
5,5	289,57	0
10,0	618,0	5,43
12,5	832,3	9,56
16,5	1056,3	9,56
25,0	1949,3	28,4

Trocador nº 4

nível (cm)	massa (Kg)	área (m^2)
0	59,37	0
5,5	291,0	0
10,0	603,0	4,6
12,5	805,2	8,0
16,5	1017,7	8,0
25,0	1847,7	24,0

Condições iniciais	Aquecedor 1	Aquecedor 3	Aquecedor 4
Nível (m)	0,055	0,145	0,145
Pressão (Kgf/cm^2)	0,93	10,6	14,5
Massa do vapor (Kg)	0,299	5,87	8,76
Massa do líquido (Kg)	35,2	177,8	162,6
Temperatura de entrada da água de alimentação (^oC)	44,0	146,8	180,0
Temperatura de saída da água de alimentação (^oC)	91,6	180,0	202,5
Temperatura do dreno (^oC)	88,0	166,7	189,1
Coeficiente de transmissão de calor entre o líquido e carcaça	0,236	0,236	0,236
Idem entre o vapor e carcaça	0,694	0,688	0,9166

C.5 CALDEIRA

Calor específico da carcaça	0,13	$Kcal/kg^oC$
Massa da carcaça	96085,0	kg
Volume	23,3	m^3

área de superfície livre do líquido	7,28	m^2
$\frac{\partial h_f}{\partial p}$	1,3	$\frac{kcal/kg}{kgf/cm^2}$
$\frac{\partial h_s}{\partial p}$	-0,28	$\frac{kcal/kg}{kgf/cm^2}$
$\frac{\partial v_f}{\partial p}$	0,0	$\frac{kcal/kg}{kgf/cm^2}$
$\frac{\partial v_s}{\partial p}$	-0,34810	$\frac{kcal/kg}{kgf/cm^2}$
$\frac{\partial T_s}{\partial p}$	1,06	$\frac{^oC}{kgf/cm^2}$

Constantes de tempo

Y_q	20	s
Y_x	24	s
Y	10	s
K_1	0,893	s

Condições iniciais

nível	0,3048	
pressão	66	kgf/cm^2
temperatura da água de alimentação	202,5	
massa de água	12454,0	kg
massa de vapor	234,4	kg

C.6 SUPERAQUECEDOR

Calor específico da parede	0.162	$kcal/kg^oC$
Massa do superaquecedor	9263,4	kg
Área transversal do superaquecedor	0,0441	m^2

Área de transferência de calor	253	m^2
Comprimento do superaquecedor	36,7	m

Condições iniciais

temperatura do vapor na saída da superaquecedor	511	^oC

REFERÊNCIAS BIBLIOGRÁFICAS

|1| TORII, Yasushi et alii. Studies on simulation of marine turbine plants. *Japan Shipbuilding and Marine Engineering*, Tokyo, 4 (10):35-48, 1976

|2| CHIEN,K.L. et alii. Dynamic analysis of a boiler. *Transactions of the ASME*, New York,80: 1810-19,1958.

|3| PROFOS, P. Dynamics of pressure and combustion control in steam generators. *Combustion*, New York,28: 34-44,March, 1957.

|4| RAY,A. & BOWMAN,H.F. A nonlinear dynamic model of a once-through subcritical steam generator. *Transactions of the ASME*, New York, 98: 332-339,Sept.1976.

|5| WHALLEY, Robert. *The control of marine propulsion plant*. The Victoria University of Manchester,June 1976. /Tese de doutorado/.

|6| AZUMA, Alberto. *Modeling and simulation of a steam power station*. São Paulo, Escola Politécnica, 1963. /Tese/

|7| RAY, Asok. *Mathematical modeling and digital simulation of a commercial scale high temperature gas-cooled reactor (HTGR) steam power plant*. Boston, The Department of Mechanical Engineering, June 1976./Thesis for degree of Doctor of Philosophy/

|8| MORISHISTA,H.M. *Simulação de uma turbina a vapor*, São Paulo, EPUSP, 1977.

|9| OTSUKI, Akira et alii. Results of transient characteristic measurement of the marine steam plant on "Hampton Maru". *Sumitomo Review*, Tokio, 20:21-28, August,1972.

|10| BELCHIOR, Carlos Rodrigues Pereira. *Análise do projeto preliminar de instalações propulsoras a vapor.* São Paulo.Escola Politécnica da USP, 1978./Dissertação de Mestnado

|11| PAYNE,C.N. *Naval turbine propulsion plants.* Annapolis, United States Naval Institute, 1957.

|12| FOX,W.J. & McBIRNIE, S.C. *Marine steam engines and turbines.* London, Newnes - Butterworths, 1975.

|13| HARRINGTON, Roy L., ed. *Marine engineering.* New York, SNAME, 1971.

|14| *Principles of naval engineering.* Washington, U.S. Navy Training Publications Center, 1958.

|15| *RELATÓRIO interno of Ishikawajima Heavy Industries*

|16| FRYLING, Glenn R., ed. *Combustion engineering.* New York, Combustion Engineering, Inc., 1966.

|17| SHAPIRO,Ascher H. *The dynamics and thermodynamics of compressible fluid flow.* New York, Ronald Press,1954, 2v.

|18| OGATA,Katsuhiro. *Ingenieria de control moderna.* Englewood Cliffs, Prentice-Hall,1974.

|19| KREITH, Frank. *Princípios da transmissão de calor.* São Paulo, Blucher, 1973.

|20| KERN, Donald Q. *Process heat transfer.* Tokyo, McGraw-Hill Kogakusha, 1950.

|21| McADAMS, William H. *Heat transmission.* New York, McGraw Hill, 1954.

|22| KEARTON, William J. *Steam Turbine: theory and practice.* Seventh edition. London, Isaac Pitman, 1958.

|23| CHURCH, Edwin F. *Steam turbines.* New York, McGraw-Hill 1950.

|24| FRAAS, Arthur P. & OZISIK, M. Necati. *Heat exchanger design.* New York, John Wiley, 1965.

|25| STELTZ, G.W. & SILVESTRI, J.G. *The formulation of steam properties for digital computer application.* Transactions of ASME, maio, 1958.

|26| THE BABCOX & WILCOX Co. *Steam: its generation and use.* New York, 1960.

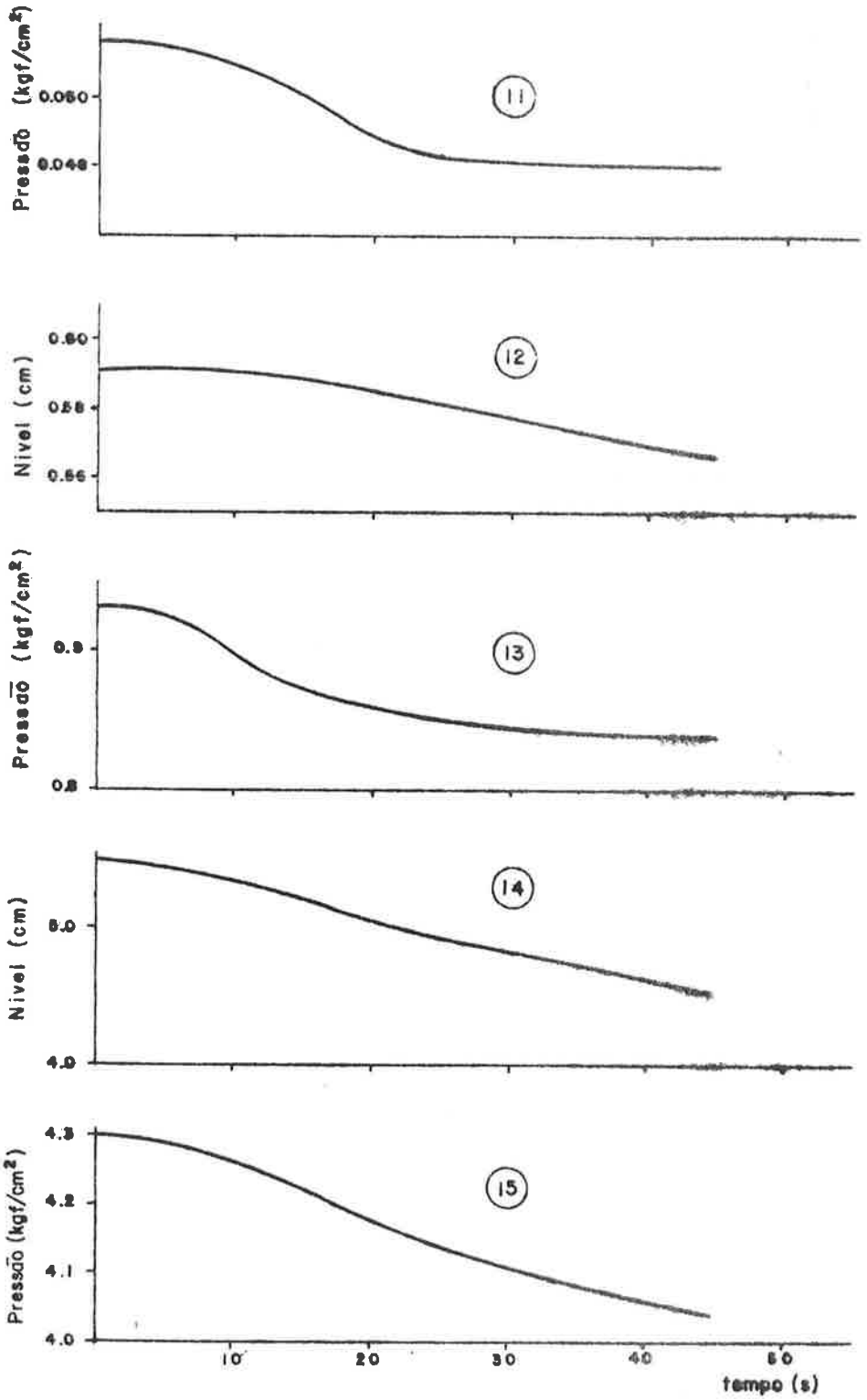


Fig.4.3 - Continuação

11 pressão do condensador
12 nível do condensador
13 pressão do primeiro aquecedor
14 nível do primeiro aquecedor
15 pressão do segundo aquecedor (tanque aquecedor-desaerador)