

ESTUDO TRANSIENTE DE UM PRESSURIZADOR DE UM
REATOR A ÁGUA PRESSURIZADA (PWR)

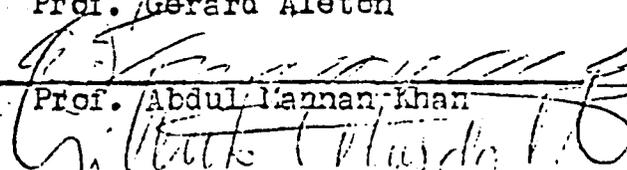
HENRIQUE SOTOMA

TESE SUBMETIDA AO CORPO DOCENTE DA COORDENAÇÃO DOS PROGRA-
MAS DE PÓS - GRADUAÇÃO DE ENGENHARIA DA UNIVERSIDADE FEDE+
RAL DO RIO DE JANEIRO COMO PARTE DOS REQUISITOS NECESSÁ-
RIOS PARA A OBTENÇÃO DE GRAU DE MESTRE EM CIÊNCIA (M.Sc.).

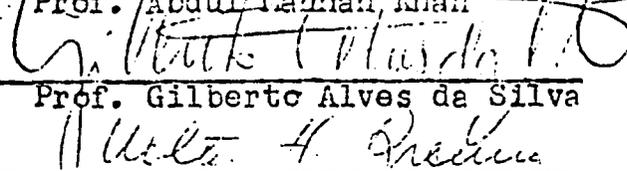
Aprovada por:



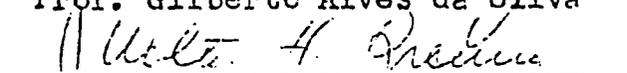
Prof. Gerard Aleton



Prof. Abdul Mannan Khan



Prof. Gilberto Alves da Silva



Prof. Walter H. Branco

RIO DE JANEIRO
ESTADO DA GUANABARA - BRASIL
FEVEREIRO DE 1973

AGRADECIMENTOS

Na complementação deste trabalho, quero deixar expresso os meus sinceros agradecimentos pela valiosa contribuição dada pelo Professor-Orientador Gérard Aleton que não poupou esforços na orientação e discussão da matéria apresentada, além do incentivo em concluir o presente trabalho.

Agradeço também, ao Departamento de Lay-Out da COPPE, pela confecção dos gráficos termodinâmicos, ao Núcleo de Computação Eletrônica da Universidade Federal do Rio de Janeiro, pela utilização dos computadores IBM 1130 e /360 e à Divisão de Roatores pelo apoio demonstrado e também às funcionárias das bibliotecas da COPPE e do IEN, que me auxiliaram nas pesquisas bibliográficas.

RESUMO

O objetivo do presente estudo é prover um método apropriado para o cálculo do comportamento transiente do pressurizador de um reator a água pressurizada. Este trabalho segue um modelo desenvolvido por S.G. Margolis e J.A. Redfield.

O estudo mostra um programa digital de uma simulação da dinâmica do pressurizador, baseado numa aplicação da 1ª lei da Termodinâmica e leis de Transferência de Calor e Massa. Nenhuma hipótese é feita quanto ao particular processo termodinâmico (processo isentrópico, processo saturado) que se segue durante um surto positivo (insurge) ou negativo (outsurge). No modelo apresentado, o próprio programa determina o processo termodinâmico em cada instante do regime transiente.

Dada a importância do pressurizador em relação à segurança operacional do reator do tipo a ser empregado na Central Nuclear de Angra dos Reis e, tendo em vista a utilização prática, procurou-se ajustar os dados do programa digital comparáveis ao de uma usina nuclear de 500 MWe de potência. O estudo serve também como ferramenta de projeto mecânico do vaso pressurizador e das tubulações do circuito primário.

ABSTRACT

The purpose of the present study is to provide an appropriate method for the calculation and transient performance of the pressurizer of a pressurized water reactor. This work follows a model developed by S.G. Margolis and J. A. Redfield.

The study shows a digital program of simulation of pressurizer dynamics based on the First Law of Thermodynamic and Laws of Heat and Mass Transfer. No assumptions are made concerning the particular thermodynamic process (isentropic process, saturated process) followed during an insurge or outsurge. In the model presented, the program itself determines the thermodynamic process at each instant of the transient.

The importance of the digital program that was written for a pressurizer of PWR, lies in the fact that, this can be of practical use in the safety analysis of a reactor of Angra dos Reis type with a power of about 500 MWe. This study can be useful for the design analysis of primary circuit coolant pipes, etc, under pressure.

RÉSUMÉ

L'objectif du présent travail est la mise au point d'une méthode de calcul du comportement transitoire d'un pressuriseur de réacteur à eau pressurisée. Le modèle développé par S. G. Margolis et J.A. Redfield sert de point de départ à l'étude.

Le calcul est basé sur l'application de la Première Loi de la Thermodynamique ainsi que sur la Loi de Conservation de Masse. En ce qui concerne le processus thermodynamique (Processus isentropique ou saturé) au cours d'une entrée ou sortie d'eau, aucune hypothèse particulière n'est établie. C'est le propre programme qui détermine le processus thermodynamique à chaque instant du régime transitoire.

Dû à l'importance attachée à l'analyse de sûreté du réacteur nucléaire qui sera installé à Angra dos Reis on a cherché à ajuster les données du programme de calcul digital à celles d'une centrale de puissance comparable, c'est à dire de 500 MWe. L'étude est aussi un bon outil pour le projet du pressuriseur et des tubulations du circuit primaire.

ÍNDICE

Agradecimentos	ii
Resumo	iii
Índice	vi
Introdução	1
Nomenclatura	1-A
Apresentação do Vaso Pressurizador	2
Função do Pressurizador	6
Princípio de Funcionamento	7
Funcionamento do Pressurizador	8
Influência da Pressão na Reatividade	11
Análise do Vaso Pressurizador	12
Definições	13
Hipóteses	13-A
Análise Termodinâmica	14
Processos de Transferência de Calor e Massa	20
Análise Numérica	32
Diagrama de Blocos	37
Dados Iniciais	48
Resultados Numéricos e Gráficos	50
Discussão	74
Conclusões	89
Apêndices	91
Bibliografia	121

INTRODUÇÃO

Esta pesquisa de Tese de Mestrado intitulada "Estudo Transiente de um Pressurizador de um Reator a Água Pressurizada" ou abreviadamente de um reator PWR, foi determinada, visando uma colaboração com a Comissão Nacional de Energia Nuclear (CENEN), tendo em vista a análise de segurança do primeiro reator nuclear de potência do tipo PWR que será instalado em Angra dos Reis.

O objetivo da tese é estudar os transientes do pressurizador, ou seja, verificar a variação da pressão em função do tempo para uma dada variação de volume do refrigerante do circuito primário do reator. A análise é feita segundo um ponto de vista teórico geral, porém com simplificações quanto à obtenção de resultados numéricos por computação.

Devido à importância do assunto, cumpre salientar, entretanto, que este estudo não representa a palavra final sobre a análise dinâmica do vaso pressurizador, necessitando-se maiores pesquisas sobre o problema em questão.

NOMENCLATURA UTILIZADA NO TEXTO

- \dot{M}_T Variação da massa total de vapor na unidade de tempo
- \dot{M}_L Variação da massa total de água do pressurizador na unidade de tempo.
- \dot{M}_1 Massa de água que entra ou sai na unidade de tempo
- \dot{M}_2 Massa de água pulverizada (spray) na unidade de tempo
- \dot{M}_4 Massa de vapor escoada pela válvula de alívio na unidade de tempo
- \dot{M}_5 Massa de vapor que se condensa nas gotas pulverizadas na unidade de tempo
- \dot{M}_6 Massa de vapor que se condensa na parede do pressurizador na unidade de tempo
- \dot{M}_9 Massa de água evaporada na superfície da água por unidade de tempo.
- \dot{M}_{10} Massa de vapor que se condensa na superfície da água na unidade de tempo
- \dot{M}_S Massa total de água que escoà pela linha de conexão na unidade de tempo
- h_1 Entalpia da água que entra ou sai do pressurizador
- h_2 Entalpia das gotas pulverizadas

h_c Entalpia do condensado
 h_g Entalpia do vapor saturado
 h_{gE} Entalpia do vapor superaquecido
 h_f Entalpia da água do pressurizador
 \dot{U}_G Variação total de energia do vapor por unidade de tempo
 \dot{U}_L Variação total de energia da água do pressurizador por unidade de tempo
 \dot{V}_G Variação do volume de vapor na unidade de tempo
 \dot{V}_L Variação do volume de água do pressurizador na unidade de tempo
 \dot{V}_{ativo} Variação do volume ativo do pressurizador na unidade de tempo
 V_g Volume de vapor no instante t
 V_L Volume da água do pressurizador no instante t
 V_{ativo} Volume ativo do pressurizador no instante t
 P Pressão do sistema pressurizador
 \dot{V}_S Variação de volume da água que entra no pressurizador na unidade de tempo
 \dot{W} Trabalho realizado pelo vapor ou líquido na unidade de tempo

- \dot{Q}_2 Energia térmica transmitida, na unidade de tempo por convecção, do vapor para a parede de condensação.
- \dot{Q}_4 Energia térmica transmitida às gotas pulverizadas pelo vapor na unidade de tempo
- \dot{Q}_7 Energia térmica transmitida para a água através da interface água-vapor na unidade de tempo
- \dot{Q}_8 Energia térmica fornecida pelo aquecedor à água por unidade de tempo
- \dot{Q}_a Energia térmica inicial do aquecedor na unidade de tempo
- \dot{Q}_{max} .. Energia térmica máxima fornecida pelo aquecedor na unidade de tempo
- v_s Volume específico da água que entra no pressurizador
- v_g Volume específico do vapor saturado
- v_{gs} Volume específico do vapor superaquecido
- T_g Temperatura do vapor superaquecido
- T_f Temperatura da água saturada
- T_p Temperatura da parede
- f_2 Fator que leva em conta a estratificação da água que entra
- f_3 Fator que leva em conta se a massa do spray é ou não retida do circuito primário do reator

U_4 Coeficiente de transferência de calor global para a
 água pulverizada
 U_7 Idem na interface água-vapor
 $A_1 = A_2 = A_7$... Área da interface água-vapor
 A_4 Área de troca de calor das gotas pulverizadas
 h_m Coeficiente médio de transferência de calor
 h_{fg} Calor latente de condensação
 k Condutividade térmica da água saturada
 d Densidade da água saturada
 μ Viscosidade da água saturada
 X Altura da região de vapor
 g Aceleração da gravidade
 v_m Velocidade média do fluido condensado
 e Circunferência do vaso pressurizador
 $\dot{M}_{E/C}$... Massa evaporada ou condensada na unidade de tempo
 K_1 Coeficiente de evaporação
 K_2 Coeficiente de condensação

 f Fator de evaporação

 M_p Massa da parede na região do vapor
 C_p Calor específico da parede
 δ Espessura do filme laminar

 R Constante dos gases

I - O VASO PRESSURIZADOR

I-1. APRESENTAÇÃO

O controle de pressão do sistema refrigerante do reator, consiste de um vaso pressurizador equipado com elementos aquecedores submersos, válvulas de pulverização, válvulas de alívio, válvulas de segurança, como mostra a Fig. 1.

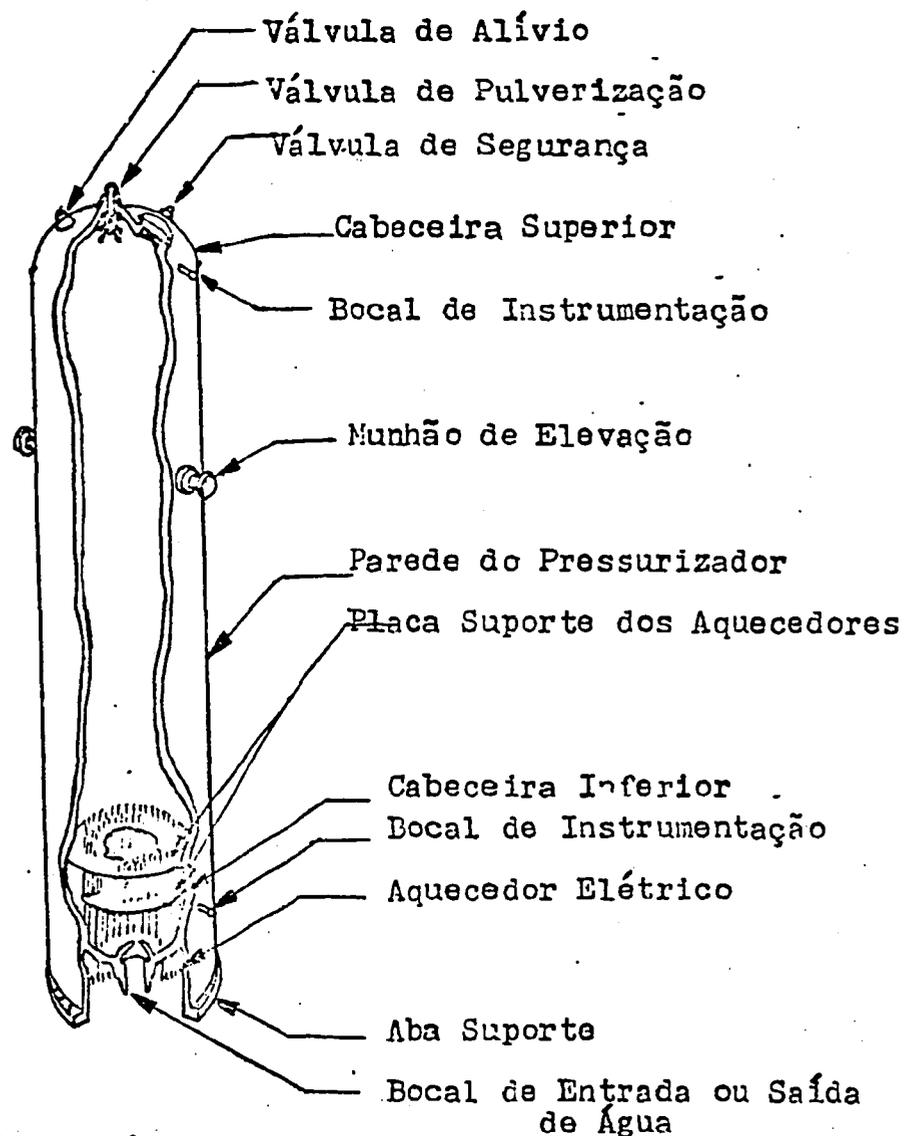


Fig. 1 - Corte Característico de um Pressurizador

(Do Catálogo da Westinghouse)

O VASO PRESSURIZADOR é um tanque de expansão, parcialmente preenchido com água e parcialmente com vapor d'água; encontra-se conectado ao sistema refrigerante do reator por uma linha de encanamento que sai de sua parte inferior e se une à saída do encanamento (perna quente) do circuito primário do reator. Essa linha de ligação permite que o escoamento hidráulico se faça para dentro ou para fora do pressurizador, como mostra a Fig. II.

O bocal do pulverizador está localizado no topo do vaso pressurizador; está conectado ao sistema refrigerante do reator, através da linha de pulverização, o qual liga-se à entrada do encanamento (perna fria) do circuito primário do reator. Interessante, é notar que o pulverizador está ligado à perna fria ligado ao fato de que interessa pulverizar água fria na região de vapor para que haja condensação de vapores.

Durante as condições de operação no estado estacionário, aproximadamente 40% do volume do pressurizador é ocupado pelo vapor e 60% pela água. Os elementos aquecedores submersos e localizados na seção inferior do vaso, conservam a água na temperatura de saturação correspondente a pressão de operação desejada do sistema. Esses aquecedores mantêm a água do pressurizador numa temperatura maior que a temperatura do refrigerante do circuito primário, mantendo assim a pressurização; também geram e mantêm aquela fase de vapor no topo do pressurizador, provendo assim, uma almofada para a absorção das variações de volume do refrigerante no circuito primário do reator.

NOMENCLATURA PARA A FIGURA II

R - Reator Nuclear
AQ - Aquecedor
CD - Condensador
PR - Pressurizador
PAQ - Pré-aquecedor
GV - Gerador de Vapor
GE - Gerador Elétrico
SU - Separador de Umidade
BCD - Bomba do Condensador
SP - Sistema de Purificação
TAP - Turbina de Alta Pressão
TAB - Turbina de Baixa Pressão
SAR - Saída de Água Refrigerante do CD
EAR - Entrada de Água Refrigerante do CD
BPR - Bomba Principal do Refrigerante do R
TAPR - Tanque de Alívio do Pressurizador

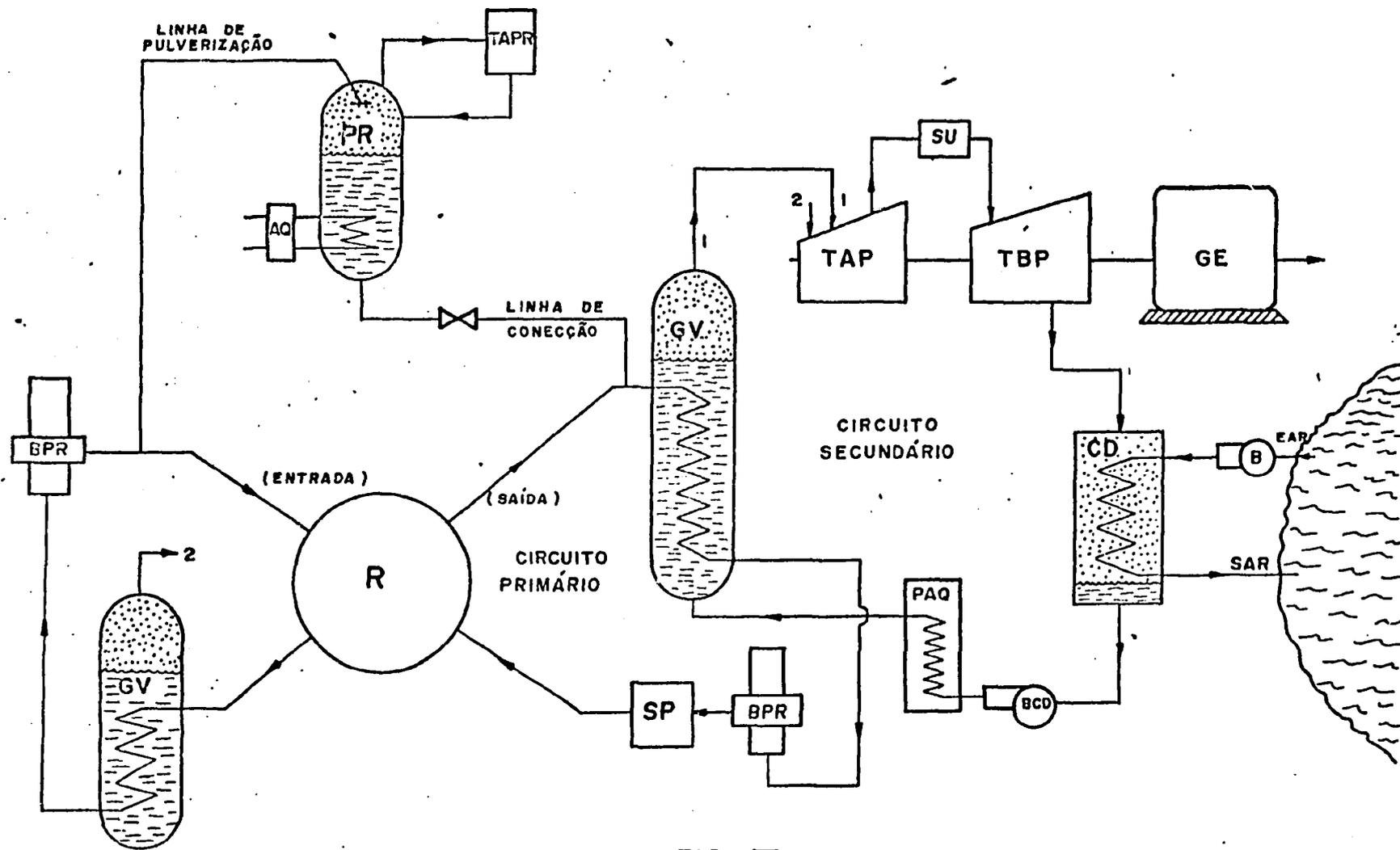


FIG. II

I-2. FUNÇÃO DO PRESSURIZADOR

O principal objetivo de um pressurizador para um reator a água pressurizada, é manter a pressão de operação desejada no circuito primário do reator durante o estado estacionário, e também, limitar as variações de pressão durante o estado transiente, absorvendo as entradas ou saídas de água, por compressão ou expansão da fase de vapor no tampo do pressurizador. Como consequência, limita as flutuações de pressão, evitando que esta atinja aquela do projeto mecânico das tubulações. Outra consequência do controle de pressão, diz respeito a estabilidade neutrônica.

Quanto às válvulas de alívio de pressão e às válvulas de segurança, é proteger a usina nuclear do excesso de surtos positivos, os quais provocariam uma elevação de pressão acima da capacidade limite de absorção do sistema.

I-3. PRINCÍPIO DE FUNCIONAMENTO

No estado estacionário, o pressurizador contém água saturada a uma determinada temperatura de saturação correspondente à sua pressão de vapor saturado; durante os níveis transientes de potência, este equilíbrio é mantido, devido a inércia térmica, dentro de uma determinada faixa permissível de flutuações. Assim, se a temperatura do líquido no circuito primário diminuir, haverá uma contração do volume refrigerante e, conseqüentemente, a pressão de vapor decrescerá, formar-se-á vapor, tendendo a aumentar a pressão até o ponto de equilíbrio de operação normal da usina nuclear; por outro lado, um aumento na temperatura do líquido refrigerante, faz com que o volume do mesmo aumente, a pressão de vapor cresce, dá-se uma condensação das bôlhas de vapor, diminuindo-se assim a pressão de operação para aquela das condições normais de operação da usina nuclear.

I-4. FUNCIONAMENTO DO PRESSURIZADOR

A pressão de operação da usina é mantida, dentro dos limites de projeto de funcionamento, durante os níveis transientes de potência normais da usina, por expansão ou compressão da fase de vapor no topo do pressurizador.

Durante as variações de potência, a remoção de calor pelo refrigerante do reator e o calor removido pelo gerador de vapor, torna-se desigual, provocando variações no volume refrigerante do reator e, conseqüentemente, na pressão do sistema da usina.

Assim, se a demanda de energia elétrica é aumentada, a remoção de energia térmica pelo gerador de vapor torna-se mais rápido do que aquela fornecida pelo reator, resultando assim, um decréscimo na temperatura média do refrigerante e uma contração no volume do mesmo. O refrigerante flui então, do pressurizador para a linha do circuito primário, reduzindo o nível da água no pressurizador, as bolhas de vapor se expandem e a pressão cai; quando a pressão começa a cair abaixo da pressão de saturação da água, parte desta se evapora, formando-se mais vapor, reduzindo-se a queda de pressão da usina; eventualmente, aju-

gado pelos aquecedores, retorna à pressão de operação normal.

Por outro lado, uma redução na carga elétrica da usina causa um acréscimo na temperatura média do refrigerante, fazendo com que o volume do mesmo aumente, elevando-se assim, o nível da água no pressurizador. Este acréscimo no nível da água comprime as bôlhas de vapor no tampo do pressurizador, elevando-se a pressão; se essa elevação, atingir a pressão de abertura da válvula de pulverização, esta será acionada. A pulverização do refrigerante condensa uma quantidade de vapor, reduzindo-se assim, a pressão para dentro do intervalo de operação normal da usina.

Se a redução na carga elétrica da usina resultar em elevações de pressão além da capacidade de limitação do pulverizador, as válvulas de alívio são abertas, quando se atinge a pressão de abertura, cujo ponto é abaixo da pressão de projeto do sistema. Se a pressão continuar a crescer, as válvulas de segurança se abrirão.

O vapor proveniente das válvulas de alívio é conduzido até um segundo tanque (de alívio) onde circula água suficiente para condensar o vapor; além disso, água fria pode ser pulverizada dentro desse tanque, afim

de. Incrementar a capacidade de absorção de calor. Um disco de ruptura descarrega o tanque no vaso de contenção, se a pressão de projeto for excedida (Ref. : 1,2,3,4,5)

I-5. INFLUÊNCIA DA PRESSÃO NA REATIVIDADE DO REATOR

"Em usinas nucleares de potência onde o refrigerante é gas ou água, o sistema primário do refrigerante é pressurizado, de modo a aumentar a eficiência da usina. A reatividade do reator pode ser uma função distinta da pressão do sistema primário e, conseqüentemente variações externas no sistema pressurizador, como uma função da carga da usina ou dos contrôles do pressurizador, podem afetar a reatividade. A oscilação da pressão cria uma oscilação na reatividade do reator através do coeficiente de pressão. Se êste problema não fôr devidamente considerado, o tempo de retardamento pode ser tal que a oscilação inicial de pressão pode ser reforçado pela oscilação de potência do reator. O pressurizador torna-se então, um elemento auxiliar, requerendo uma atenção cuidadosa no projeto, o qual pode afetar violentamente o performance do reator." (Ref.: 6, p. 254)

II - ANÁLISE DO VASO PRESSURIZADOR

A análise dinâmica do vaso pressurizador está baseada nas leis termodinâmicas que regem o sistema. Assim, a descrição matemática do pressurizador constitui-se basicamente, de equações envolvendo balanço de massa, balanço de energia e balanço de volume.

Por convenção, tôdas as entradas de energia ao sistema são positivas e tôdas as saídas são negativas.

As principais formas de energia levadas em consideração na análise, são:

- Trabalho realizado pelo ou sôbre o sistema, representado por:

$$\dot{W} \text{ (energia por unidade de tempo)}$$

- Transferência de Calor cedido ou recebido pelo sistema ou ambos, representado por:

$$\dot{Q} \text{ (energia por unidade de tempo)}$$

- Energia convectiva através do contorno do sistema, representado por:

$$\dot{M} \cdot h \text{ (energia por unidade de tempo)}$$

II-1. DEFINIÇÕES

1. Surto Positivo - Define-se como sendo o escoamento de água para dentro do vaso pressurizador, ou seja, o escoamento pela linha de conexão e o escoamento pelo bocal do pulverizador.
2. Surto Negativo - Define-se como sendo o escoamento de água que ocorre para fora do vaso pressurizador, através da linha de conexão com o circuito primário.
3. Fase de Vapor (Sistema I) - É o sistema que contém todas as moléculas do vapor no instante t , e mais uma quantidade de moléculas da fase líquida que se evapora na interface água-vapor no intervalo de tempo dt .
4. Fase Líquida (Sistema II) - É o sistema no qual está incluído todo o líquido, exceto as gotas pulverizadas que estão passando pela região de vapor; inclui-se porém, a massa das gotas pulverizadas e condensadas que penetram na fase líquida naquele instante.

II-2. HIPÓTESES

1. No início do problema, o vapor é saturado e a água também é saturada.
2. O vapor condensado chega saturado na superfície (interface água-vapor).
3. As propriedades da água subresfriada, são aproximadas pelas propriedades saturadas, isto é, volume específico como função da temperatura ou entalpia ou pressão, e entalpia como função da temperatura ou pressão.
4. A parede do pressurizador é perfeitamente isolada.
5. Não há transferência de calor entre as paredes e a água do vaso pressurizador.
6. As válvulas do pulverizador, válvulas de alívio e de segurança, e os aquecedores, são todas atuadas sob pressão.
7. Quando as válvulas do pulverizador e as demais válvulas são atuadas, as taxas de escoamento através dos mesmos, são constantes.
8. O fornecimento de energia pelos aquecedores à água, varia exponencialmente quando são ligados ou desligados.
9. O coeficiente de transferência de calor da parede de condensação, depende da pressão de saturação.

II-3. ANÁLISE TERMODINÂMICA DO VASO PRESSURIZADOR.

II-3.1. CONVENÇÕES

1ª) A fase de vapor no instante t , é constituída de todo o vapor, adicionada à parcela infinitesimal do líquido que se evaporou na interface água - vapor.

2ª) A fase líquida no instante t , é constituída de todo o líquido, menos aquela que se evaporou na interface água - vapor. As gôtas pulverizadas que estão cruzando a região de vapor não são consideradas, mas, os vapores que nelas se condensam e aquela nas paredes e na interface, são considerados.

II-3.2. LEIS DA CONSERVAÇÃO

A - EQUAÇÕES DE CONTINUIDADE

A.1 - REGIÃO DE VAPOR

$$\dot{M}_G = \dot{M}_9 = \dot{M}_4 - \dot{M}_5 - \dot{M}_6 - \dot{M}_{10} \quad (1)$$

A.2 - REGIÃO DO LÍQUIDO

$$\dot{M}_L = \dot{M}_1 + \dot{M}_2 + \dot{M}_5 + \dot{M}_6 + \dot{M}_{10} - \dot{M}_9 \quad (2)$$

B - EQUAÇÕES DE ENERGIA

B.1 - REGIÃO DE VAPOR

$$\dot{U}_G = \sum \dot{Q} + \sum \dot{M}.h - \sum \dot{W} \quad (3)$$

$$\sum \dot{W} = P \cdot \dot{V}_G \quad (4)$$

$$\sum \dot{Q} = -\dot{Q}_2 - \dot{Q}_4 - \dot{Q}_7 \quad (5)$$

\dot{Q}_2 = Perda de calor por condução para a parede de condensação.

\dot{Q}_4 = Perda de calor pelo vapor que se condensa nas gotas pulverizadas.

\dot{Q}_7 = Perda de calor pela superfície de condensação-interface água - vapor.

$$\sum \dot{M}.h = -(\dot{M}_4 + \dot{M}_5 + \dot{M}_6 + \dot{M}_{10})h_G + \dot{M}_9.h_g \quad (6)$$

Substituindo os termos na equação (3), temos:

$$\dot{U}_G = -(\dot{Q}_2 + \dot{Q}_4 + \dot{Q}_7) + \dot{M}_9.h_g - (\dot{M}_4 + \dot{M}_5 + \dot{M}_6 + \dot{M}_{10})h_G - P \cdot \dot{V}_G \quad (7)$$

B.2 - REGIÃO DO LÍQUIDO

$$\dot{U}_L = \sum \dot{Q} + \sum \dot{M}.h - \sum \dot{W} \quad (8)$$

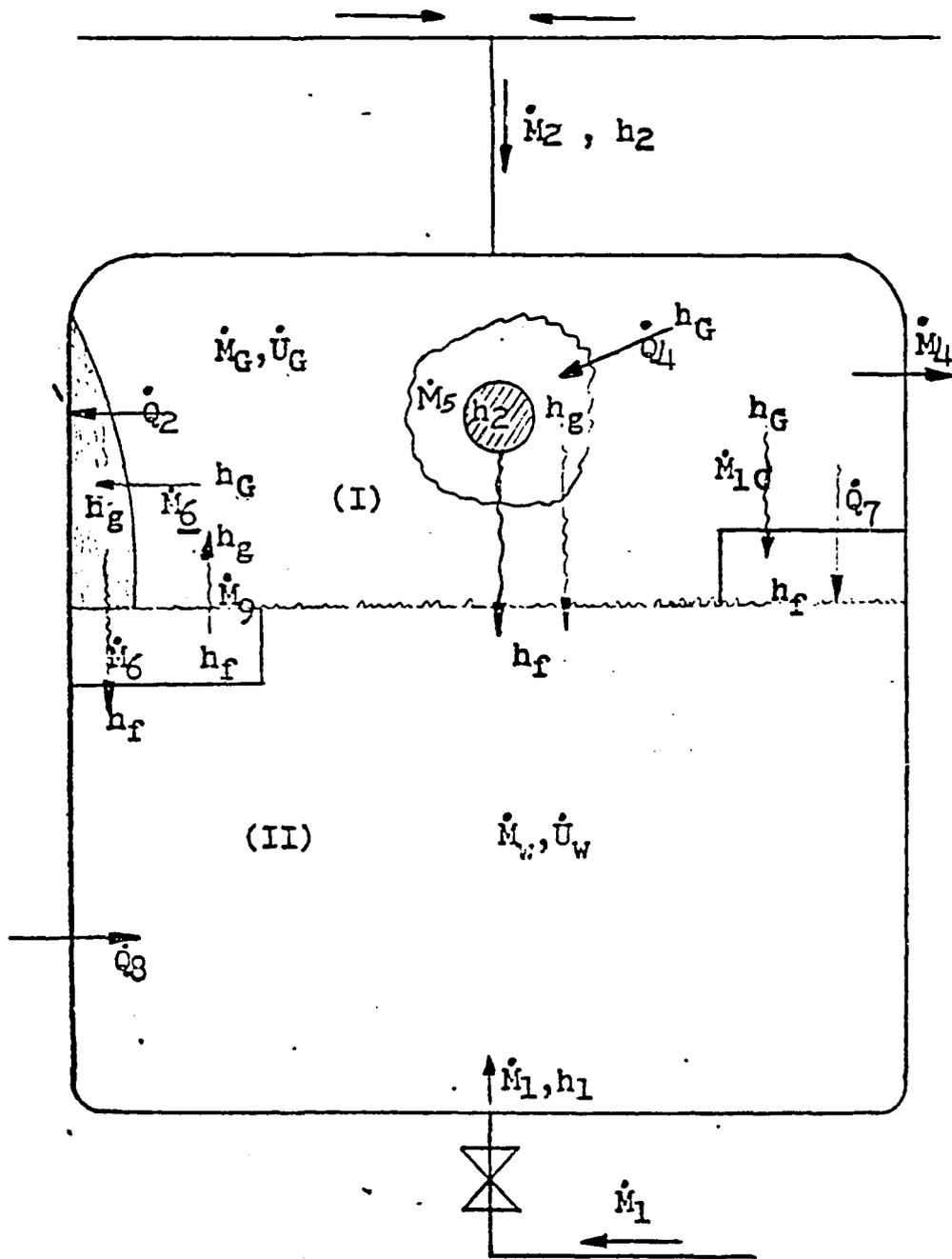


Fig. 2

$$\dot{W} = \dot{V}_L \cdot P \quad (9)$$

$$\dot{Q} = \dot{Q}_4 + \dot{Q}_7 + \dot{Q}_8 \quad (10)$$

\dot{Q}_4 = Energia térmica transmitida às gotas pulverizadas pelo vapor que se condensa nessas gotas.

\dot{Q}_7 = Energia térmica transmitida para a água através da interface água-vapor.

\dot{Q}_8 = Energia térmica fornecida pelos aquecedores à água.

$$\dot{M} \cdot h = \dot{M}_1 h_1 + \dot{M}_2 h_2 + \dot{M}_5 h_G + \dot{M}_6 h_F - \dot{M}_9 h_g + \dot{M}_{10} h_G \quad (11)$$

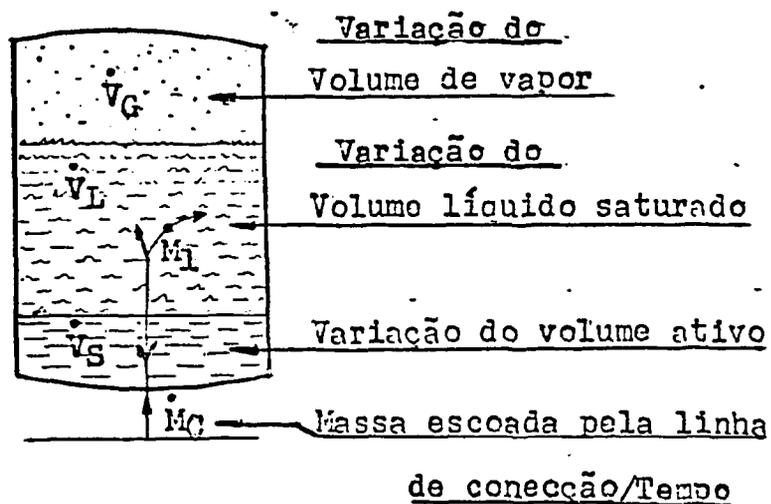
Substituindo os termos na equação (8), temos:

$$\dot{U}_L = \dot{Q}_4 + \dot{Q}_7 + \dot{Q}_8 + \dot{M}_1 h_1 + \dot{M}_2 h_2 + \dot{M}_5 h_G + \dot{M}_6 h_F + \dot{M}_{10} h_G - \dot{M}_9 h_g - P \cdot \dot{V}_L \quad (12)$$

C - BALANÇO DE VOLUME

O volume no qual se fez os balanços de energia e massa, ou seja, o volume no qual há transferência de calor e de massa, é chamado volume ativo do pressurizador. O volume ativo do pressurizador é sempre menor ou igual ao volume total do vaso pressurizador.

Qualquer massa de líquido escoada pela linha de conexão para dentro do pressurizador, pode ser dividida em duas parcelas: uma parcela (M_L) que se mistura com a fase líquida e outra que não se mistura, mas que atua como uma espécie de pistão, reduzindo o volume ativo do pressurizador, como mostra a figura abaixo.



$$V_{ativo} = V_G + V_L \quad (13)$$

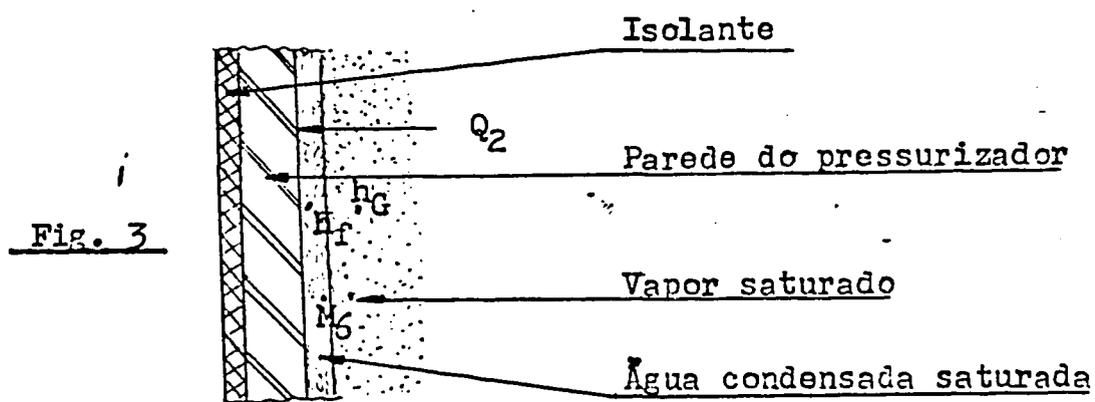
$$\dot{V}_{ativo} = \dot{V}_G + \dot{V}_L = \dot{V}_S \quad (14)$$

$$\dot{V}_L = \dot{M}_L \cdot v_L \quad (15)$$

$$\dot{V}_G = \dot{M}_G \cdot v_G \quad (16)$$

D - CALOR ARMAZENADO PELA PAREDE DO PRESSURIZADOR.

Segundo a hipótese (4), a parede do pressurizador é perfeitamente isolada.



A parede recebe energia calorífica de duas maneiras: 1) Por convecção, proveniente da fase de vapor (Q_2); 2) Pela condensação do vapor nas paredes.

Energia armazenada = Energia recebida

$$M_P \cdot C_P \cdot \dot{T}_P = \dot{Q}_2 + \dot{M}_6 \cdot (h_G - h_f) \quad (17)$$

Assim, o balanço total de energia no vaso pressurizador, supondo não haver perda de calor, será igual a soma das equações (7), (12) e (17), ou seja:

$$\dot{U}_G + \dot{U}_L + M_P \cdot C_P \cdot \dot{T}_P = \dot{M}_1 \cdot h_1 + \dot{M}_2 \cdot h_2 - \dot{M}_4 \cdot h_G + \dot{Q}_3 - P \cdot (\dot{V}_G - \dot{V}_L) \quad (18)$$

IV - PROCESSOS DE TRANSFERÊNCIA DE CALOR E MASSA.

IV.1 - ESCOAMENTO HIDRÁULICO

O escoamento variável da água para o interior ou exterior do vaso pressurizador é a principal função de força para o estudo transiente do pressurizador.

Seja \dot{M}_S , o escoamento total da água no pressurizador; porém, parte dessa variação total de água refrigerante no circuito primário, representa o escoamento pela linha de pulverização, quando a válvula do pulverizador é aberta (fig. 4); o restante, convencionou-se,

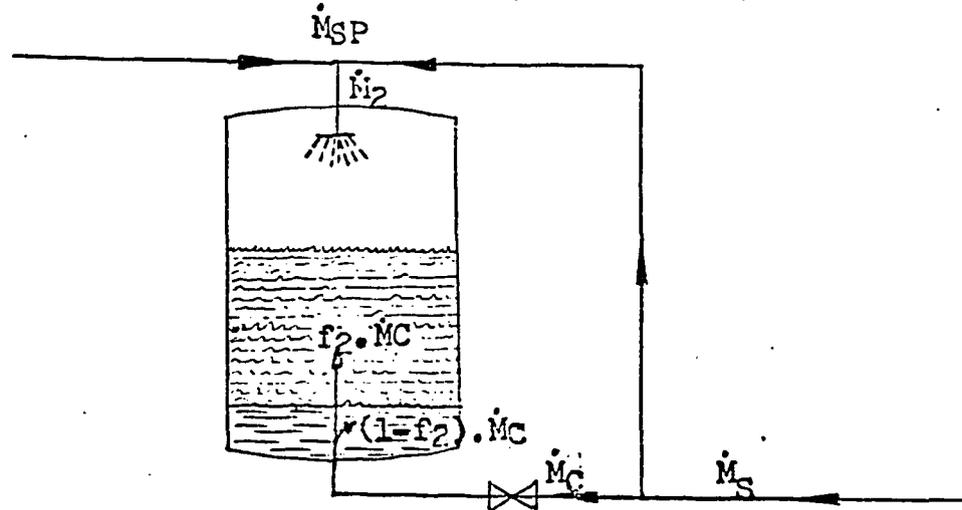


Fig. 4

geralmente, representar por escoamento da linha de conexão do circuito primário. Assim:

$$\dot{M}_C = \dot{M}_S - f_3 \cdot \dot{M}_{SP} \quad (19) , \text{ onde:}$$

$f_3 = 1,0$ Se a massa pulverizada é extraída do circuito primário.

$f_3 = 0,0$ Se a massa pulverizada não é extraída do circuito primário.

Esse escoamento pela linha de conexão, pode -- funcionar como um pistão (líquido estratificado) ou pode -- se misturar com a fase líquida do pressurizador, como mostra a Fig. 4. Nessa figura, acham-se representadas:

\dot{M}_S Massa total de água escoada.

\dot{M}_{SP} Massa parcial de \dot{M}_S que é pulverizada.

\dot{M}_2 Massa total pulverizada.

\dot{M}_C Massa escoada pela linha de conexão.

Para se levar em conta a estratificação do líquido, devido ao escoamento resultante da linha de conexão, usa-se um fator de mistura f_2 .

Assim sendo, temos:

$$\dot{M}_1 = f_2 \cdot \dot{M}_C , \quad (20) \text{ onde:}$$

$f_2 = 1.0$ Se houver uma mistura completa.

$f_2 = 0.0$ Se houver uma estratificação completa.

$f_2 =$ Valor entre 0.0 e 1.0Se ocorrer ambos os casos.

Como foi definido anteriormente, o volume ativo é a soma do volume da fase de vapor e da fase líquida. A sua variação será dada, por conseguinte, pela variação correspondente do escoamento da linha de conexão, ou -- melhor, da massa \dot{M}_C . Assim:

$$\dot{V}_{\text{Ativo}} = (f_2 - 1.0) \cdot \dot{M}_C \cdot v_S \quad (21) , \text{ onde:}$$

$v_S =$ Volume específico da massa escoada.

IV.2 - MASSA PULVERIZADA E CONDENSAÇÃO SOBRE AS GÔTAS PULVERIZADAS.

Um valor constante de massa de água pulverizada é introduzida, quando a pressão no interior do pressurizador é maior do que a pressão de abertura (PA) da válvula do bocal do pulverizador; essa válvula é novamente fechada, quando a pressão P no interior do mesmo decresce, e se torna menor do que a pressão de fechamento da válvula (PF). Fig. 5(a)

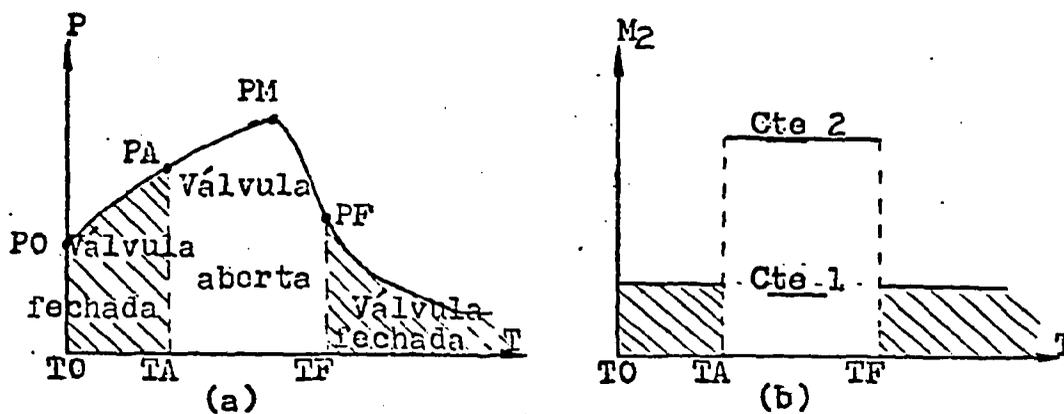


Fig. 5

Sendo \dot{M}_2 , a massa injetada pelo bocal do pulverizador, temos: no instante inicial (TO), a pressão inicial é PO e a válvula encontra-se fechada, assim:

$TO < T < TA$, a pressão cresce de PO a PA e $\dot{M}_2 = \text{Cte 1}$

$TA < T < TF$, a pressão continua a crescer até atingir um ponto de máximo (PM) e em seguida decresce até PF e

$$\dot{M}_2 = \text{Cte 2}$$

$T > TF$, a pressão continua a decrescer e $\dot{M}_2 = \text{Cte 1}$

Nos casos em que a válvula se encontra "fechada", o escoamento da massa pulverizada \dot{M}_2 , não precisa ser necessariamente igual a ZERO. No presente caso, será considerado diferente de zero.

No regime transiente, a elevação de pressão no pressurizador é reduzida por êsse escoamento de massa pulverizada na forma de gôtas, que atravessando a região de vapor, condensa uma parcela de vapor, reduzindo-se assim a pressão no interior do pressurizador.

Quanto ao processo de condensação num pressurizador real, é bastante complicado. Com respeito as gôtas pulverizadas e seu efeito sôbre a pressão, os seguintes itens devem ser considerados:

- a massa pulverizada (já mencionada);
- o subresfriamento das gôtas pulverizadas;
- a eficiência das gôtas pulverizadas e
- a eficácia das gôtas pulverizadas.

Para maiores detalhes, cita-se a Ref.4 .

Segundo as experiências de Brown (Ref. 10), as gôtas com menos de 500 μ (micron) de diâmetro, atingem a temperatura de saturação dentro do primeiro pé de queda. Baseado nisso, podemos determinar a taxa de condensação por meio de um balanço de energia, aplicado ao subsistema formado por gôtas pulverizadas e a massa de vapor que ne-

las se condensam. Isso é feito, assumindo-se que o subsistema atinge a temperatura de saturação antes de penetrar na fase líquida.

No instante t , esse subsistema consiste da massa \dot{M}_2 das gotas pulverizadas que estão passando para a condição de água saturada e da massa \dot{M}_5 de vapor, passando também para a condição de água saturada, como se vê pela Figura 6, devido a troca de calor (\dot{Q}_4) dessa massa de vapor com a massa das gotas pulverizadas.

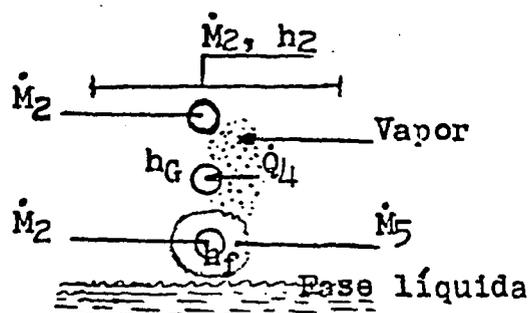


FIG. 6

Fazendo-se o balanço de energia no instante t , do subsistema acima, temos:

$$\dot{Q}_4 = \dot{M}_2 \cdot (h_f(P) - h_2) + \dot{M}_5 \cdot (h_f(P) - h_G) \quad (21)$$

$$\dot{M}_5 = \frac{\dot{M}_2 \cdot (h_f(P) - h_2) - \dot{Q}_4}{h_G - h_f(P)}, \quad (22)$$

onde: h_2 ...entalpia da massa pulverizada;

$h_f(P)$...entalpia da água saturada em função da pressão;

h_g ...entalpia do vapor;

\dot{M}_5 = massa de vapor condensada nas gotas pulverizadas; e

a quantidade de calor Q_4 , é dada pela expressão:

$$\dot{Q}_4 = U_4 \cdot A_4 \cdot (T_g - T_f(P)) \quad , \text{ sendo:}$$

U_4 = Coeficiente de transferência de calor global.

A_4 = Área de troca de calor da massa pulverizada.

T_g = Temperatura do vapor

$T_f(P)$ = Temperatura da água saturada.

IV.3 - PAREDE DE CONDENSAÇÃO

A condensação de vapores pode se dar de duas maneiras: condensação "em película" ou condensação "em gotas". Para maiores detalhes, veja o apêndice A.

No presente estudo, a condensação é baseada na condensação "em película" ou originalmente, modelo do filme líquido laminar, devido a Nusselt, cujo processo é o mais comumente encontrada na prática de engenharia.

Vapor saturado ou superaquecido condensa-se na parede trocadora de calor, se a temperatura desta for ~~maior~~ inferior àquela da temperatura de saturação na pressão dada. O calor liberado nesta condensação é absorvida pela parede de forma integral, isto é, suposto sem nenhuma perda.

O filme líquido condensado flui pela parede abaixo (Fig.7), constituindo-se numa resistência à passagem de calor.

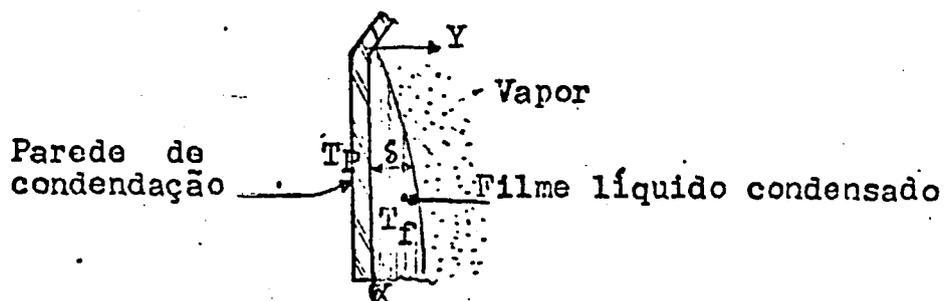


Fig. 7

O coeficiente médio de transferência de calor para uma região de vapor de altura X , deduzida por Nusselt é dada pela seguinte expressão:

$$h_m = \frac{4}{3} \sqrt[4]{\frac{h_{fg} \cdot k^3 \cdot d^2 \cdot g}{4u \cdot (T_f(P) - T_p) \cdot X}} \quad (23)$$

O número de Reynolds para o filme laminar de espessura δ , tem a seguinte expressão:

$$\frac{v_m \cdot d \cdot \delta}{u} = \frac{h_m \cdot (T_f(P) - T_p) \cdot X}{h_{fg} \cdot u} \quad (24)$$

A taxa de condensação na secção reta X do filme laminar em volta do pressurizador, representada por \dot{M}_G , segundo a Mecânica dos Fluidos é:

$$\dot{M}_G = v_m \cdot d \cdot c \cdot \delta \quad (25)$$

Utilizando-se as expressões (23) e (24) em (25), temos:

$$\dot{M}_G = c \cdot X^{3/4} \cdot \frac{g^{1/4} \cdot d^{1/2} \cdot k^{3/4} \cdot (T_f(P) - T_p)^{3/4}}{3600 \cdot (1,082)^{3/4} \cdot u^{1/4} \cdot h_{fg}^{3/4}} \quad (26)$$

Para fins de computação, \dot{M}_G é representado por:

$$\dot{M}_G = C_1 \cdot (T_f(P) - T_p)^{3/4} \quad (27)$$

$$C_1 = F_1(P) \cdot c \cdot X^{3/4} \quad (28)$$

$$F_1(P) = \frac{g^{1/4} \cdot d^{1/2} \cdot k^{3/4}}{3600 \cdot (1,082)^{3/4} \cdot u^{1/4} \cdot h_{fg}^{3/4}} \quad (29)$$

Nomenclatura:

k ...condutividade térmica da água saturada.

d ...densidade da água saturada.

u ...viscosidade da água saturada.

v_m ...velocidade média.

h_m ...coeficiente médio de transferência de calor.

g ...aceleração da gravidade.

c ...circunferência do pressurizador.

...espessura do filme laminar.

X ...altura da região de vapor.

h_{fg} ...variação da entalpia(calor latente de condensação).

IV.4 - SUPERFÍCIE DE EVAPORAÇÃO E CONDENSAÇÃO

A) DETERMINAÇÃO DA MASSA EVAPORADA OU CONDENSAADA NA INTERFACE.

De um modo simplificado, a evaporação ou condensação líquida sobre a superfície da fase líquida, é dada por:

$$\dot{M}_{E/C} = f \cdot \frac{A}{\sqrt{2\pi \cdot R \cdot T}} \cdot (P - P^*(T_S)) \quad (30)$$

Se a pressão P do sistema for maior do que a pressão de saturação $P^*(T_S)$ correspondente a temperatura da superfície líquida, ter-se-á lugar a condensação. Por outro lado, se P for menor do que $P^*(T_S)$, ocorrerá a evaporação.

A temperatura T_S da superfície é desconhecida; para contornar o problema, utilizamos a temperatura média do volume do fluido, T_A . Nessas condições, a condensação ou evaporação líquida usada no presente estudo é feita segundo as fórmulas abaixo:

$$\dot{M}_9 = K_1 \cdot A_1 \cdot (P^*(T_A) - P) \text{ , no caso da evaporação (31)}$$

$$\dot{M}_{10} = K_2 \cdot A_2 \cdot (P - P^*(T_A)) \text{ , no caso de condensação (32)}$$

Nessas fórmulas, tem-se:

K_1 e K_2 são constantes e,

$A_1 = A_2$ é a área da interface água - vapor.

B) TRANSFERÊNCIA DE CALOR NA INTERFACE ÁGUA - VAPOR.

O cálculo, na prática, está baseado na Lei de Newton:

$$\dot{Q}_T = U_T \cdot A_T \cdot (T_G - T_f(P)) \quad , \text{onde:} \quad (33)$$

U_T ... Coeficiente global de transferência de calor.

A_T ... Área da interface água - vapor.

T_G ... Temperatura do vapor

$T_f(P)$... Temperatura da água saturada.

V - ANÁLISE NUMÉRICA

Para se conhecer o comportamento do pressurizador no estado transiente, torna-se necessário resolver o seguinte sistema de equações diferenciais, constituída pelas equações:

- Equações da Energia-

$$\dot{U}_G = -(\dot{M}_4 + \dot{M}_5 + \dot{M}_6 + \dot{M}_{10}) \cdot h_G + \dot{M}_9 h_g - P \dot{V}_G - \dot{Q}_2 - \dot{Q}_4 - \dot{Q}_7 \quad (34)$$

$$\dot{U}_L = \dot{M}_1 h_1 + \dot{M}_2 h_2 + \dot{M}_5 h_G + \dot{M}_6 h_f - \dot{M}_9 h_g + \dot{M}_{10} h_G - P \dot{V}_L + \dot{Q}_4 + \dot{Q}_7 + \dot{Q}_8 \quad (35)$$

$$\dot{M}_p \cdot C_p \cdot \dot{T}_p = \dot{Q}_2 + \dot{M}_6 \cdot (h_G - h_f) \quad (36)$$

- Equações de Massa:

$$\dot{M}_G = -\dot{M}_4 - \dot{M}_5 - \dot{M}_6 + \dot{M}_9 - \dot{M}_{10} \quad (37)$$

$$\dot{M}_L = \dot{M}_1 + \dot{M}_2 + \dot{M}_5 + \dot{M}_6 - \dot{M}_9 + \dot{M}_{10} \quad (38)$$

- Equações de Volume:

$$\dot{V}_{ativo} = \dot{V}_L + \dot{V}_G \quad (39)$$

$$\dot{V}_L = \dot{M}_L \cdot v \quad (40)$$

$$\dot{V}_G = \dot{V}_S - \dot{V}_L \quad (41)$$

A solução desse sistema de equações não-lineares, torna-se complicado num sistema real, devido a imposições de funcionamento do sistema pressurizador, tais como: as pressões de abertura e fechamento das válvulas de alívio e de segurança, bem como os pontos de pressão que ligam e desligam os aquecedores.

Com o objetivo de se facilitar o cálculo, lança-se mão de técnicas numéricas para resolver tal sistema, sem contudo, perder a precisão para o problema em estudo. O esquema de tal análise numérica, fica assim representado:

$$U_G(t+\Delta t) = U_G(t) + \Delta t \cdot \dot{U}_G(t) \quad (42)$$

$$U_L(t+\Delta t) = U_L(t) + \Delta t \cdot \dot{U}_L(t) \quad (43)$$

$$M_G(t+\Delta t) = M_G(t) + \Delta t \cdot \dot{M}_G(t) \quad (44)$$

$$M_L(t+\Delta t) = M_L(t) + \Delta t \cdot \dot{M}_L(t) \quad (45)$$

$$V_{ativo}(t+\Delta t) = V_{ativo}(t) + \Delta t \cdot \dot{V}_S(t + \frac{1}{2}\Delta t) \quad (46)$$

$$V_G(t+\Delta t) = V_G(t) + \Delta t \cdot \dot{V}_G(t) \quad (47)$$

$$V_L(t+\Delta t) = V_L(t) + \Delta t \cdot \dot{V}_L(t) \quad (48)$$

Nessas equações, as derivadas são calculadas

no tempo t e são admitidas permanecerem constantes até o instante posterior $t+\Delta t$.

As decisões lógicas são verificadas somente no início ou no fim de um dado intervalo de tempo. A pressão no volume de controle é determinada pela exigência de que as massas das fases do líquido M_L e do vapor M_G com suas respectivas energias internas U_L e U_G , devem preencher o volume ativo, V_{ativo} . Assim, a pressão é determinada implicitamente como segue:

- A entalpia, como propriedade termodinâmica, é definida, como sendo:

$$H = U + P.V \quad (49)$$

ou por unidade de massa:

$$h = u + P.v \quad \text{ou} \quad h(u, P, v) = u + P.v \quad (50)$$

onde:

$$u = \frac{U}{M} \quad (51) \quad \text{e} \quad v = \frac{V}{M} \quad (52)$$

Aplicando-se a equação (50), para o vapor superaquecido e para o líquido, temos:

$$h_G = h_G(u, P, v) = u_G + P.v_G = \frac{U_G}{M_G} + P \cdot \frac{V_G}{M_G} \quad (53)$$

$$h_L(u, P, v) = u_L + P \cdot v_L = \frac{U_L}{M_L} + P \cdot \frac{V_L}{M_L} \quad (54)$$

O volume específico é uma função conhecida em função da entalpia e da pressão. (Vide Apêndice B)

A soma dos produtos das massas de vapor e líquido pelos seus respectivos volumes específicos, deve ser igual ao volume ativo, ou seja:

$$M_G \cdot v_G(P, h_G(u, P, v)) + M_L \cdot v_L(P, u, v) = V_{ativo} \quad (55)$$

A solução praticamente consiste na verificação desta última equação (55). A técnica empregada para fins de computação, consiste no seguinte: na equação (55) a variável P é desconhecida, enquanto que a energia interna, massa e volume são conhecidos; inicialmente, se dá um valor a P e calcula-se a equação (55). Qualquer desigualdade, implicará em se dar um outro valor a P , até que a igualdade ocorra. Uma vez que os intervalos de tempo devem ser pequenos, a pressão no instante $t + \Delta t$ deve variar apenas ligeiramente em relação aquela do instante t . Conseqüentemente, o primeiro valor de P é a pressão no instante anterior e o incremento da pressão é pequeno, da ordem de 1 psi. No presente cálculo permite-se no máximo 200 iterações, além do qual o cálculo é abandonado; neste último caso, significa que o inter

valo de tempo ou é grande ou é pequeno, devendo o intervalo de tempo de entrada ser mudado convenientemente e o cálculo reiniciado até obter-se uma aproximação compatível dentro dos limites de cálculo por computação.

VI - DIAGRAMA DE BLOCOS

DIAGRAMA

DE

BLOCOS

DIAGRAMA

DE

BLOCOS

DIAGRAMA

DE

BLOCOS

DIAGRAMA

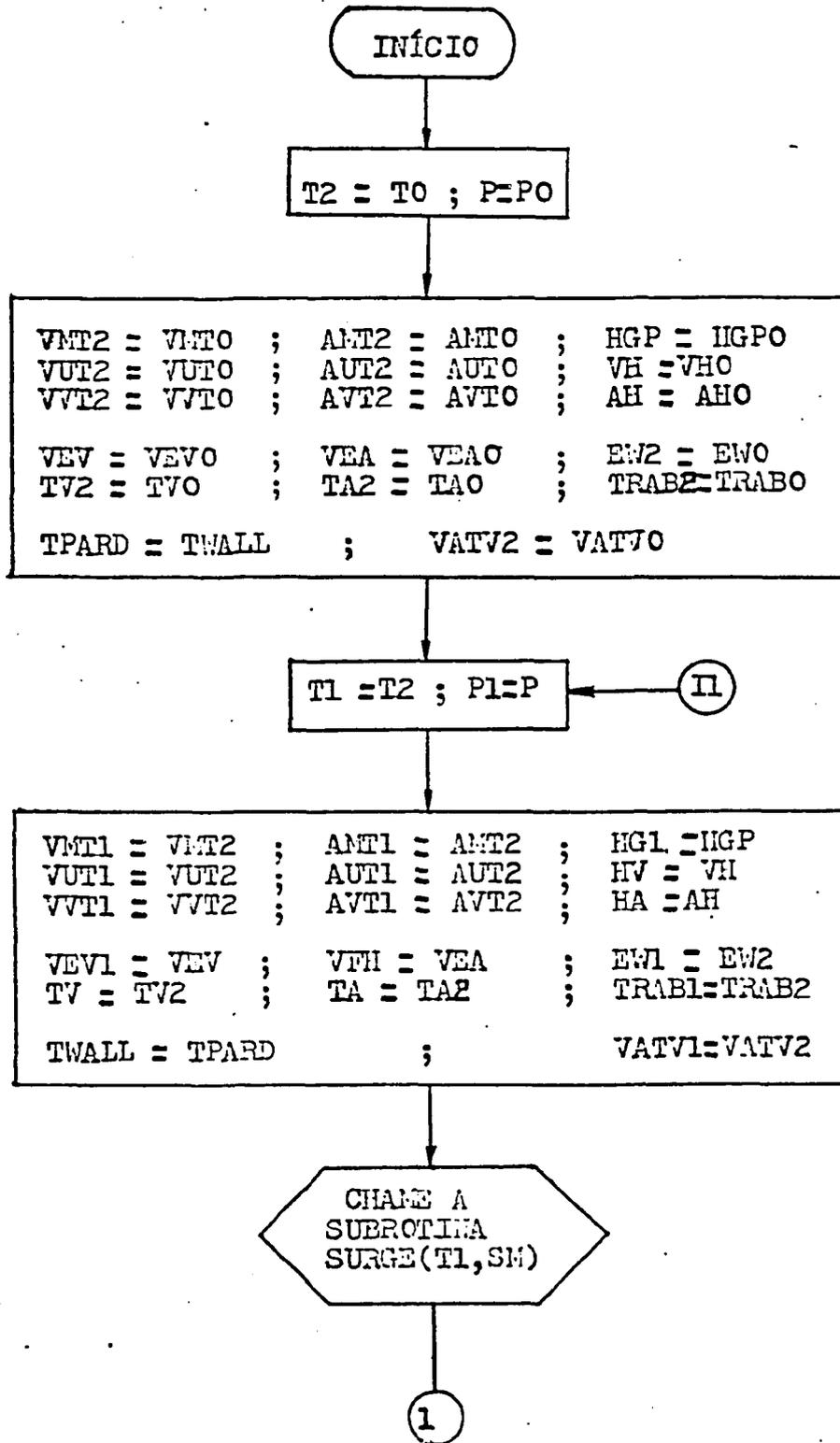
DE

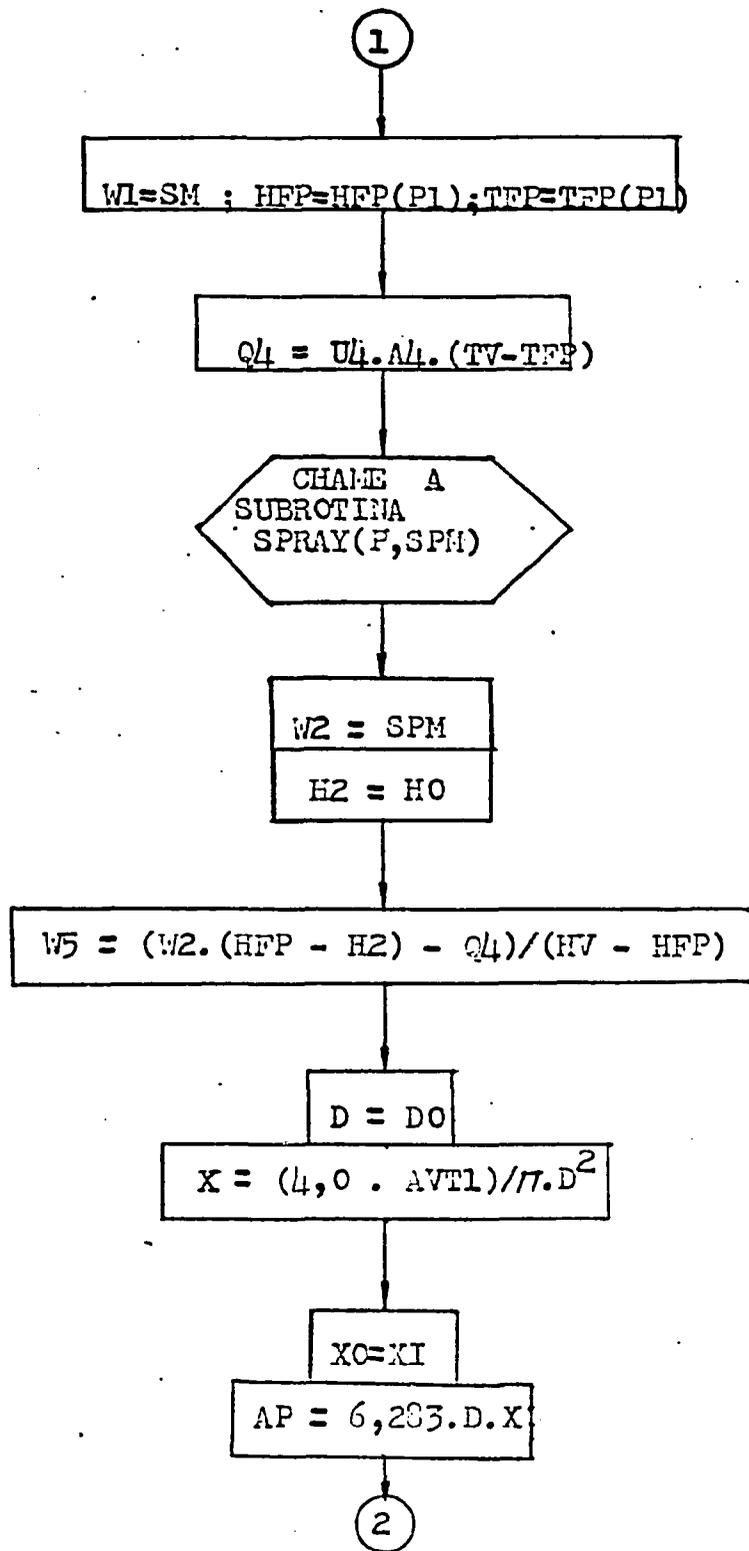
BLOCOS

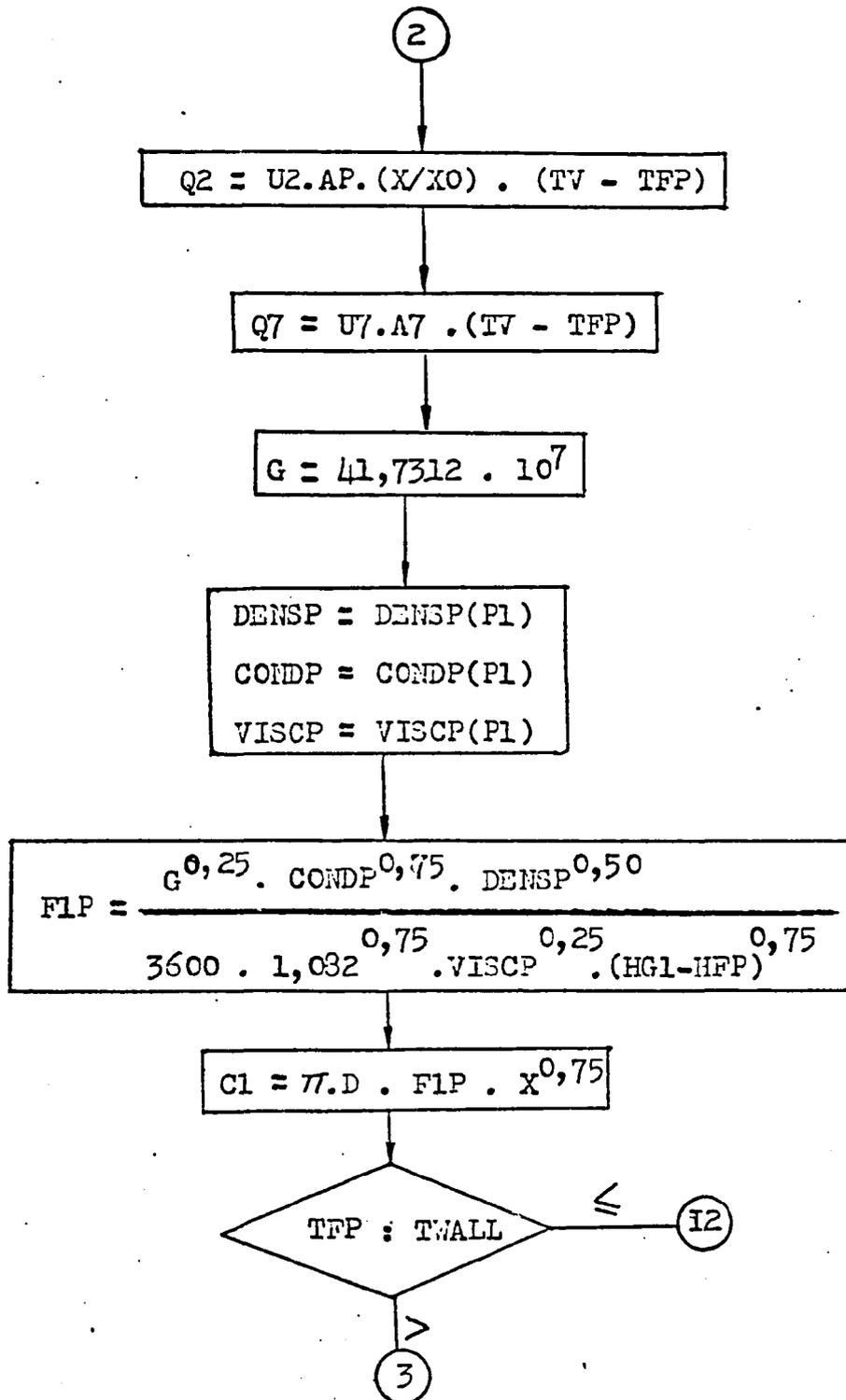
DIAGRAMA

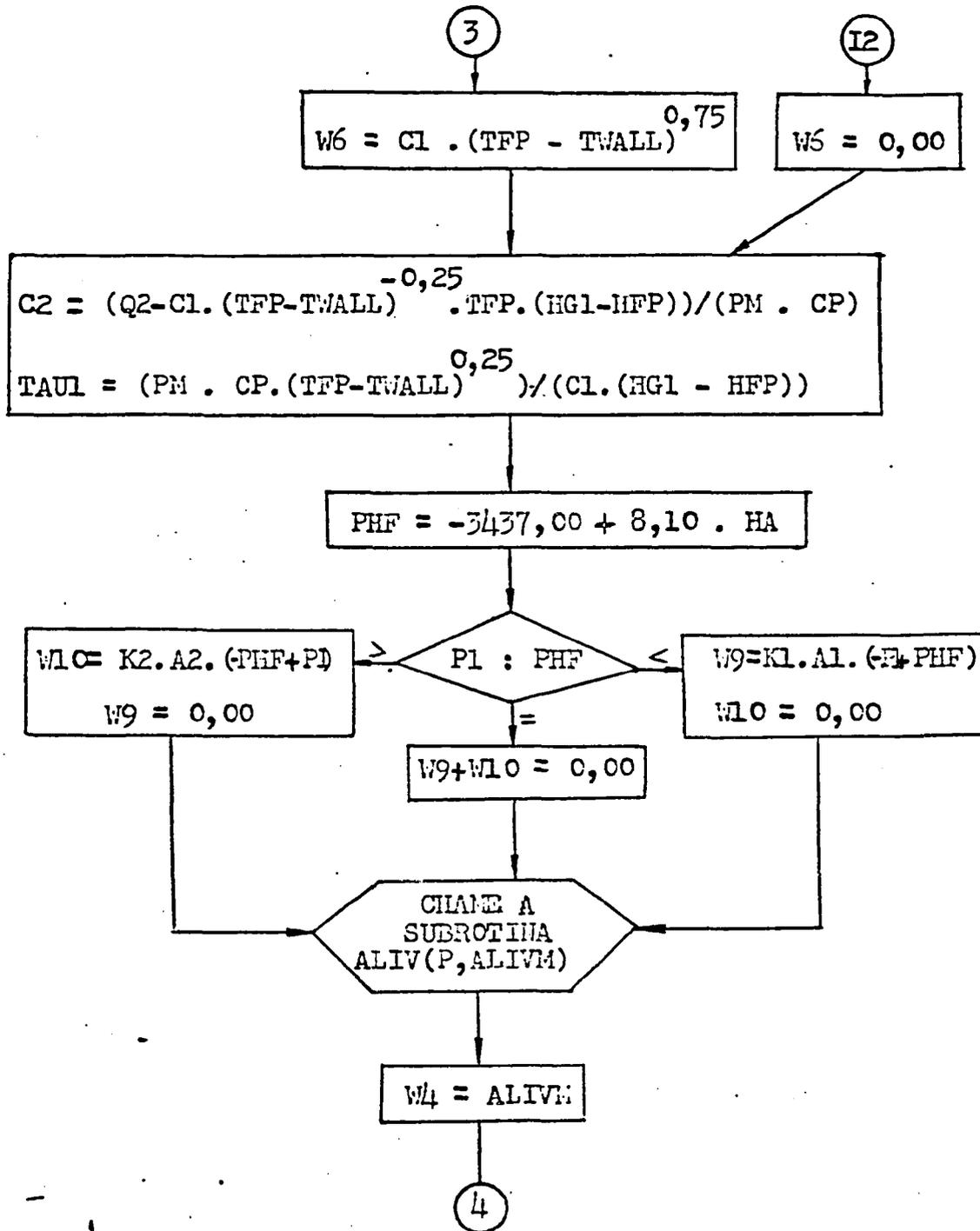
DE

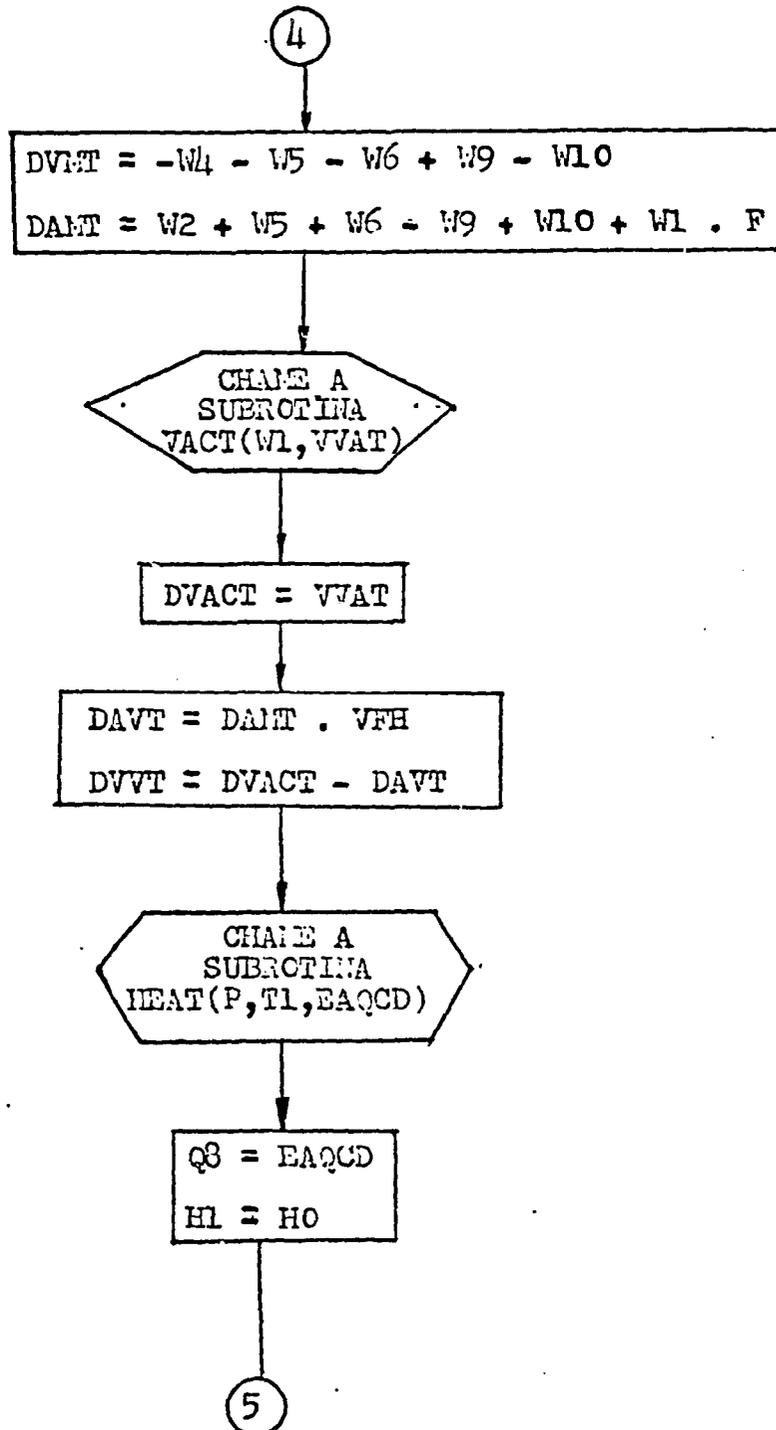
BLOCOS

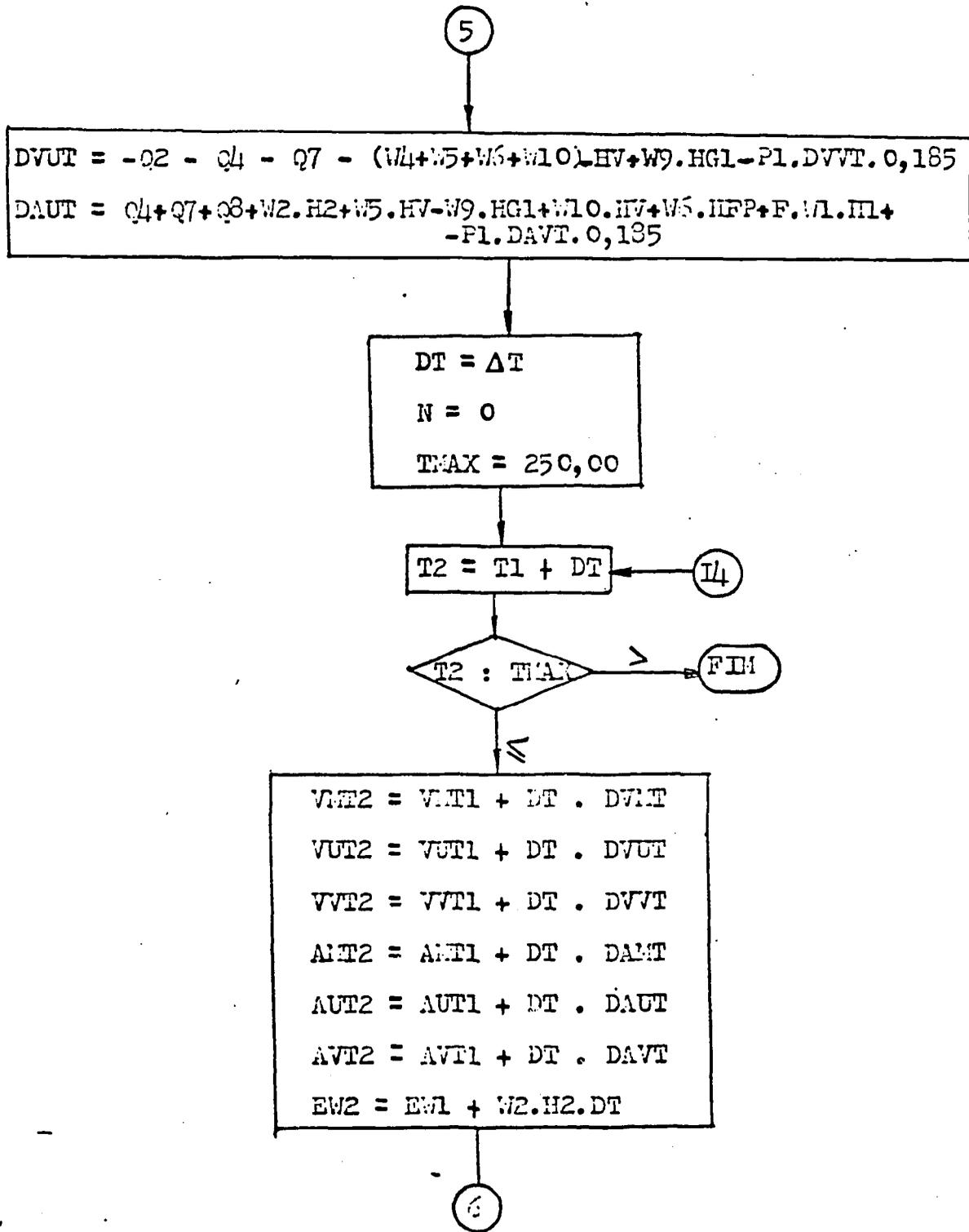


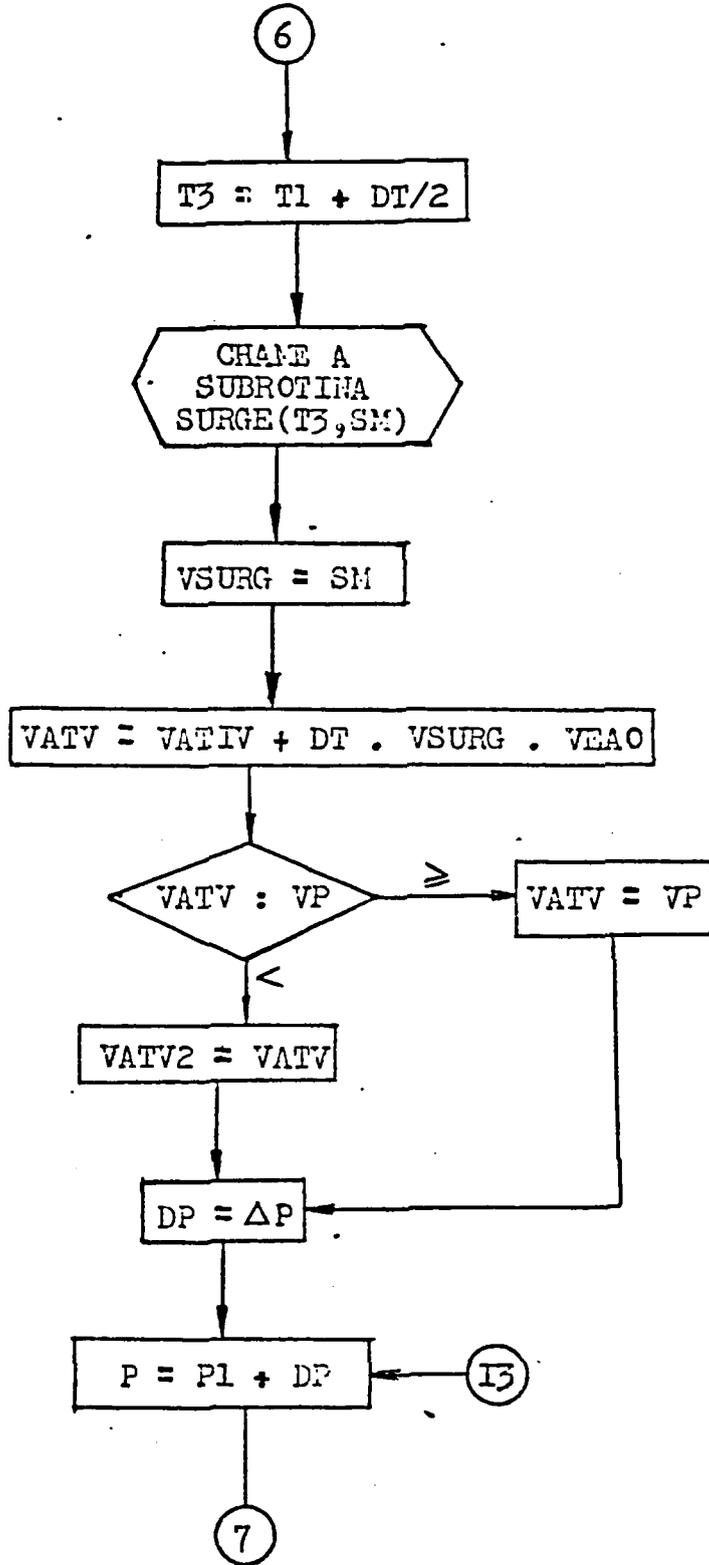


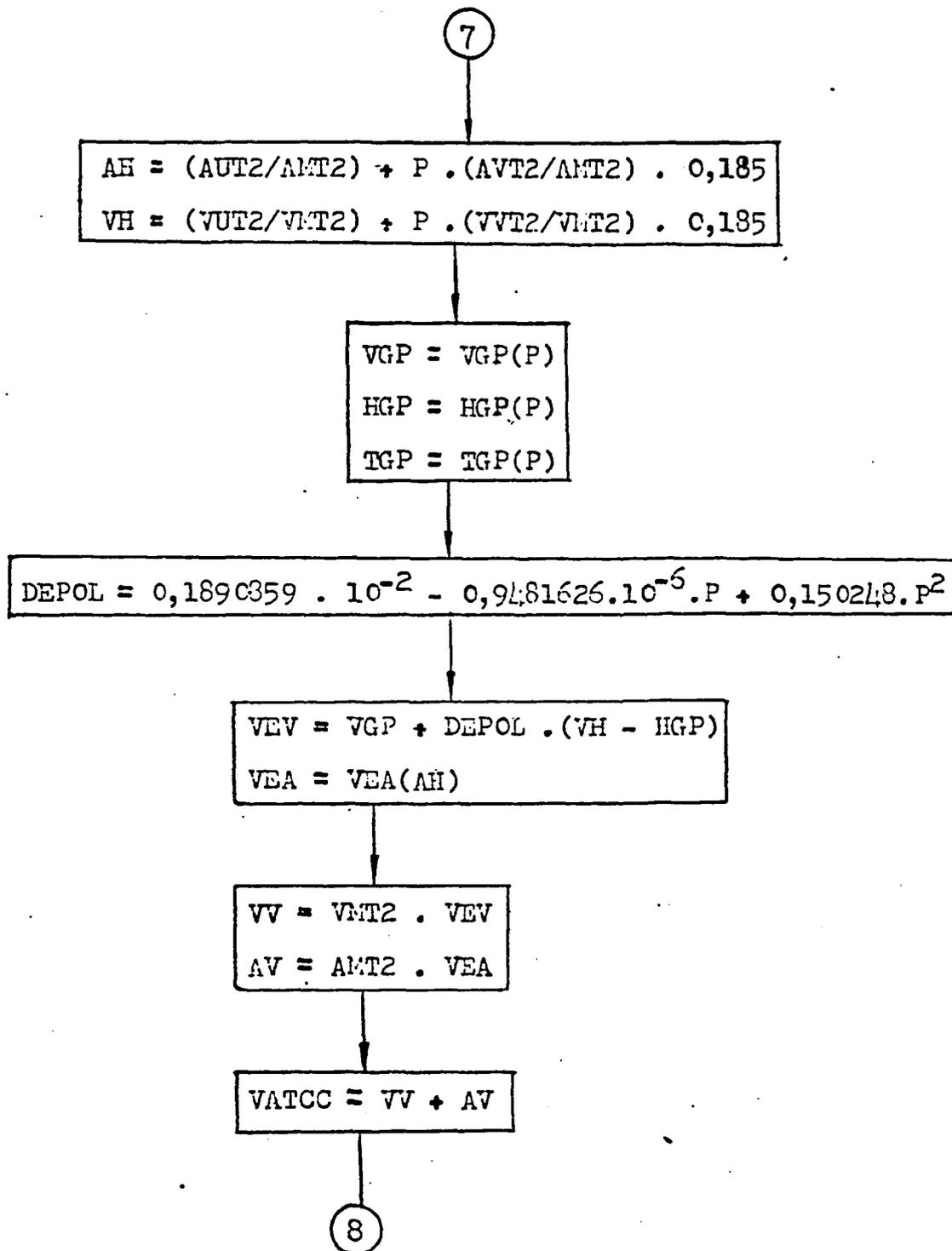


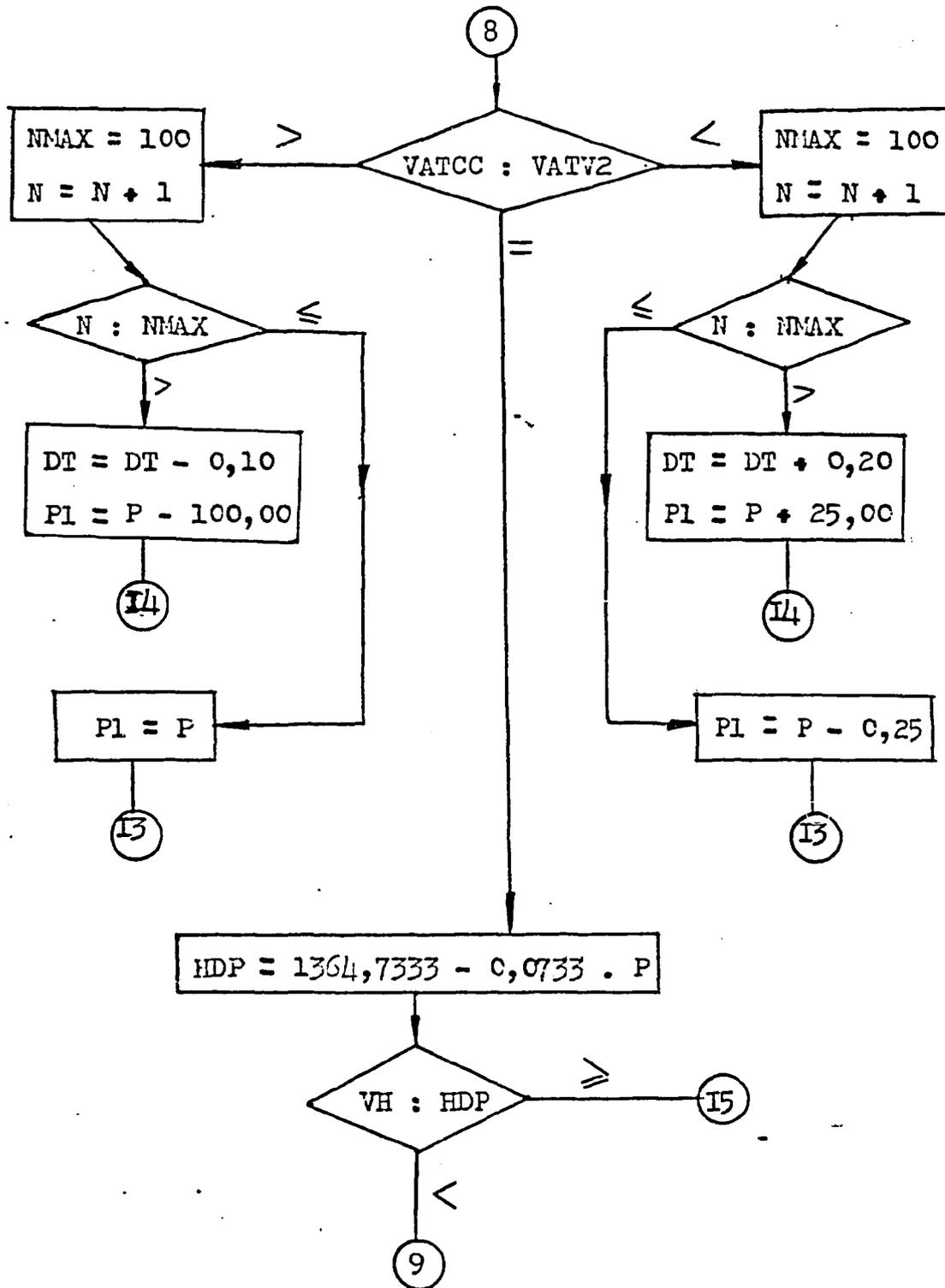


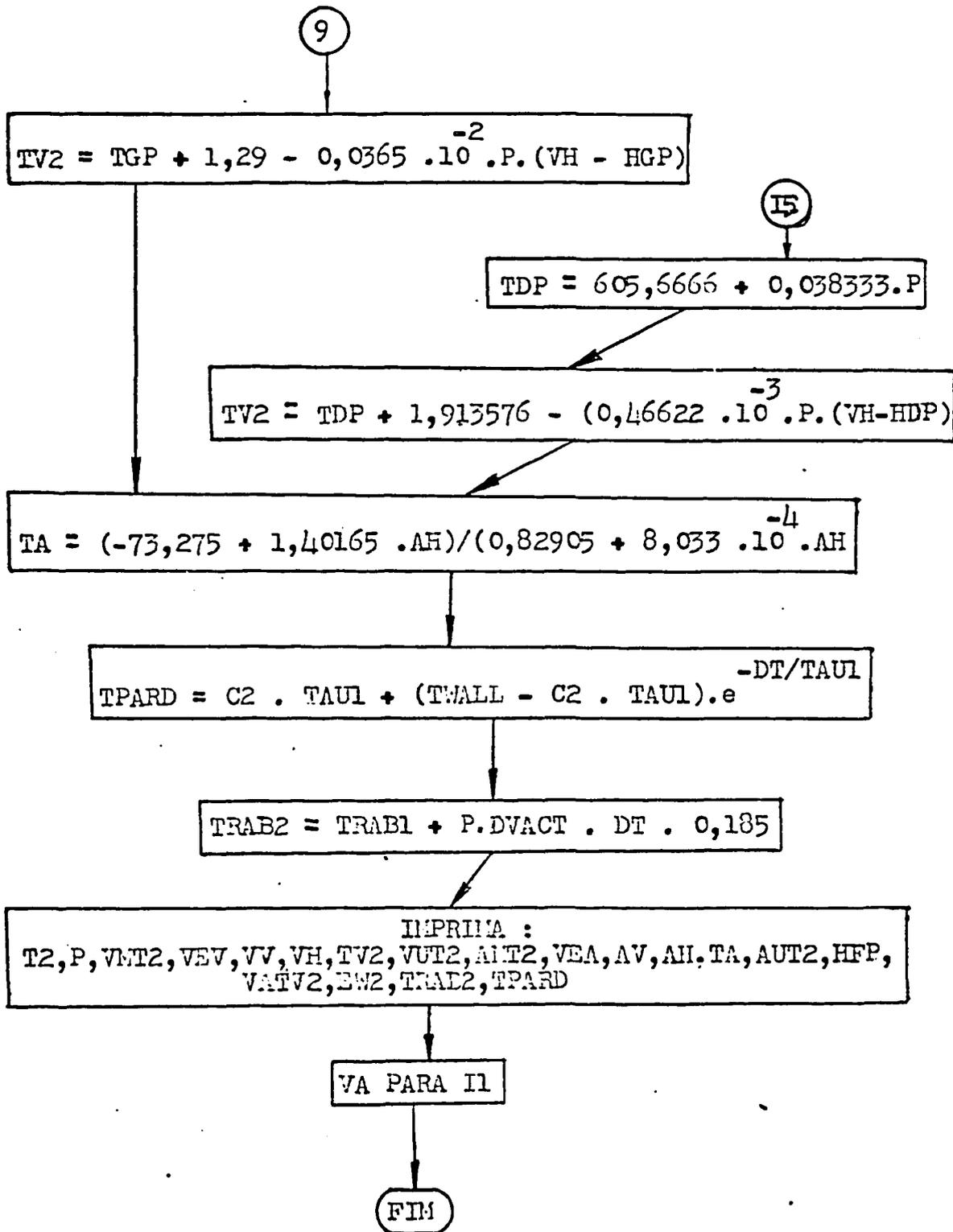












VII - PROGRAMA DE COMPUTAÇÃO

VII.1 - DADOS INICIAIS

- Dados geométricos:

- .Diâmetro do pressurizador7ft
- .Altura total do pressurizador52ft
- .Volume total do pressurizador1800 ft³
- .Proporção em volume de água60%
- .Proporção em volume de vapor40%

- Dados termodinâmicos:

- .Pressão inicial2000 Psi
- .Massa de vapor3.833,83 lb
- .Energia do vapor4,035 x 10⁶ Btu
- .Volume específico do vapor0,1878 ft³/lb
- .Entalpia do vapor1135,10 Btu/lb
- .Temperatura do vapor635,82 °F
- .Massa de água42.023,35 lb
- .Energia da água27,850 x 10⁶ Btu
- .Volume específico da água0,0257 ft³/lb
- .Entalpia da água671,70 Btu/lb
- .Temperatura da água635,82 °F
- .Temperatura da parede635,82 °F

- Válvula de pulverização:

.Pressão de abertura	2100 Psi
.Pressão de fechamento	2010 Psi
.Vazão em regime permanente	2 lb
.Vazão em regime transiente	10 lb
.Entalpia da água pulverizada	500 Btu/lb

- Válvula de alívio:

.Pressão de abertura	2350 Psi
.Pressão de fechamento	2250 Psi
.Vazão de vapor	30 lb/seg

- Aquecedor:

.Pressão de acionamento	1950 Psi
.Pressão de desligamento	1990 Psi
.Energia inicial do aquecedor	300 Btu/seg
.Energia máxima do aquecedor	1800 Btu/seg

- Coeficientes de transferência de calor:

.Coeficiente de transferência de calor por convecção na parede do pressurizador (U_2).....	0,0 Btu/seg.ft ² .°F
.Coeficiente de transferência de calor às gotas pulve- rizadas (U_4).....	0,0 Btu/seg.ft ² .°F
.Coeficiente de transferência na interface água-vapor (U_7)..	9,0 Btu/seg.ft ² .°F
.Coeficiente de evaporação (K_1).....	0,04 lb/Psi.sec.ft ²
.Coeficiente de condensação (K_2).....	0,0001 lb/Psi.sec.ft ²

VII.2 - LISTAGEM DO PROGRAMA DE COMPUTAÇÃO.

RESULTADOS NUMÉRICOS E

RESULTADOS GRÁFICOS.

GRÁFICOS

Os casos estudados foram os seguintes, por ordem de complexidade crescente:

- 1º) Entrada de água e saída de água em regime saturado.
- 2º) Entrada ou saída de água num sistema termicamente isolado.
- 3º) Entrada de água com pulverização(spray) e saída de água com aquecimento.
- 4º) Entrada de água com pulverização e válvula de alívio em funcionamento.
- 5º) Entrada ou saída de água qualquer com pulverização e aquecimento.

Vejamos cada caso separadamente:

1º caso:

Este é o programa mais simples que se pode conceber de um pressurizador. Neste caso o tanque pressurizador se apresenta perfeitamente isolado, no qual um pistão comprime ou descomprime a mistura líquido-vapor, segundo um

processo saturado. (Figura 8). Como o sistema é considerado estar sempre em estado de equilíbrio, conclui-se que para

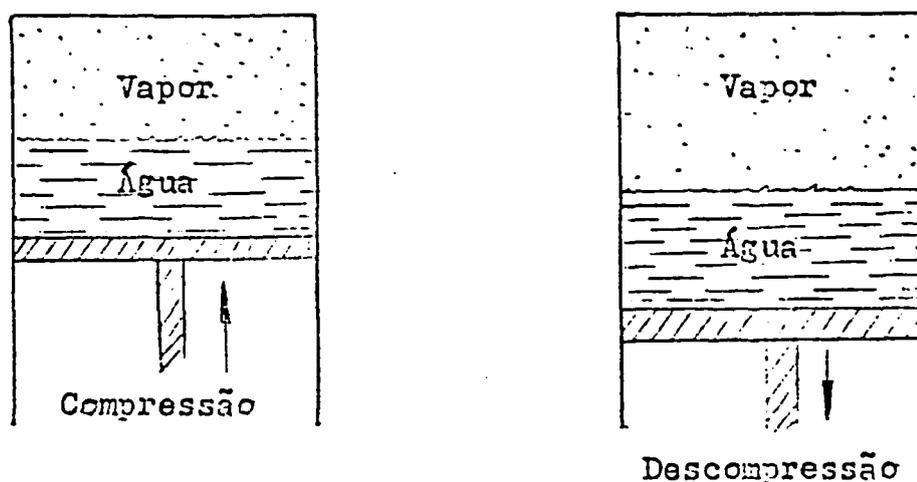


Fig. 8

cada variação de volume ativo, a determinação da variação de pressão é única (Ver os resultados gráficos R1 e R2). Este programa não descreve a cinética do pressurizador, mas fornece os dados de equilíbrio no qual um sistema isolado deve-se estabilizar, permitindo que se compare os valores assintóticos das pressões obtidas após um tempo suficientemente longo, do mesmo sistema quando estudado cineticamente.

2º caso:

Este programa representa o estudo cinético do caso anterior. As condições de estados permanentes atingidos (estabilização assintótica), devem coincidir com os resulta

dos obtidos com o programa precedente, para uma entrada ou saída total de uma dada vazão ΔV .

A função de entrada ou saída de água, foi a de um passo simples, positivo ou negativo, conforme seja uma entrada ou saída de água, respectivamente (Figuras 9.a).

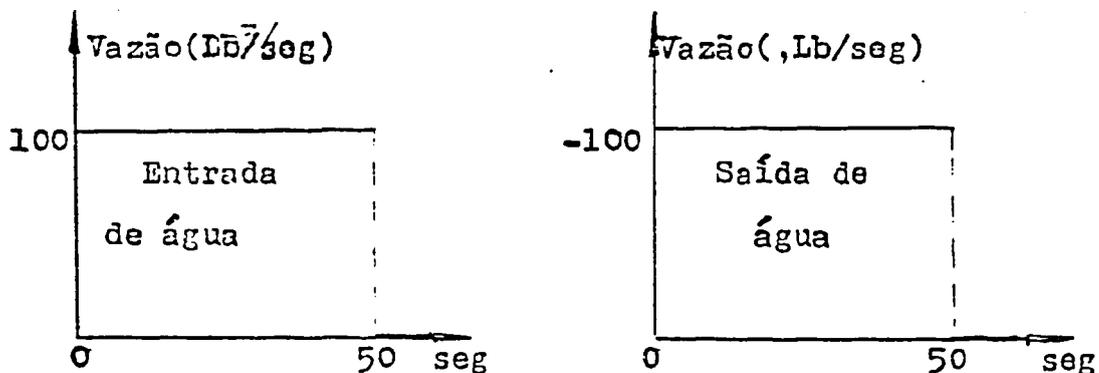


Fig. 9.a

Após um tempo relativamente longo, é possível obter o ponto de estabilização da pressão, cujo valor deve ser aproximadamente igual ao encontrado no programa precedente, utilizando o mesmo ΔV . (Veja os resultados gráficos R3 e R4). O longo tempo de estabilização, é devido aos fracos coeficientes de transferência de calor durante o transiente. Uma representação esquemática do que se disse é mostrado nas figuras 9.b e 9.c da página seguinte.

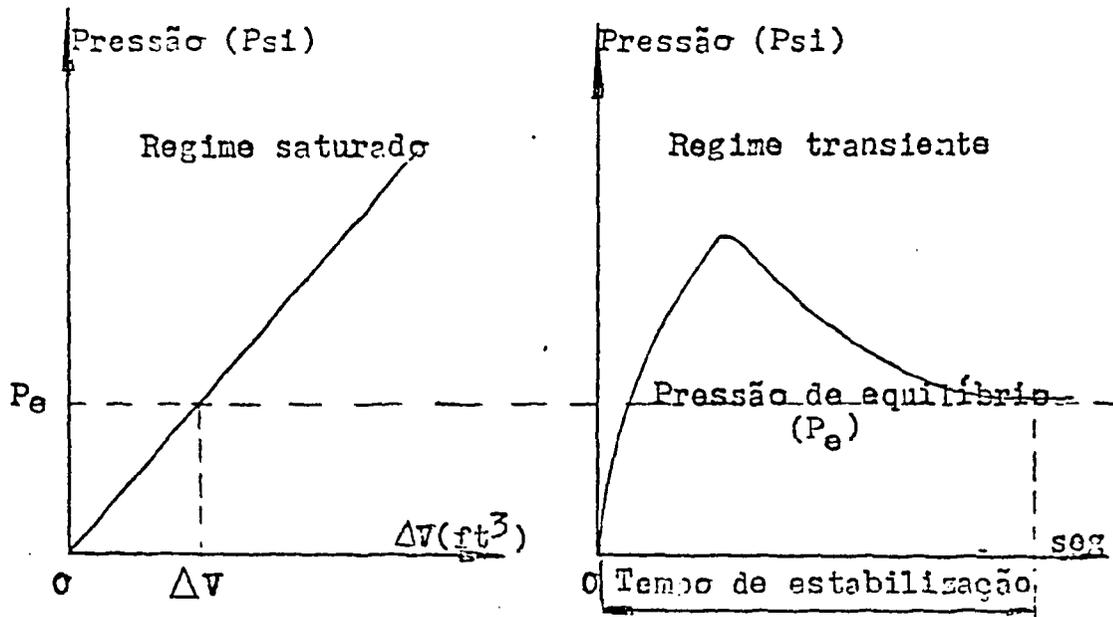


Fig. 9b - Entrada de água

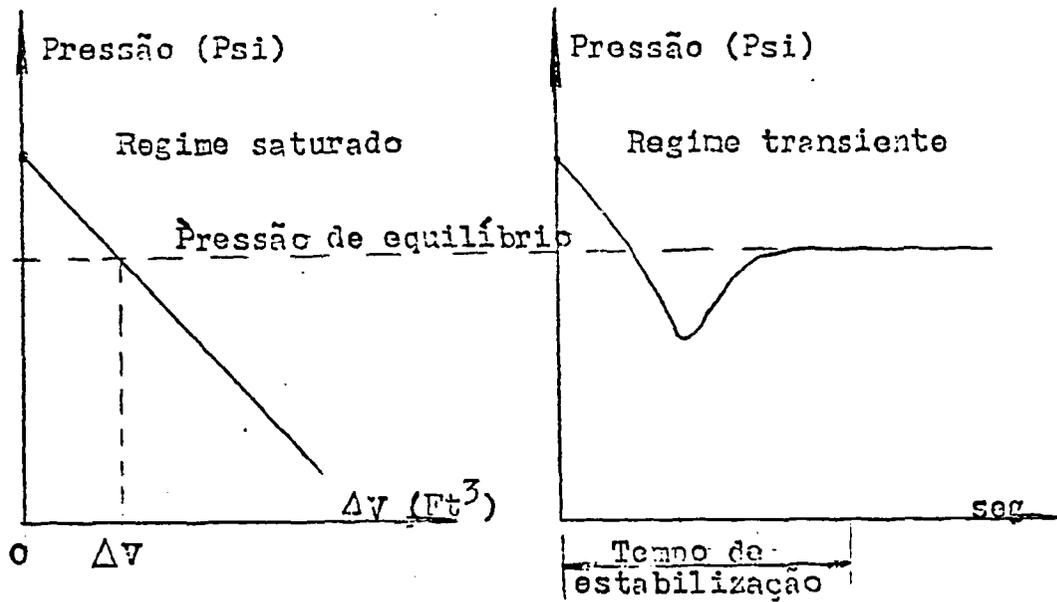
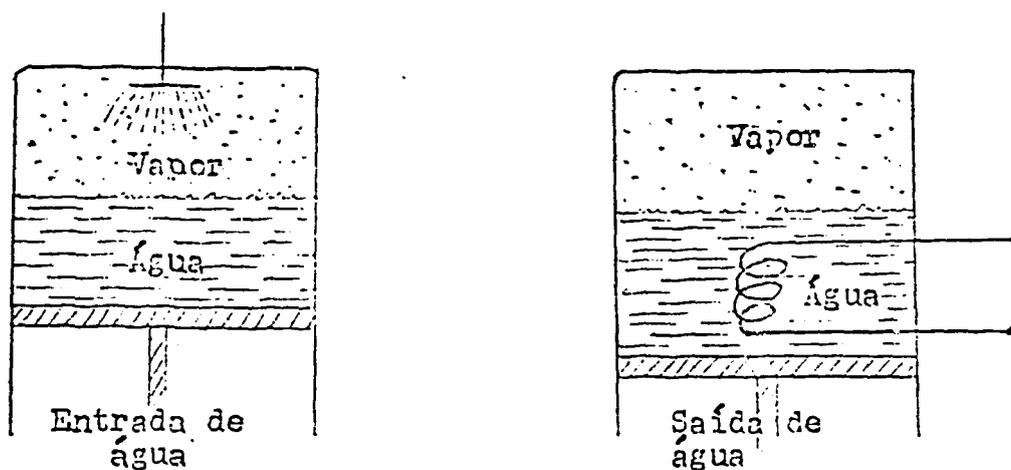


Fig. 9.c - Saída de água

3º caso:

Para ôste caso, as vazões são as mesmas do caso do caso anterior, porém na tentativa de se impedir a elevação de pressão em demasia, durante o transiente, fêz-se a condensação de vapores através da pulverização (no caso de entrada de água) ou com um aquecimento (no caso de saída de água) como mostra a Fig. 10. É de se esperar que a estabilização ocorrerá dentro dos limites de atuação do pulverizador ou do aquecedor (veja os resultados gráficos R5 e R6).

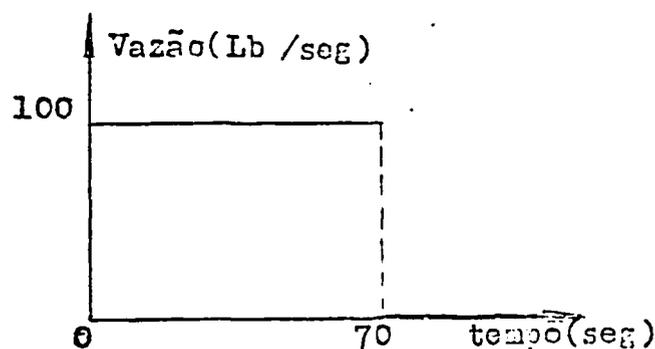
Fig. 10

Por outro lado, a pressão poderia ser mantida constante no tempo, se fôsse possível manter constante a entalpia específica do sistema a cada instante, durante o transiente, seja através de uma pulverização adequada (no caso de entrada de água) ou através de um aquecimento variável (no caso de saída de água) em função da vazão; isso é praticamente impossível.

4º caso:

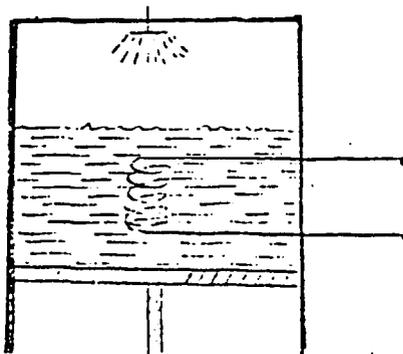
Este caso é idêntico ao caso anterior de entrada de água, somente que agora é considerada uma vazão de entrada de água maior, a fim de verificar o efeito da válvula de alívio.

A função de vazão é de um passo simples, como mostra a figura abaixo; veja o resultado gráfico R7.

5º caso:

Este é um programa geral em que durante o transiente ocorre uma vazão qualquer de água (Fig.11), segundo uma função qualquer. A finalidade deste programa, é mostrar o comportamento da pressão dentro do vaso pressurizador, num caso geral. (Veja o resultado gráfico R8). Abaixo

encontra-se



representado o
pressurizador.

Para o gráfico R8, foram considerados vários passos de vazão de água, representando um caso qualquer do regime -- transiente; esquematicamente;

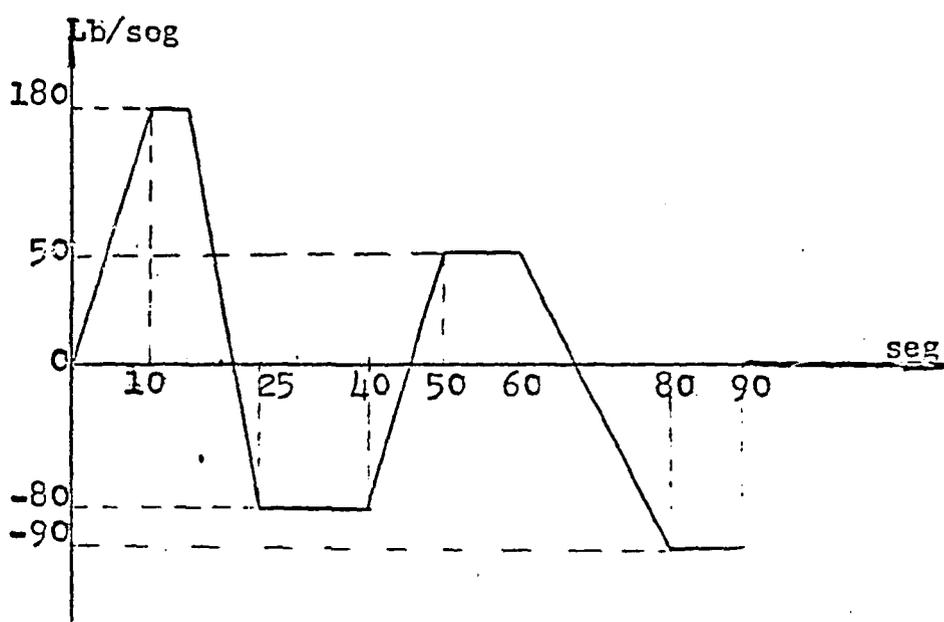


Fig. 11

Pressão de abertura do pulverizador: 2100 Psi

com vazão correspondente de 10 Lb/seg.

Pressão de fechamento do pulverizador: 2010 Psi

com vazão de 2 lb/seg.

RESULTADOS NUMÉRICOS PARA

α

GRÁFICO R8

```
// FOR
#1003-2501 READER,1403 PRINTER-
#ONE WORD INTEGERS
#LIST SOURCE PROGRAM
```

```
C
C                               NOMENCLATURA
C
C
C   A=CHAVE DE CONTROLE DA MASSA DE AGUA QUE ENTRA OU SAI
C   A1=A2 A7 AREA DA INTERFACE AGUA - VAPOR.
C   A4=AREA DAS GOTAS PULVERIZADAS
C   AGUA = W1 = MASSA DO DE AGUA QUE ENTRA OU SAI.
C   AH=HA=ENTALPIA DA AGUA
C   AK1=COEFICIENTE DE EVAPORACAO
C   AK2 = COEFICIENTE DE CONDENSACAO
C   ALIVH=MASSA DE VAPOR QUE ESCOA PELA VALVULA DE ALIVIO
C   AMT=MASSA DE AGUA NO INSTANTE T
C   AP=AREA DA PAREDE NA REGIAO DO VAPOR
C   AV=VOLUME DE AGUA
C   AVT=VOLUME DE AGUA NO INSTANTE T
C   AUT=ENERGIA DA AGUA NO INSTANTE T
C   B=CHAVE DE CONTROLE DA MASSA PULVERIZADA
C   C=CHAVE DE CONTRULE DOS AQUECEDORES
C   CONDP=CONDUTIVIDADE DA AGUA SATURADA
C   CP=CALOR ESPECIFICO DA PAREDE
C   D = DIAMETRO DO PRESSURIZADOR
C   DAMT = VARIACAO DA MASSA DE AGUA COM O TEMPO
C   DAUT=VARIACAO DE ENERGIA DA AGUA EM FUNCAO DO TEMPO
C   DAVT=VARIACAO DO VOLUME DE AGUA
C   DENSP=DENSIDADE DA AGUA SATURADA
C   DEPOL=FUNCAO AUXILIAR PARA O CALCULO DO VOLUME ESPECIFICO DO VAPOR
C   SUPERAQUECIDO.
C   DFVAT=DIFERENCA DOS VOLUMES ATIVOS.
C   DT = INTERVALO DE TEMPO
C   DVACT=VVAT VARIACAO DO VOLUME ATIVO
C   DVMT=VARIACAO DA MASSA DE VAPOR COM O TEMPO
C   DVVT=VARIACAO DO VOLUME DE VAPOR
C   DVUT=VARIACAO DE ENERGIA DE VAPOR COM O TEMPO
C   E=CHAVE DE CONTRULE DAS VALVULAS DE ALIVIO.
C   EAQCD = ENERGIA FORNECIDA PELOS AQUECEDORES.
C   EW1=ENERGIA DA AGUA QUE ENTRA OU SAI.
C   F=FACTOR QUE LEVA EM CONTA A ESTRATIFICACAO DA AGUA QUE ENTRA.
C   G=ACELERACAO DA GRAVIDADE
C   H1=ENTALPIA DA AGUA QUE ENTRA OU SAI.
C   H2=ENTALPIA DA AGUA PULVERIZADA
C   HOP=FUNCAO AUXILIAR DE ENTALPIA PARA O CALCULO DA TEMPERATURA DO
C   VAPOR SUPERAQUECIDO.
C   HFP=ENTALPIA DA AGUA SATURADA
C   HGP=ENTALPIA DO VAPOR SATURADO EM FUNCAO DA PRESSAO.
C   N=NUMERO DE ITERACOES
C   NMAX=NUMERO MAXIMO DE ITERACOES PERMITIDAS
C   P=P1=PRESSAO
C   PHF=PRESSAO DE SATURACAO DA AGUA
C   PM=MASSA DA PAREDE CORRESPONDENTE A REGIAO DE VAPOR.
C   POFF=PRESSAO DE FECHAMENTO DAS VALVULAS
C   PON=PRESSAO DE ABERTURA DAS VALVULAS
C   Q2=ENERGIA TRANSMITIDA PARA A PAREDE
C   Q4=ENERGIA RETIRADA DO VAPOR PELAS GOTAS PULVERIZADAS
C   Q7=CALOR TRANSFERIDO PARA A INTERFACE
C   Q8=EAQCD ENERGIA FORNECIDA PELOS AQUECEDORES
C   S=MASSA DE AGUA NA LINHA DO VASO PRESSURIZADOR
C   SPM=MASSA DE AGUA PULVERIZADA
C   T1,T2,T3 = TEMPO
C   TA=TEMPERATURA DA AGUA
```

C TOP=FUNCAO AUXILIAR PARA O CALCULO DA TEMPERATURA DO VAPOR
C SUPERAQUECIDO.
C TFP=TEMPERATURA DA AGUA SATURADA
C TGP=TEMPERATURA DO VAPOR SATURADO EM FUNCAO DA PRESSAO.
C TMAX=T EMPO MAXIMO PARA A ESTABILIZACAO DO TRANSIENTE
C TOTM=MASSA TOTAL DE AGUA VAPOR
C TOTM=MASSA TOTAL DE AGUA VAPOR
C TPAHD=TWALL TEMPERATURA DA PARLDE
C TRAB1=TRAB2 TRAHALHO REALIZADO PELA AGUA.
C TV=TV2=TEMPERATURA DO VAPOR SUPERAQUECIDO.
C U2=COEFICIENTE DE TRANSFERENCIA DE CALOR PARA A PAREDE
C U4=COEFICIENTE DE TROCA DE CALOR ENTRE O VAPOR E AS GOTAS
C PULVERIZADAS.
C U7=COEFICIENTE DE TROCA DE CALOR ENTRE A INTERFACE AGUA-VAPOR
C UTD1= ENERGIA TOTAL DA AGUA VAPOR
C UTD1= ENLRIA TOTAL DA AGUA VAPOR
C V1=VOLUME ESPECIFICO DA AGUA
C VATCC=VOLUME ATIVO CALCULADO ATRAVES DO VOLUME ESPECIFICO.
C VATV2=VOLUME ATIVO NO INSTANTE T2
C VATV=VOLUME ATIVO NO INSTANTE T
C VEA=VOLUME ESPECIFICO DA AGUA
C VEAA=VOLUME ESPECIFICO DA AGUA NO INSTANTE T2
C VEVA=VOLUME ESPECIFICO DO VAPOR NO INSTANTE T2
C VEV=VOLUME ESPECIFICO DO VAPOR SUPERAQUECIDO.
C VISCP=VISCOSIDADE DA AGUA SATURADA
C VGP=VOLUME ESPECIFICO DO VAPOR SATURADO EM FUNCAO DA PRESSAO.
C VH=HV=ENTALPIA DO VAPOR
C VHT=MASSA DE A VAPOR NO INSTANTE T
C VSURG=MASSA DE SURGE INTRODUIZIDA NO PRESSURIZADOR NO INSTANTE T3
C VTOT=VOLUME TOTAL
C VUT=ENERGIA NO INSTANTE T
C VVT= VOLUME DE VAPOR NO INSTANTE T
C VV=VOLUME DE VAPOR
C X=ALT URA DA REGIAO CORRESPONDENTE AO VAPOR
C XAGUA = ALTURA DA REGIAO LIQUIDA
C X0=ALTURA INICIAL DO VASO PRESSURIZADOR
C Y=DFVAT
C Z=VALOR ABSOLUTO DE DFVAT
C W1=SM MASSA DA AGUA QUE ENTRA OU SAI.
C W2=SPM MASSA DE AGUA PULVERIZADA
C W4=ALIVM MASSA QUE SE ESCOA PELA VALVULA DE ALIVIO
C W5=MASSA DE VAPOR QU E SE CONDENSA NAS GOTAS DO SPRAY
C W6=MASSA DE VAPOR QUE SE CONDENSA NA PAREDE DO VASO PRESSURIZADOR
C W9=MASSA EVAPORADA
C W10=MASSA CONDENSADA
C
C OBSERVACAO - AS VARIAVEIS ACIMA QUE NA LISTAGEM DO PROGRAMA
C APARECEM ACRESCIDOS DOS NUMEROS 1 OU 2, SUBEN-
C TENDEN-SE QUE OS MESMOS REPRESENTAM VALDRES NO
C INSTANTE T1 OU T2, RESPECTIVAMENTE.
C
C CALL EXIT
C END
C // XEQ

```

// FOR
*ONE WORD INTEGERS
*LIST SOURCE PROGRAM
C
C      DEFINICAO DA SUBROTINA QUE CALCULA A MASSA    DO SURGE
SUBROUTINE SURGE(T1,SM)
  IF(T1-10)2,2,3
  2  SM=16.0*T1
    GO TO 20
  3  IF(T1-15)4,4,5
  4  SM=110.00
    GO TO 20
  5  IF(T1-25)6,6,7
  6  SM=570.00-26.00*T1
    GO TO 20
  7  IF(T1-40)8,8,9
  8  SM=-80.00
    GO TO 20
  9  IF(T1-50)10,10,11
 10  SM=-600.00+13.0*T1
    GO TO 20
 11  IF(T1-60)12,12,13
 12  SM=50.00
    GO TO 20
 13  IF(T1-80)14,14,15
 14  SM=470.00-7.0*T1
    GO TO 20
 15  IF(T1-90)16,16,18
 16  SM=-90.00
    GO TO 20
 18  SM=0.00
 20  RETURN
    END
// DUP
*STORE      WS UA SURGE
// FOR
*ONE WORD INTEGERS
*LIST SOURCE PROGRAM
C
C      DEFINICAO DA SUBROTINA QUE CALCULA A MASSA DO SPRAY
C
SUBROUTINE SPRAY(P,SPM)
COMMON A,B,C,E
PGFF=2010.00
PON=2100.00
IF(P-PON)10,11,11
10  IF(B-1.0)12,13,13
11  SPM=10.00
    B=1.0
    GO TO 17
12  SPM=2.0
    B=0.0
    GO TO 17
13  IF(P-PUFF)14,14,15
14  SPM=2.0
    B=0.0
    GO TO 17
15  SPM=10.00
    B=1.0

```

58-C

```

C
  17 RETURN
  END
// DUP
*STORE WS UA SPRAY
// FOR
*ONE WORD INTEGERS
*LIST SOURCE PROGRAM
C  DEFINICAO DA SUBROTINA QUE CALCULA A MASSA PELA VILVULA DE ALIVIO
  SUBROUTINE ALIV(P,ALIVM)
  COMMON A,B,C,E
  PUN=2350.00
  POFF=2250.00
  IF(P-PUN)10,11,11
  10 IF(E-1)12,13,13
  11 ALIVM=30.00
  E=1.0
  GO TO 17
  12 ALIVM=0.0
  E=0.0
  GO TO 17
  13 IF(P-POFF)14,14,15
  14 ALIVM=0.00
  E=0.0
  GO TO 17
  15 ALIVM=30.00
  E=1.0
  17 RETURN
  END
// DUP
*STORE WS UA ALIV
// FOR
*ONE WORD INTEGERS
*LIST SOURCE PROGRAM
C  DEFINICAO DA SUBROTINA QUE CALCULA A QUANTIDADE DE CALOR DADA PELOS
  AQUECEDORES.
  SUBROUTINE HEAT(P,EAQCD)
  COMMON T,TA,DT
  COMMON A,B,C,E
  PUFF=1990.0
  PON=1950.0
  OMAX=1800.00
  OD=300.00
  TAU=50.00
  IF(P-PUN)10,11,11
  10 T=T+DT
  EAQCD=Q0+(UMAX-Q0)*(1-2.718**(-T/TAU))
  C=1.0
  GO TO 15
  11 IF(C)12,13,14
  12 TA=TA+DT
  EAQCD=Q0+2.718**(-TA/TAU)
  C=-1.0
  GO TO 15
  13 EAQCD=Q0
  C=0.0
  GO TO 15
  14 IF(P-PUFF)16,16,17
  16 T=T+DT
  EAQCD=Q0+(OMAX-Q0)*(1-2.718**(-T/TAU))
  C=1.0
  OD=EAQCD
  GO TO 15
  17 TA=TA+DT

```

58-D

```

      EAQCD=00*2.718**(-T4/TAU)
      C=-1.0
15  RETURN
      END
// DUP
*STORE      WS UA HEAT
// FOR
*ONE WORD INTEGERS
*LIST SOURCE PROGRAM
      SUBROUTINE VACT(AGUA,VVAT)
      COMMON A,B,C,E
      V1=0.0257
      IF(AGUA)14,15,16
14  VVAT=AGUA*V1
      A=-1.0
      GO TO 20
15  VVAT=0.00
      A=0.0
      GO TO 20
16  VVAT=-AGUA*V1
      A=1.0
20  RETURN
      END
// DUP
*STORE      WS UA VACT
// FOR
*IOCS(2501 READER, 1403 PRINTER,PLOTTER)
*ONE WORD INTEGERS
*LIST SOURCE PROGRAM
C      *****
C
C      PROGRAMA PARA PESQUISA DE TESE DE MESTRADO
C      ESTUDO TRANSIENTE DO PRESSURIZADOR DO REATOR PWR
C      PATROCINADO PELA COMISSAO NACIONAL DE ENERGIA NUCLEAR-RIO- GB
C      FINALIDADE-  SEGURANCA DA CENTRAL NUCLEAR
C
C      *****
C      COMMON A,B,C,E
C      COMMON T,T4,DT
C
C              T2=0.00
C              P=2000.00
C
C      CALL START
C      A=0.0
C      B=0.0
C      C=0.0
C      E=0.0
C      F=0.0
C      T=0.0
C      T4=0.0
C      CT=0.0
C
C      *****
C
C      VMT2=3.83383E3
C      VUT2=4.085E6
C      VVT2=720.00
C      VEV=0.1878
C      VH=1135.10
C      TV2=635.82
C      AUT2=2.705E7
C      AMT2=4.207335E4
C      AVT2=1080.00
C      VEA=0.0257
C      AH=671.70
C      TA2=0.45.82

```

```

C VATV2=1800.00
C TPARD=635.82
C TRAB1=0.00
C EW1=0.00
C HGP=1135.10
C .....
C .....
C T= TEMPO
C CALL SCALF(0.05,0.03,0.,2000.)
C CALL FGRID(0.0.,2000.,10.,28)
C CALL FGRID(1.0.,2000.,12.,20)
C T1=T2
C P= PRESSAO
C .....
C P1=P
C .....
C VMT1=VMT2
C VUT1=VUT2
C VVT1=VVT2
C AMT1=AMT2
C AUT1=AUT2
C AVT1=AVT2
C TWALL=TPARD
C VOLUME ATIVO DO PRESSURIZADOR
C VATIV=VATV2
C HV=VH
C HA=AH
C TV=TV2
C TA=TA2
C VFH=VEA
C HG1=HGP
C TRAB2=TRAB1
C EW2=EW1
C .....
C DETERMINACAO DOS TERMOS VARIAVEIS COM O TEMPO.
C .....
C CALL SURGE(T1,SM)
C W1=SM= MASSA DO SURGE
C W1=SM
C CALL SPRAY(P,SPM)
C SPM=W2= MASSA DO SPRAY
C W2=SPM
C CALL ALIV(P,ALIVM)
C ALIVM=W4= MASSA PELA VALVULA DE ALIVIO
C W4=ALIVM
C HFP=(3437.00+P1)/8.10
C TEMPERATURA DE SATURACAO DO LIQUIDO A PRESSAO DO PRESSURIZADOR=TFP

```

58-F

```

TFP (528.434630+(1687.5866E-4)*P1)/((1172.4692E-3)+
1(967.1732E-7)*P1)+(23.00-0.0105*P1)
U4=0.00
A4=1.E-6
C QUANTIDADE DE ENERGIA CALORIFICA RETIRADO PELO SPRAY-Q4=U4*A4*(TV-TFP)
Q4=U4*A4*(TV-TFP)
C H2= ENTALPIA DO SPRAY
H2=500.00
C W5= MASSA DE VAPOR QUE SE CONDENSA NAS GOTAS DO SPRAY
W5 (W2*(HFP-H2)-Q4)/(HV-HFP)
C D=DIAMETRO DO VASO PRESSURIZADOR
D=7.00
C DETERMINACAO DA ALTURA X CADRRESPONDENTE A REGIAO DE VAPOR.
X=(4.0+VVT1)/(3.1415*D**2)
XAGUA=(4.0*AVT1)/(3.1415*D**2)
C DENSIDADE, CONDUTIVIDADE E VISCOSIDADE DA AGUA SATURADA.
DENSF=54.63330-(7.0089E-3)*P1
CONDP=0.406334-(73.0556E-6)*P1
VISCOP=0.2745-(41.3889E-6)*P1
C ACELERAÇÃO DA GRAVIDADE =G
G=4.7312E7
C CARACTERISTICAS DO PRESSURIZADOR - ALTURA TOTAL=X0 E DIAMETRO=D
X0=52.00
U2=0.00
C AP= AREA DA PAREDE NA REGIAO DO VAPOR
AP=6.2830*D*X0
C Q2= ENERGIA TRANSMITIDA A PAREDE
Q2=U2*AP*(X/X0)*(TV-TFP)
U7=9.0000
A7=0.7854*(D**2)
C Q7= CALOR TRANSFERIDO PARA A INTERFACE
Q7=U7*A7*(TV-TFP)
F1P=((G**0.25)*(CONDP**0.75)*(DENSF**0.5)/
3(3600*(1.082**0.75)*(VISCOP**0.25)*(HG1-HFP)**0.75))
C1=3.1415*D*F1P*(X**0.75)
C W5= MASSA DE VAPOR QUE SE CONDENSA NA PAREDE DO PRESSURIZADOR
IF(TFP-TWALL)18,18,19
18 W6=0.0
GO TO 20
19 W6=C1*(TFP-TWALL)**0.75
C CP= CALOR ESPECIFICO DA PAREDE
20 CP=0.10
C PM= MASSA DA PAREDE NA REGIAO DE VAPOR
PM=(0.3890E4)*X
C *****
TAU1=(PM*CP)*((TFP-TWALL)**(0.25))/(C1*(HG1-HFP))
C2=(Q7+C1*TFP*((TFP-TWALL)**(-0.25))*(HG1-HFP))/(PM*CP)
C2TAU=C2*TAU1
C DETERMINACAO DA MASSA EVAPORADA(W9) OU CONDENSADA(W10) NA INTERFACE.
C FUNCAO PRESSAO DE SATURACAO QUE PERMITE O CALCULO DE EVAPORACAO
C OU DA CONDENSACAO.
PHF=-3437.00+8.10*HA
IF(P1-PHF)25,26,26
25 AK1=0.04
A1=(3.1415*(D**2))/4.0
W9=AK1*A1*(PHF-P1)
C W10= MASSA CONDENSADA
W10=0.00
GO TO 27
C W9=MASSA EVAPORADA
26 W9=0.00
AK2=0.0001
C A2= AREA DA INTERFACE AGUA-VAPOR
A2=(3.1415*(D**2))/4.0

```

58-G

```

C      W10=AK2*A2*(P1-PHF)
C      DETERMINACAO DOS TERMOS VARIAVEIS COM O TEMPO.
C      DVMT= VARIACAO DA MASSA DE VAPOR COM O TEMPO
27  DVMT=-W4-W5-W6+W9-W10
    DAMT=W2+W5+W6-W9+W10+W1*F
C      DAVT= VARIACAO DA VOLUME DE AGUA
    DAVT=DAMT*VFH
    AGUA=W1
    CALL VACT(AGUA,VVAT)
C      DVACT= VARIACAO DO VOLUME ATIVO
    DVACT=VVAT
C      DVVT= VARIACAO DO VOLUME DE VAPOR
    DVVT=DVACT-DAVT
C      DVUT=VARIACAO DA ENERGIA DO VAPOR COM O TEMPO
    DVUT=(-W4-W5-W6-W10)*HV+W9*HG1-P1*DVVT*0.185-02-04-07
C      ENERGIA FORNECIDA PELOS AQUECEDORES
    CALL HEAT(P,EAQCD)
C      EAQCD=0H= ENERGIA FORNECIDA PELOS AQUECEDORES
    0H=EAQCD)
C      H1= ENTALPIA DO SURGE
    H1=500.00
C      DAUT= VARIACAO DA ENERGIA DA AGUA
    DAUT=W2*H2+W5*HV-W9*HG1+W10*HV-P1*DAVT*0.185+04+07+08+F*W1*H1+
    1W6*HPF
C      CALCULO DAS MASSAS, VOLUMES E ENERGIA NO INSTANTE T+DT.
    IF(T1-200.00)5,5.6
5  DT=0.30
    GO TO 29
6  DT=1.00
29  T2=T1+DT
    TMAX=250.00
    N=0
    IF(T2-TMAX)30,30,201
C      VMT= MASSA DE VAPOR NO INSTANTE T
30  VMT2=VMT1+DT*DVMT
C      VUT= ENERGIA DO VAPOR NO INSTANTE T
    VUT2=VUT1+DT*DVUT
C      VVT= VOLUME DE VAPOR NO INSTANTE T
    VVT2=VVT1+DT*DVVT
C      AMT= MASSA DA AGUA NO INSTANTE T
    AMT2=AMT1+DT*DAMT
    AUT2=AUT1+DT*DAUT
    AVT2=AVT1+DT*DAVT
C      VATV=VOLUME ATIVO NO INSTANTE T
    T3=T1+DT/2.0
    EW1=W2*DT+H2+EW2
    CALL SURG(13,SM)
    VSURG=SM
    VATV=VAT1V-DT*VSURG*0.0257
    VEAA=AVT2/AMT2
    VEVA=VVT2/VMT2
    TOTM=VMT2+AMT2
    UTOT=VUT2+AUT2
    IF(VATV-1800.0)31,32,32
31  VATV2=VATV
    F=0.0
    GO TO 35
32  VATV2=1800.0
    F=1.0
    GO TO 35
C      CALCULO DAS PROPRIEDADES TERMODINAMICAS DO VAPOR E DO LIQUIDO COMPRIMIDO.
C      NA PRESSAO P+DP.

```

```

35          P=P1+0.50
C          AH=HA= ENTALPIA DA AGUA
36 AH=(AUT2/AMT2)+P*(AVT2/AMT2)*0.185
C          VH=HV= ENTALPIA DO VAPOR
VH=(VUT2/VMT2)+(P*(VVT2/VMT2))*0.185
P2=((P/100)**2)*(1.E4)
P3=((P/100)**3)*(1.E6)
P4=((P/100)**4)*(1.E8)
C          FORMULAS DAS PROPRIEDADES TERMODINAMICAS DO VAPOR E DO LIQUIDO
C          VAPOR SATURADO- VOL.ESP. =VGP ENTALPIA=HGP TEMPERATURA=TGP
VGP=0.2354-(1.8522*(P-1700))/(1.E4+5.3577*(P-1700))
HGP=1149.4-((6.615E3)*(P-1800))/(1.E5-29.4*(P-1800))
TGP=(528.43463+(1687.5866E-4)*P)/((1172.46926E-3)+
I      (967.1732E-7)*P)+(23.00-0.0105*P)
DEPL=(0.1690859E-2)-(0.9481626E-6)*P+(0.1502483E-9)*P2
C          VOLUME ESPECIFICO DO VAPOR SUPERAQUECIDO =VEV
VEV= VOLUME ESPECIFICO DO VAPOR
VEV=VGP+DEPL*(VH-HGP)
VEA=0.0231+2.485*(AH-598.7)/(1.E5-220.8*(AH-598.7))
C          VEA=VOLUME ESPECIFICO DA AGUA
C          VV= VOLUME DE VAPOR
VV=VMT2*VEV
C          AV= VOLUME DA AGUA
AV=AMT2*VEA
VTOT=VV+AV
VATCC=VTOT
VATC1=VV+AV
C          DIFERENÇA DE VOLUMES ATIVOS =DFVAT
DFVAT=VATCC-VATV2
Z=AH5(DFVAT)
IF(Z-0.5)0.80,80,41
41 Y=DFVAT
IF(Y)50,80,52
C          NMAX= NUMERO MAXIMO DE ITERACOES
52 NMAX=100
C          N= NUMERO DE ITERACOES
N=N+1
IF(N-NMAX)60,60,61
60          P1=P
GO TO 35
61 DT=DT-0.10
P1=P-50
GO TO 29
50 NMAX=100
N=N+1
IF(N-NMAX)70,71,71
70          P1=P-0.25
P=P1
GO TO 36
71 DT=DT+0.50
P1=P+25
C          FUNCAP ENTALPIA HDP QUE PERMITE O MELHOR CALCULO PARA A TEMPERATURA
C          DO VAPOR SUPERAQUECIDO
80 HDP=1364.7333-0.07333*P
IF(VH-HDP)90,91,91
C          TEMPERATURA DO VAPOR SUPERAQUECIDO = TV2
90 TV2=TGP+(1.290000-(0.0365E-2)*P)*(VH-HGP)
GO TO 92
91 TDP=605.6666+0.038333*P
C          TV=TV2= TEMPERATURA DO VAPOR
TV2=TDP+(1.913576-(0.466220E-3)*P)*(VH-HDP)
C          AQUI EM LUGAR DE SE USAR TA=TA(AH).USOU-SE TA=TA(P) POR SER
C          MAIS PRECISO.
92 TA =(528.43463+(1687.5866E-4)*P)/((1172.46926E-3)+

```

T-00

```

1      (967.1732E-7)*P)+(23.00-0.0105*P)
C      TPARD=TWALL# TEMPERATURA DA PAREDE
      TPARD=C2*TAU1+(TWALL-C2*TAU1)*(2.7183**(-DT/TAU1))
      TRAB1=P*DVACT*DT*0.185+TRAB2
      CALL FPLDT(-2,T2,P)
      CALL POINT(0)
      CALL FPLOT(1,T2,P)
      IF(CT-T2)101,101,102
101    CT=CT+2.00
      WRITE(5,203)T2,P,VH,VEV,VHT2,TV2,AH,VEA,AHT2,TA
102    GO TO 1
201    WRITE(5,205)
      GO TO 210
203    FORMAT(/,3X,F7.2,3X,F8.2,3X,F8.2,3X,F7.4,3X,F10.2,3X
5F7.2,3X,F8.2,3X,F7.4,3X,F10.2,3X,F7.2,3X,/)
205    FORMAT(T5,'T(SEG)',T15,'P(PSI)',T26,'HV(BTU/LB)',T38,'VEV(FT3/LB)',
6,T50,'VH(LB)',T61,'TV(F)',T70,'HA(BTU/LB)',T81,'VEA(FT3/LB)',
T94,'AV(LB)',T104,'TA(F)')
210    CALL TIME(TTT)
      TTT=TTT/1000.
      WRITE(5,220)TTT
220    FORMAT(T20,'TEMPO DE PROCESSAMENTO EM SEGUNDOS=',F10.2,/)
      WRITE(5,222)
C      .....H.....
C      .....H.....
C      .....H.....
222    FORMAT(T20,'FIM DO CALCULO DO PRESSURIZADOR',/)
C      .....H.....
C      .....H.....
C      .....H.....
      CALL EXIT
      END
// XEQ

```

58-5

T(seg)	P(Psi)	HV (Btu/lb)	(Ft ³ /lb) VEV	VM (lb)	TV (QF)	HA (Btu/lb)	(Ft ³ /lb) VFA	AM (lb)	TA (QF)
0.30	1999.00	1134.97	0.1873	3835.32	635.65	672.21	0.0257	42322.44	635.90
2.09	2007.00	1135.25	0.1868	3848.81	636.69	672.09	0.0257	42012.53	636.45
4.19	2017.00	1135.51	0.1860	3846.74	637.93	672.16	0.0257	42018.77	637.13
6.29	2034.00	1135.88	0.1847	3844.23	639.98	672.28	0.0257	42025.44	638.28
8.09	2053.50	1136.21	0.1831	3841.63	642.27	672.42	0.0257	42031.62	639.60
10.19	2082.00	1136.57	0.1809	3837.95	645.51	672.63	0.0257	42039.47	641.52
12.29	2111.50	1136.71	0.1785	3828.75	648.70	672.88	0.0257	42064.54	643.50
14.09	2134.00	1136.59	0.1766	3814.77	650.98	673.10	0.0257	42105.50	645.01
16.19	2158.00	1136.22	0.1745	3797.68	653.26	673.37	0.0257	42154.07	646.60
18.29	2169.00	1135.35	0.1731	3779.99	653.98	673.59	0.0257	42203.22	647.33
20.09	2172.50	1134.44	0.1724	3764.66	653.88	673.74	0.0257	42245.53	647.57
22.19	2160.75	1132.98	0.1725	3746.87	651.94	673.84	0.0257	42294.78	646.79
24.29	2137.25	1131.39	0.1735	3729.69	648.67	673.85	0.0257	42343.45	645.22
26.09	2111.75	1130.14	0.1748	3715.71	645.31	673.80	0.0257	42384.39	643.52
28.19	2084.75	1129.08	0.1764	3700.38	641.84	673.72	0.0257	42431.19	641.71
30.29	2061.25	1128.42	0.1780	3686.01	638.91	673.63	0.0257	42477.04	640.13
32.09	2043.75	1128.13	0.1793	3674.39	636.82	673.54	0.0257	42515.64	638.94
34.19	2025.25	1128.03	0.1809	3661.63	634.71	673.43	0.0257	42559.87	637.69
36.29	2011.00	1128.21	0.1822	3654.04	633.22	673.27	0.0257	42598.93	636.72
38.09	2008.75	1128.72	0.1827	3666.47	633.25	673.04	0.0257	42597.88	636.57

40.19	2006.75	1129.29	0.1833	3684.03	633.34	672.78	0.0257	42584.50	636.43
42.29	2006.75	1129.88	0.1836	3699.49	633.67	672.56	0.0257	42573.21	636.43
44.09	2007.75	1130.35	0.1838	3707.30	634.04	672.44	0.0257	42568.97	636.50
46.19	2009.75	1130.86	0.1839	3708.91	634.55	672.39	0.0257	42571.55	636.64
48.29	2013.25	1131.33	0.1839	3707.31	635.20	672.39	0.0257	42577.32	636.87
50.09	2020.25	1131.79	0.1835	3705.91	636.23	672.42	0.0257	42582.29	637.35
52.19	2031.25	1132.27	0.1828	3704.01	637.71	672.47	0.0257	42586.35	638.15
54.29	2041.25	1132.60	0.1821	3701.73	638.98	672.54	0.0257	42594.81	638.77
56.09	2049.25	1132.77	0.1815	3699.54	639.95	672.60	0.0257	42600.57	639.32
58.19	2057.75	1132.86	0.1808	3696.77	640.92	672.67	0.0257	42607.51	639.89
60.29	2065.25	1132.85	0.1802	3693.79	641.73	672.74	0.0257	42614.66	640.40
62.09	2070.25	1132.76	0.1797	3691.10	642.22	672.81	0.0257	42620.92	640.73
64.19	2073.75	1132.57	0.1793	3687.88	642.50	672.87	0.0257	42628.32	640.97
66.29	2075.50	1132.32	0.1790	3684.59	642.55	672.93	0.0257	42635.78	641.09
68.09	2072.25	1132.00	0.1791	3681.81	642.03	672.75	0.0257	42642.14	640.87
70.19	2066.25	1131.63	0.1794	3678.70	641.19	672.96	0.0257	42649.42	640.46
72.29	2057.75	1131.29	0.1799	3675.82	640.07	672.75	0.0257	42656.47	639.89
74.09	2049.00	1131.04	0.1806	3673.57	638.98	672.92	0.0257	42662.29	639.30
76.19	2037.00	1130.80	0.1815	3671.29	637.54	672.87	0.0257	42668.75	638.49

78.29	2023.25	1130.65	0.1826	3669.46	635.93	672.80	0.0257	42674.73	637.53
80.09	2019.25	1130.60	0.1837	3668.06	634.46	672.73	0.0257	42679.71	636.67
82.19	2003.25	1130.86	0.1845	3682.48	633.82	672.49	0.0257	42669.46	636.19
84.27	2000.50	1131.24	0.1850	3704.40	633.73	672.20	0.0257	42651.71	636.01
86.09	1998.25	1131.55	0.1854	3723.85	633.66	671.74	0.0257	42635.82	635.85
88.19	1995.75	1131.90	0.1858	3746.77	633.57	671.64	0.0256	42617.07	635.68
90.29	1994.25	1132.26	0.1862	3769.69	633.61	671.35	0.0256	42598.33	635.53
92.09	1999.75	1132.70	0.1859	3778.93	634.46	671.25	0.0256	42592.65	635.96
94.19	2003.25	1133.05	0.1858	3777.54	635.05	671.25	0.0255	42598.21	636.19
96.29	2005.50	1133.30	0.1858	3775.94	635.44	671.26	0.0256	42603.98	636.35
98.09	2006.25	1133.46	0.1858	3774.56	635.61	671.27	0.0256	42608.95	636.40
100.19	2006.75	1133.62	0.1858	3772.95	635.75	671.27	0.0256	42614.75	636.43
102.29	2007.25	1133.75	0.1859	3771.32	635.88	671.28	0.0255	42620.54	636.47
104.09	2007.50	1133.85	0.1859	3769.93	635.97	671.29	0.0255	42625.51	636.48
106.19	2007.75	1133.95	0.1859	3768.31	636.05	671.29	0.0256	42631.31	636.50
108.29	2008.00	1134.04	0.1860	3766.68	636.13	671.30	0.0256	42637.10	636.52
110.09	2008.00	1134.10	0.1860	3765.29	636.16	671.31	0.0255	42642.07	636.52
112.19	2008.00	1134.16	0.1860	3763.66	636.20	671.32	0.0255	42647.87	636.52
114.29	2008.00	1134.22	0.1861	3762.03	636.23	671.33	0.0256	42653.67	636.52
116.29	2008.00	1134.27	0.1861	3760.64	636.25	671.34	0.0256	42658.64	636.52

118.19	2008.00	1134.32	0.1861	3759.02	636.28	671.35	0.0256	42664.43	636.52
120.29	2007.75	1134.35	0.1862	3757.39	636.28	671.36	0.0256	42670.23	636.50
122.09	2007.75	1134.39	0.1862	3756.00	636.30	671.37	0.0256	42675.20	636.50
124.19	2007.50	1134.42	0.1862	3754.32	636.29	671.38	0.0256	42681.00	636.48
126.29	2007.25	1134.45	0.1863	3752.77	636.27	671.40	0.0256	42686.79	636.47
128.09	2007.25	1134.48	0.1863	3751.39	636.29	671.41	0.0256	42691.76	636.47
130.19	2007.00	1134.51	0.1863	3749.78	636.28	671.42	0.0256	42697.56	636.45
132.29	2006.75	1134.54	0.1864	3748.17	636.27	671.43	0.0256	42703.35	636.43
134.09	2006.50	1134.56	0.1864	3746.79	636.25	671.44	0.0256	42708.32	636.41
136.19	2006.50	1134.59	0.1864	3745.19	636.27	671.45	0.0256	42714.12	636.41
138.29	2006.25	1134.61	0.1865	3743.59	636.25	671.46	0.0256	42719.92	636.40
140.09	2006.00	1134.63	0.1865	3742.22	636.24	671.47	0.0256	42724.85	636.38
142.19	2005.75	1134.65	0.1865	3740.62	636.22	671.48	0.0256	42730.60	636.36
144.29	2005.50	1134.67	0.1866	3739.03	636.20	671.50	0.0256	42736.34	636.35
146.09	2005.25	1134.69	0.1866	3737.67	636.19	671.51	0.0256	42741.26	636.33
148.19	2005.00	1134.71	0.1866	3736.08	636.17	671.52	0.0256	42747.00	636.31
150.29	2004.75	1134.73	0.1867	3734.50	636.15	671.53	0.0256	42752.75	636.30
152.09	2004.75	1134.75	0.1867	3733.15	636.17	671.54	0.0256	42757.67	636.30
154.19	2004.50	1134.77	0.1867	3731.57	636.15	671.55	0.0256	42763.41	636.28
156.29	2004.25	1134.79	0.1868	3730.00	636.13	671.56	0.0256	42769.15	636.26

158.09	2004.00	1134.80	0.1868	3728.65	636.11	671.57	0.0255	42774.07	636.24
160.19	2003.75	1134.82	0.1868	3727.08	636.10	671.58	0.0256	42779.82	636.23
162.21	2003.50	1134.84	0.1869	3725.52	636.08	671.60	0.0256	42785.56	636.21
164.09	2003.25	1134.86	0.1869	3724.18	636.06	671.60	0.0256	42790.48	636.19
166.19	2003.00	1134.87	0.1869	3722.68	636.04	671.62	0.0255	42796.17	636.18
168.29	2003.00	1134.90	0.1869	3721.61	636.06	671.62	0.0255	42801.40	636.18
170.09	2003.00	1134.92	0.1870	3720.74	636.07	671.63	0.0255	42805.84	636.18
172.19	2003.00	1134.94	0.1870	3719.68	636.08	671.64	0.0256	42811.07	636.18
174.29	2003.25	1134.96	0.1870	3718.82	636.12	671.64	0.0256	42816.10	636.19
176.09	2003.00	1134.97	0.1870	3717.94	636.09	671.65	0.0256	42820.55	636.18
178.19	2003.25	1134.99	0.1870	3717.06	636.13	671.66	0.0255	42825.60	636.19
180.29	2003.25	1135.00	0.1870	3716.24	636.14	671.66	0.0256	42830.59	636.19
182.09	2003.25	1135.01	0.1870	3715.65	636.14	671.67	0.0255	42834.75	636.19
184.19	2003.50	1135.02	0.1870	3715.07	636.18	671.67	0.0256	42839.51	636.21
186.29	2003.25	1135.02	0.1870	3714.17	636.15	671.68	0.0256	42844.57	636.19
188.09	2003.50	1135.03	0.1870	3713.57	636.19	671.68	0.0256	42848.75	636.21
190.19	2003.50	1135.04	0.1870	3712.74	636.19	671.69	0.0256	42853.75	636.21
192.29	2003.50	1135.04	0.1870	3711.95	636.19	671.69	0.0256	42858.71	636.21
194.09	2003.50	1135.05	0.1870	3711.40	636.19	671.70	0.0255	42862.84	636.21

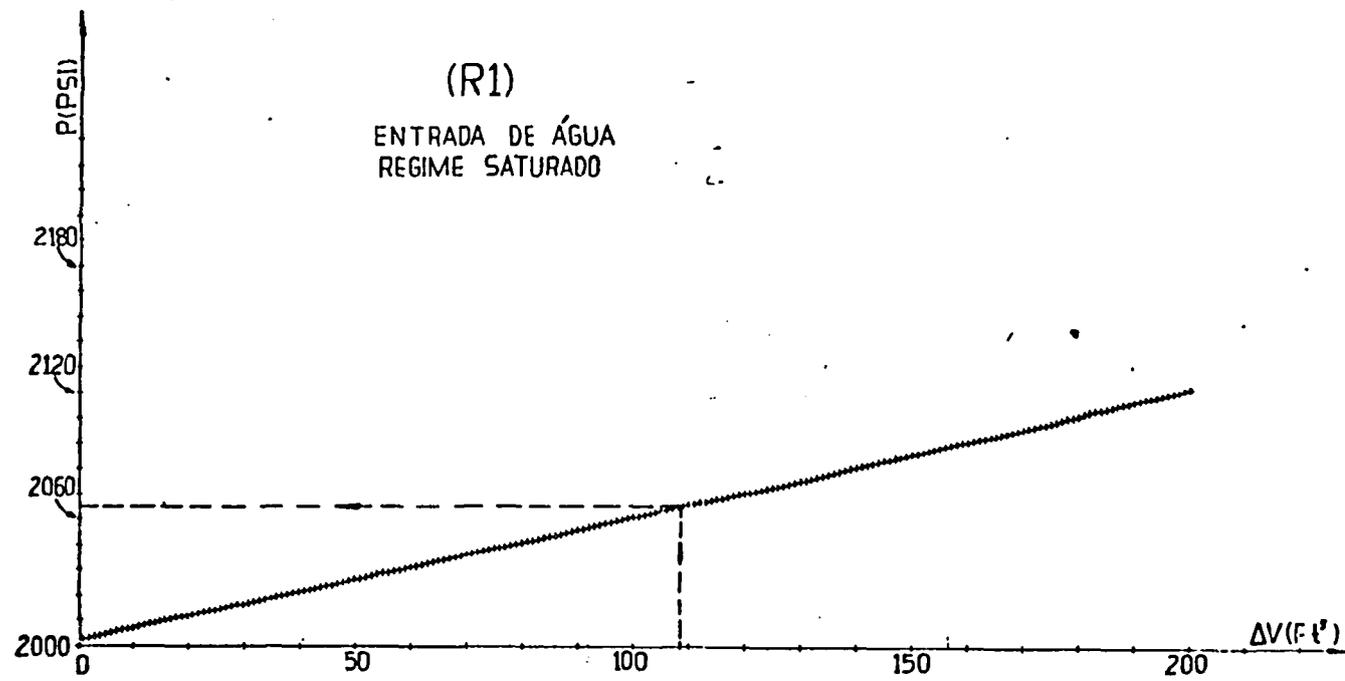
196.19	2003.50	1135.05	0.1870	3710.85	636.20	671.70	0.0256	42867.57	636.21
198.29	2003.50	1135.05	0.1870	3710.18	636.20	671.71	0.0256	42872.40	636.21
200.09	2003.75	1135.06	0.1870	3709.58	636.23	671.71	0.0256	42876.58	636.23
202.09	2003.75	1135.06	0.1870	3709.03	636.23	671.72	0.0256	42881.13	636.23
204.09	2003.75	1135.06	0.1870	3708.19	636.23	671.72	0.0256	42885.96	636.23
206.09	2003.75	1135.06	0.1870	3707.52	636.23	671.73	0.0256	42890.62	636.23
208.09	2003.75	1135.06	0.1870	3706.97	636.23	671.73	0.0256	42895.16	636.23
210.09	2003.75	1135.06	0.1870	3706.52	636.23	671.74	0.0256	42899.60	636.23
212.09	2003.75	1135.06	0.1870	3705.76	636.23	671.74	0.0256	42904.35	636.23
214.09	2003.75	1135.06	0.1870	3705.15	636.23	671.75	0.0256	42908.96	636.23
216.09	2004.00	1135.06	0.1869	3704.65	636.26	671.75	0.0257	42913.45	636.24
218.09	2004.00	1135.06	0.1869	3703.91	636.26	671.76	0.0257	42918.17	636.24
220.09	2004.00	1135.06	0.1869	3703.32	636.26	671.76	0.0257	42922.75	636.24
222.09	2004.00	1135.06	0.1869	3702.83	636.25	671.77	0.0257	42927.23	636.24
224.09	2004.25	1135.06	0.1869	3702.43	636.28	671.77	0.0257	42931.62	636.26
226.09	2004.25	1135.06	0.1869	3701.76	636.28	671.78	0.0257	42936.28	636.26
228.09	2004.25	1135.06	0.1869	3701.23	636.28	671.78	0.0257	42940.81	636.26
230.09	2004.25	1135.05	0.1869	3700.41	636.28	671.79	0.0257	42945.62	636.26
232.09	2004.25	1135.05	0.1869	3699.76	636.28	671.79	0.0257	42950.27	636.26
234.09	2004.25	1135.05	0.1869	3699.23	636.28	671.80	0.0257	42954.79	636.26

236.09	2004.25	1135.04	0.1869	3698.79	636.27	671.80	0.0257	42959.22	636.26
238.09	2004.25	1135.04	0.1869	3698.05	636.27	671.80	0.0257	42963.96	636.26
240.09	2004.25	1135.04	0.1869	3697.45	636.27	671.81	0.0257	42968.54	636.26
242.09	2004.50	1135.04	0.1869	3696.96	636.30	671.81	0.0257	42973.03	636.28
244.09	2004.50	1135.04	0.1869	3696.61	636.30	671.82	0.0257	42977.38	636.28
246.09	2004.50	1135.03	0.1869	3695.92	636.30	671.82	0.0257	42982.06	636.28
248.09	2004.50	1135.03	0.1869	3695.37	636.29	671.83	0.0257	42986.60	636.28
T(SEG)	P(PSI)	HV(BTU/LB)	VEV(FT3/LB)	VH(LB)	TV(F)	HA(BTU/LB)	VEA(FT3/LB)	AV(LB)	TA(F)

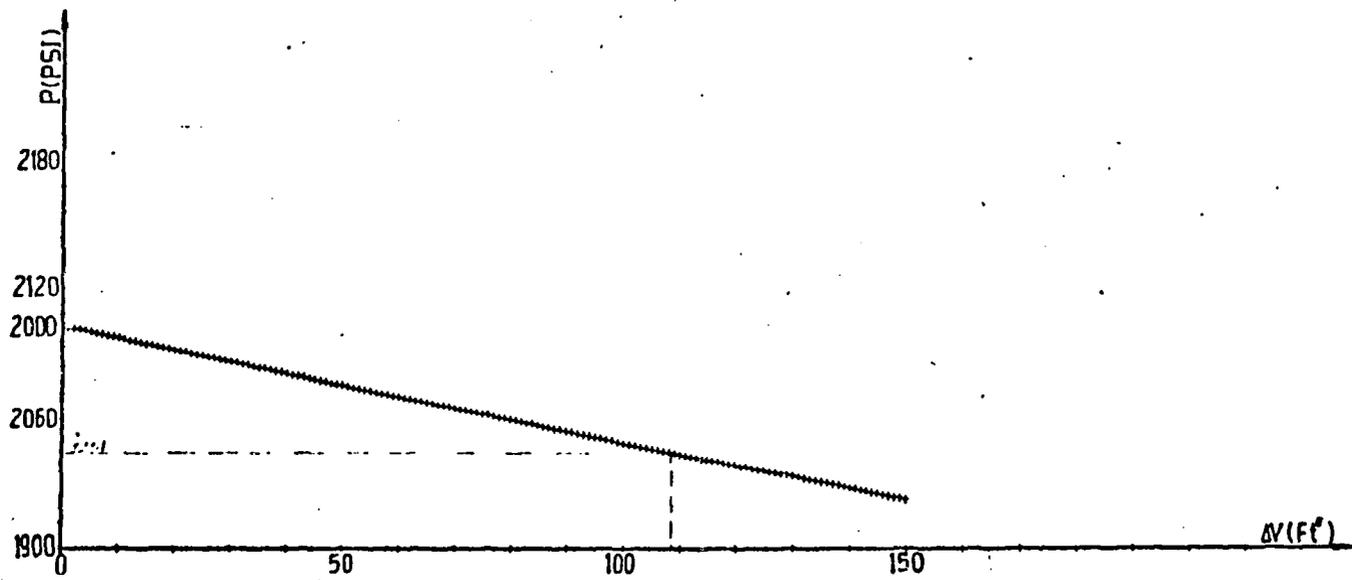
TEMPO DE PROCESSAMENTO = 693.72

FIM DO CALCULO DO PRESSURIZADOR

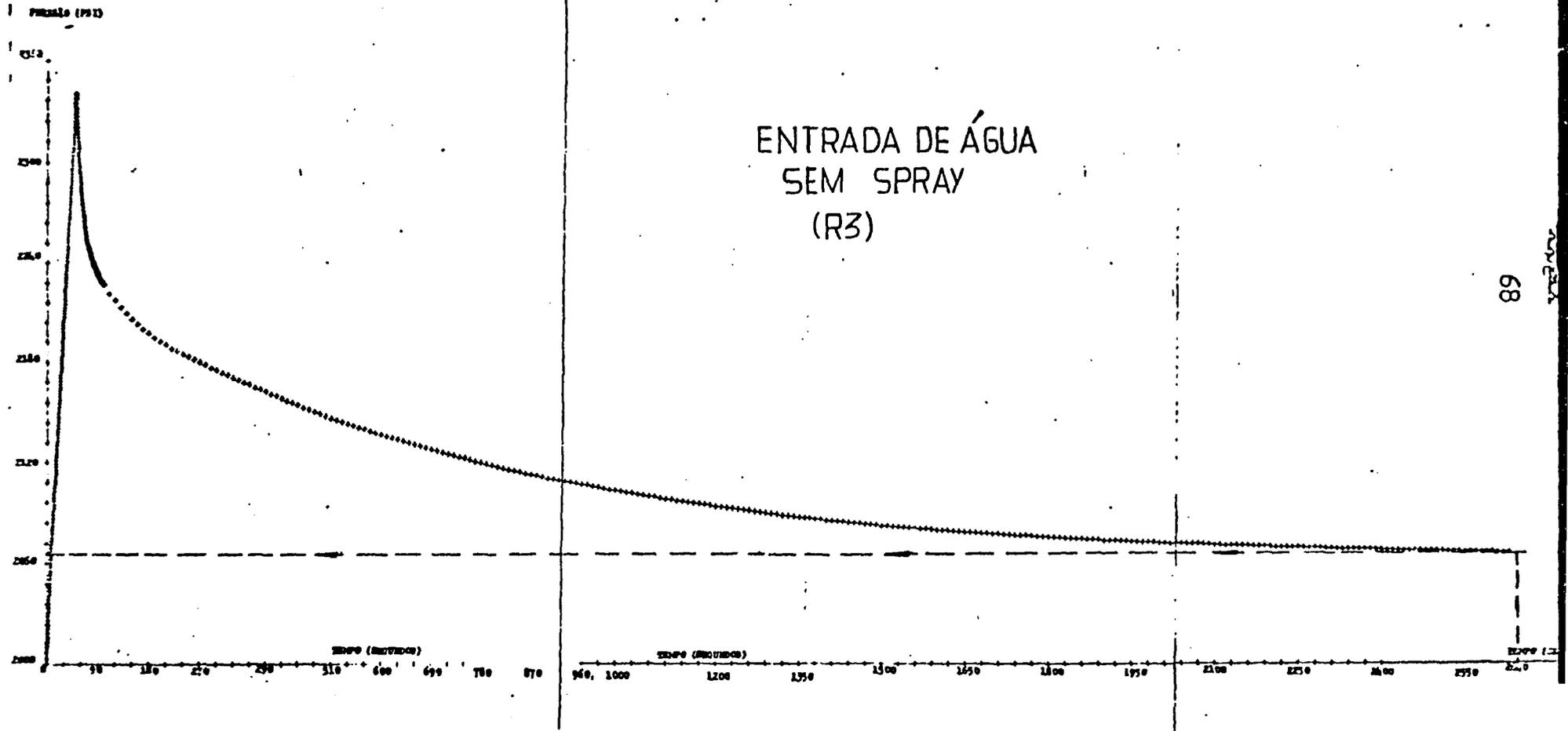
// *



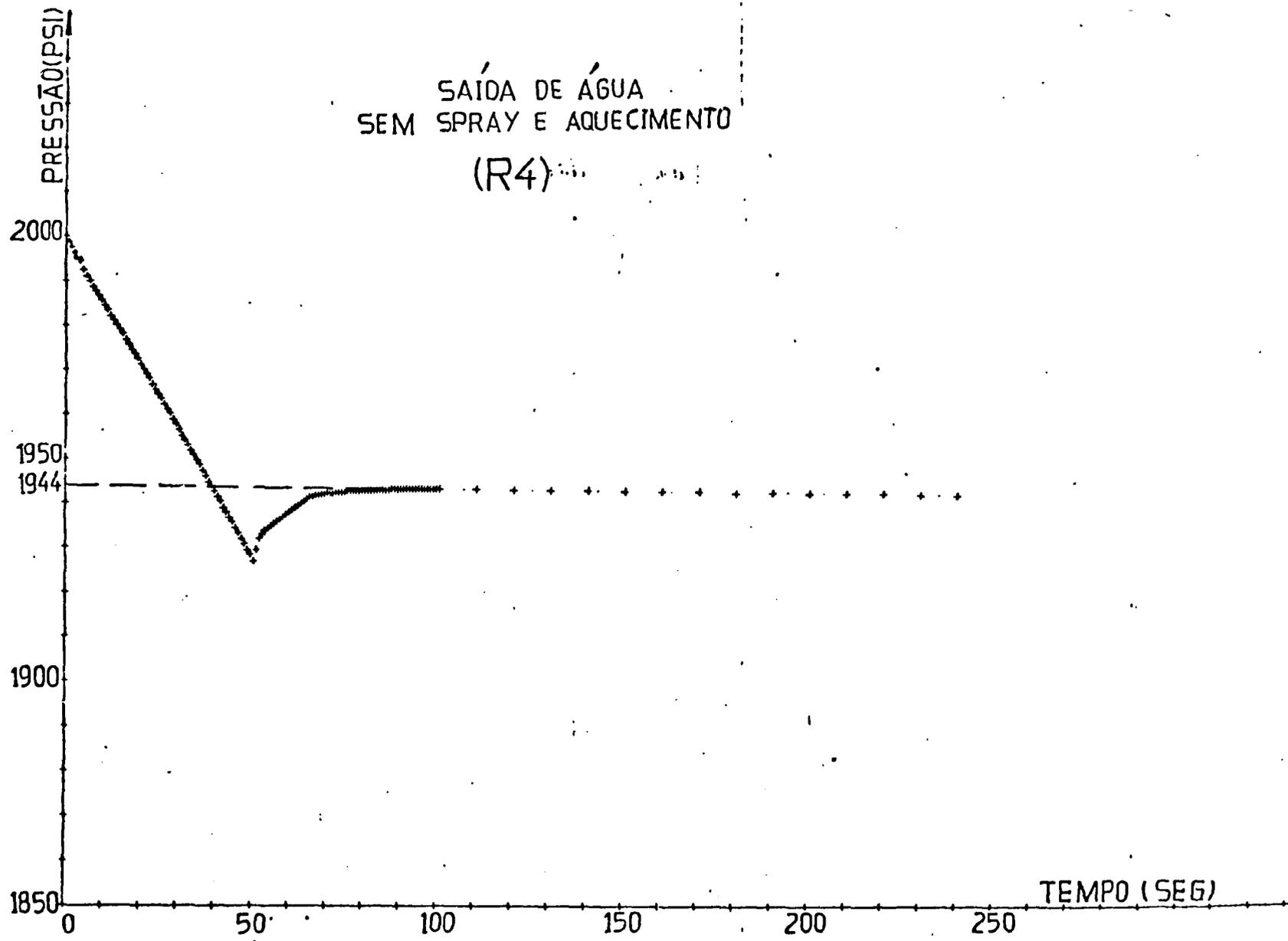
SAÍDA DE ÁGUA
REGIME SATURADO
(R2)

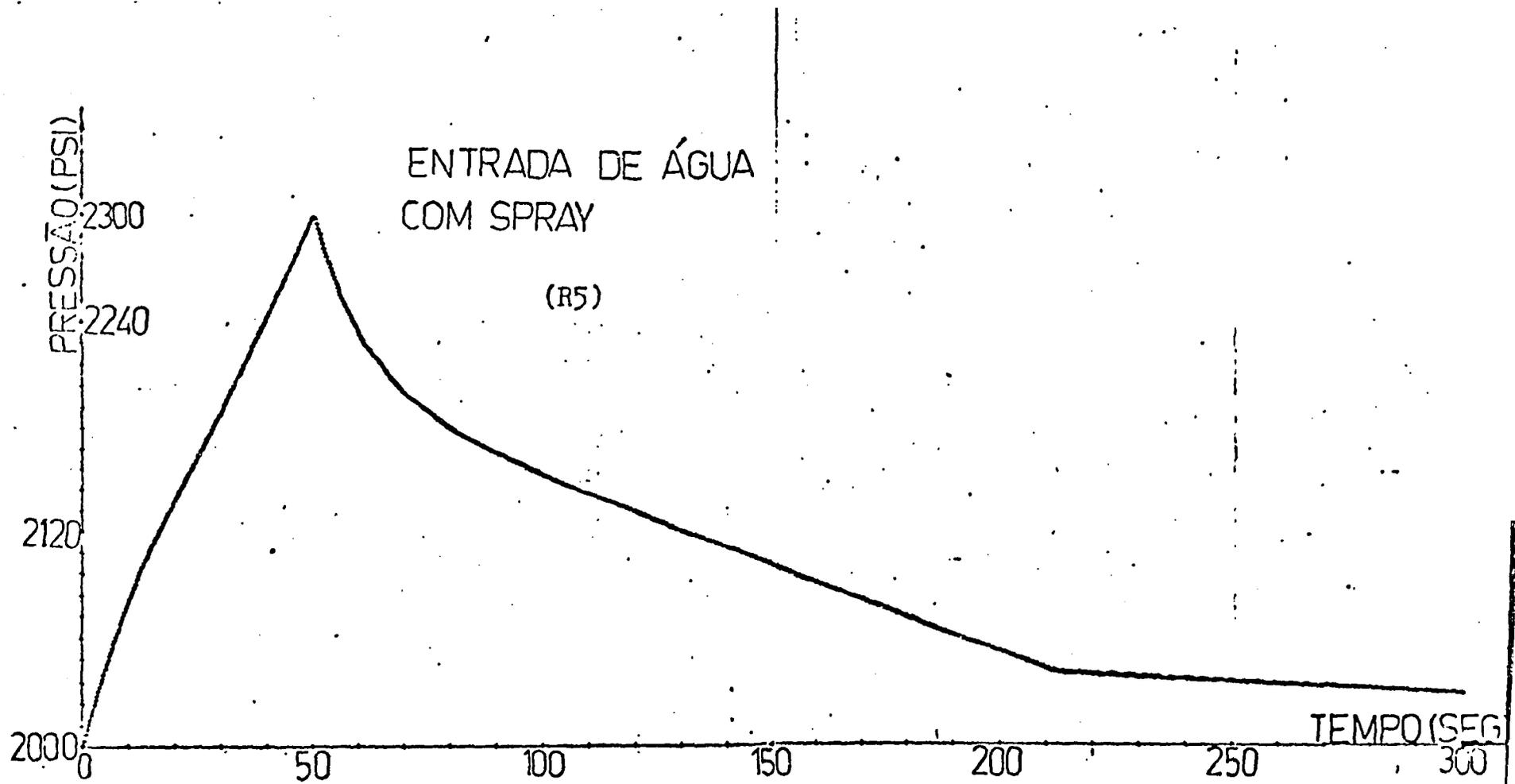


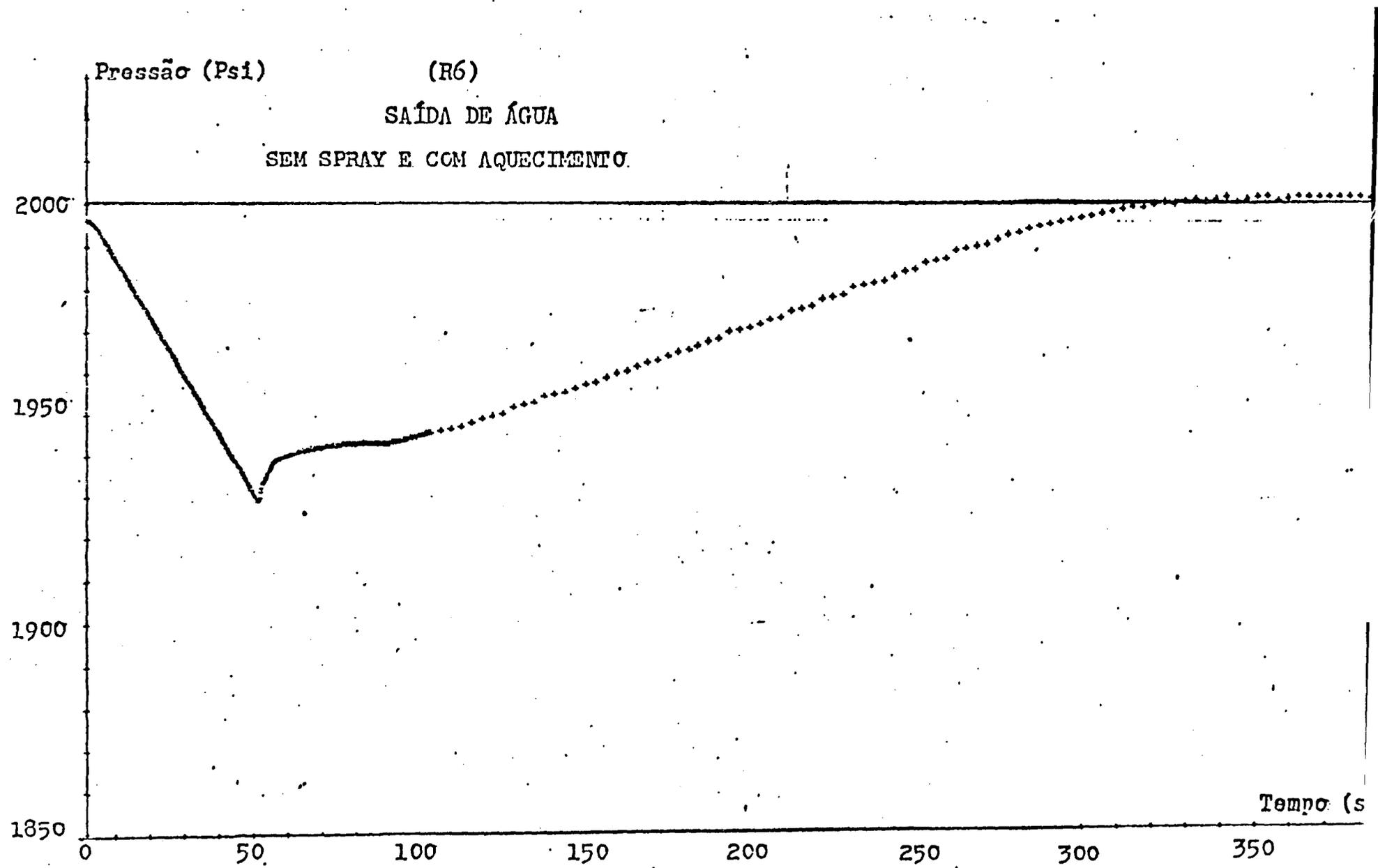
67



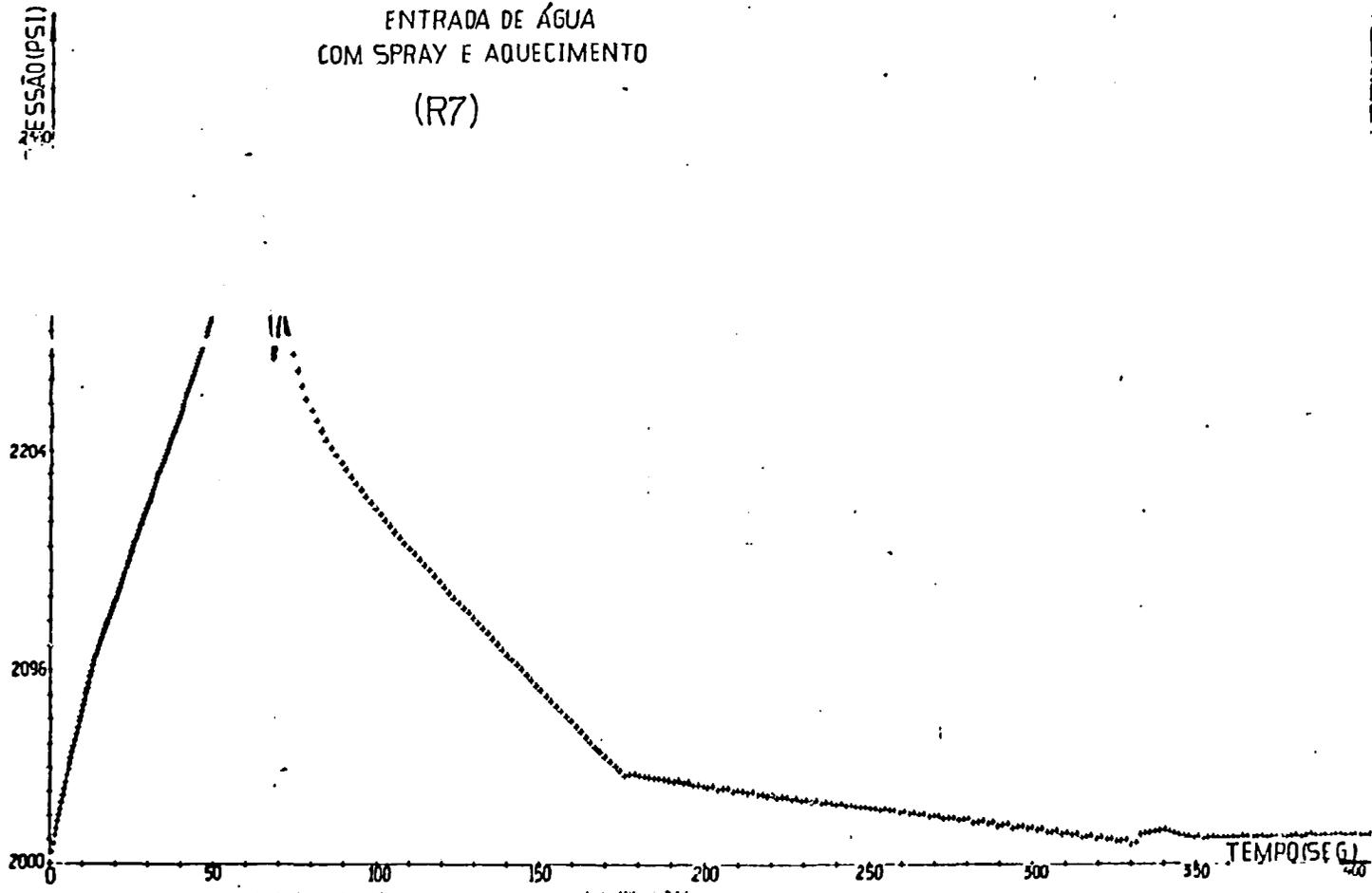
SAÍDA DE ÁGUA
SEM SPRAY E AQUECIMENTO
(R4)





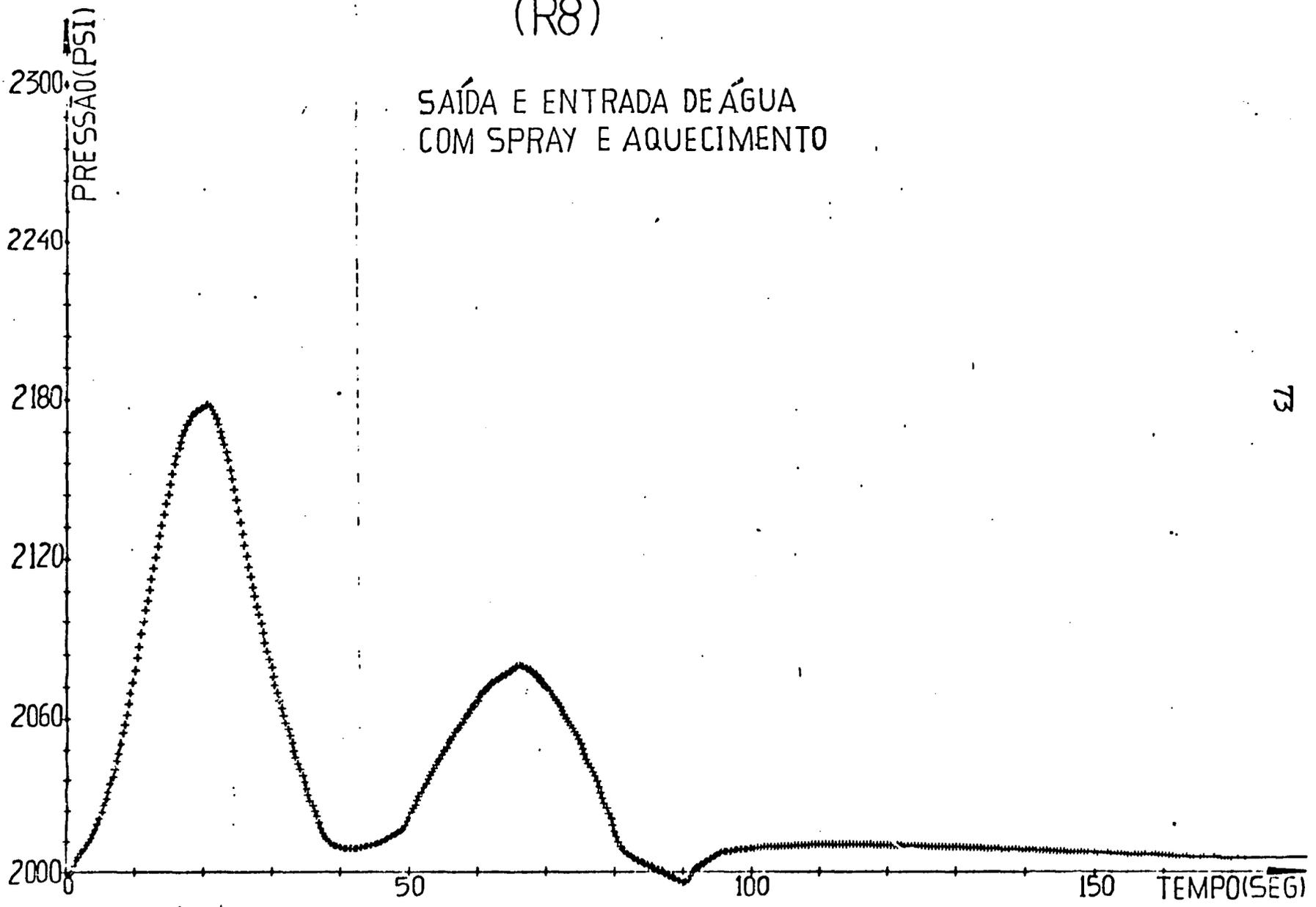


ENTRADA DE ÁGUA
COM SPRAY E AQUECIMENTO
(R7)



(R8)

SAÍDA E ENTRADA DE ÁGUA
COM SPRAY E AQUECIMENTO



73

VIII - DISCUSSÃO

A - HIPÓTESES - As hipóteses serão reescritas e discutidas uma por uma como se seguem:

1º) NO INÍCIO DO PROBLEMA, O VAPOR É SATURADO E A ÁGUA TAM-
BÉM É SATURADA.

O transiente sempre se inicia de uma condição de esta-
do de equilíbrio termodinâmico; daí considerar-se o
vapor e a água saturados.

2º) O VAPOR CONDENSADO CHEGA SATURADO NA SUPERFÍCIE DA ÁGUA

O vapor saturado não precisa ser necessariamente satu-
rado ao atingir a interface água-vapor. Assim é que ad-
mitindo-se que o vapor condensado permanece em contacto
com a gota pulverizada, até que ambos atinjam a interfa-
ce, é possível a gota subresfriar o vapor condensado. A-
liás, sobre as gotas pulverizadas há alguns itens a des-
tacar quanto ao seu efeito sobre a pressão do pressuri-
zador. Dentre êsses itens, citam-se:

- O subresfriamento das gotas pulverizadas;
- a A eficiência das gotas pulverizadas ;
- A eficácia das gotas pulverizadas

a -.Subresfriamento das gotas pulverizadas

A quantidade de calor que as gotas pulverizadas podem absorver, é determinada pelo subresfriamento das mesmas. O fator de subresfriamento é dado por:

$$f_s = (h_c - h_{sp}) / (h_f - h_{sp})$$

O subresfriamento das gotas pulverizadas é o nº de graus que a temperatura das gotas se encontra abaixo da temperatura de saturação, isto é:

$$T_{sub} = T_{sat} - T_{sp}$$

A energia que as gotas pulverizadas podem absorver, é igual a:

$$h_f - h_{sp} = C_p \cdot (T_{sat} - T_{sp})$$

b - Eficiência das gotas pulverizadas

A eficiência das gotas pulverizadas é definida como a razão entre a energia absorvida pelas gotas e a máxima energia que poderia ser absorvida pelas gotas, ou seja:

$$f_{sp} = (h_{sp0} - h_{sp}) / (h_f - h_{sp})$$

onde h_{sp0} é a entalpia das gotas, após terem cruzado a região de vapor.

A eficiência das gotas pulverizadas, é uma função da dinâmica das gotas (fluxo, tamanho, dispersão, altura de que

da, área de contacto, etc). Um dos problemas com a pulverização é prover um bocal que permita uma pulverização eficiente para uma grande variação no escoamento das gotas. Por exemplo, um "crivo de chuveiro" tipo bocal, usualmente tem uma extensa variação de operação, mas, seus jatos ou fluxos não são tão eficientes quanto a uma pulverização finamente atomizada. Uma maneira na qual a eficiência do "crivo de chuveiro", pode ser aumentado, é suplementá-lo com placas contactoras para incrementar o tempo de permanência e a área de contacto.

c - Eficácia das gotas pulverizadas

É definido como a capacidade das gotas em condensar vapor e reduzir a pressão. Isto é diferente da eficiência da gota, na qual a gota pulverizada pode absorver calor mas, não é eficaz em condensar vapor e reduzir a pressão. Conseqüentemente, uma condição poderia ser postulada onde a pulverização é eficiente (absorve tanto calor quanto pode), mas não é efetivo (não condensa vapor ou desaquece o vapor). Por exemplo, as gotas pulverizadas poderiam cair sobre as paredes do pressurizador e absorver calor das paredes do que do vapor. Também, as gotas pulverizadas podem misturar-se com o condensado e absorver calor deste, subresfriando o condensado e aquecendo-se as gotas pulverizadas.

3º) AS PROPRIEDADES DA ÁGUA SUBRESFRIADA SÃO APROXIMADAS PELAS PROPRIEDADES SATURADAS, ISTO É, VOLUME ESPECÍFICO COMO FUNÇÃO DA TEMPERATURA, ENTALPIA OU PRESSÃO, E ENTALPIA COMO FUNÇÃO DA TEMPERATURA OU PRESSÃO.

Para ser mais rigoroso, dever-se-ia considerar as propriedades do líquido comprimido como funções da pressão e temperatura, ou seja:

$$v = v(P, T) \quad \text{e} \quad h = h(P, T)$$

Os erros introduzidos para o caso correspondente a 2000 Psi, é de 1,5% aproximadamente para o volume específico e de 0,5% para a entalpia, conforme mostra o esquema abaixo:

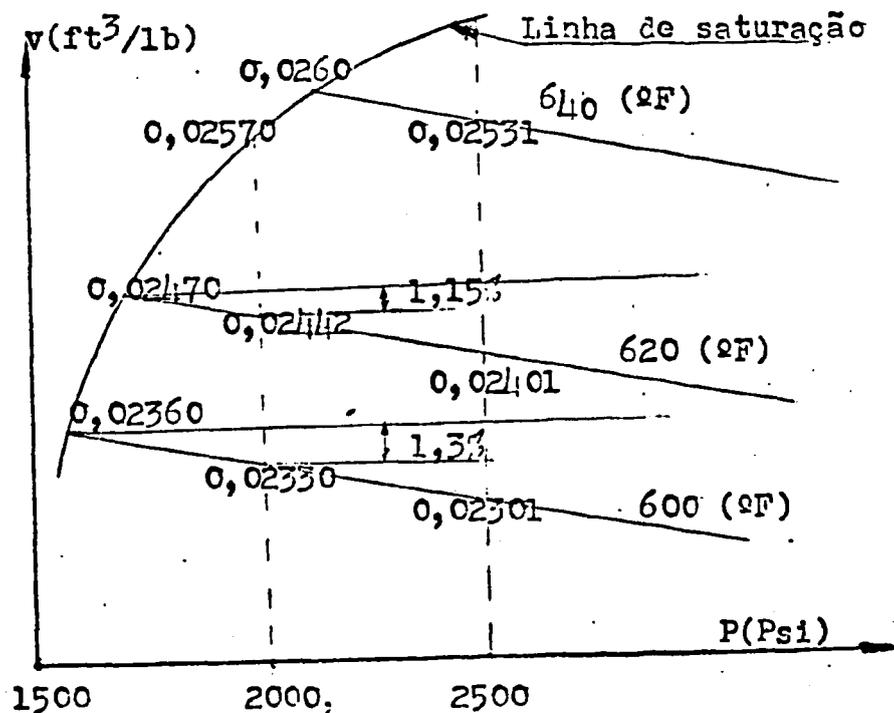


Fig. 12.a

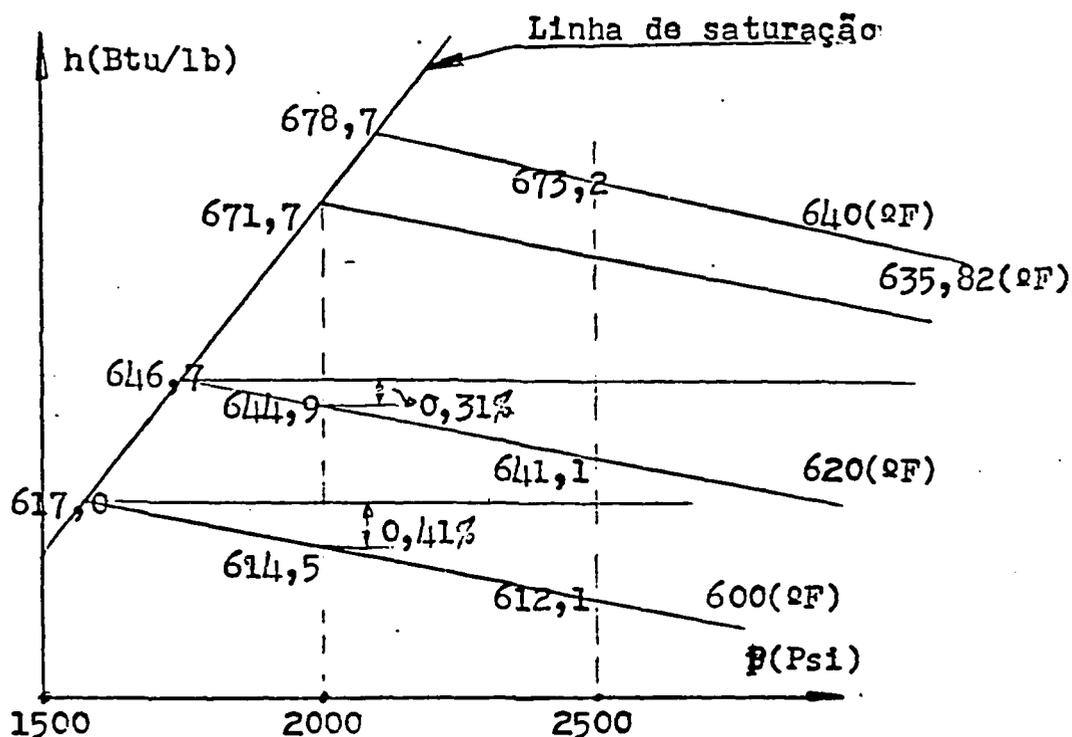


Fig. 12.b

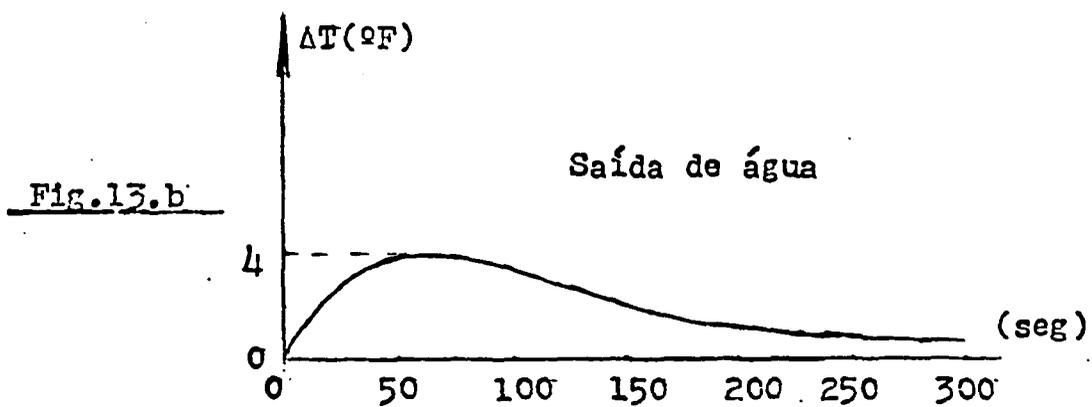
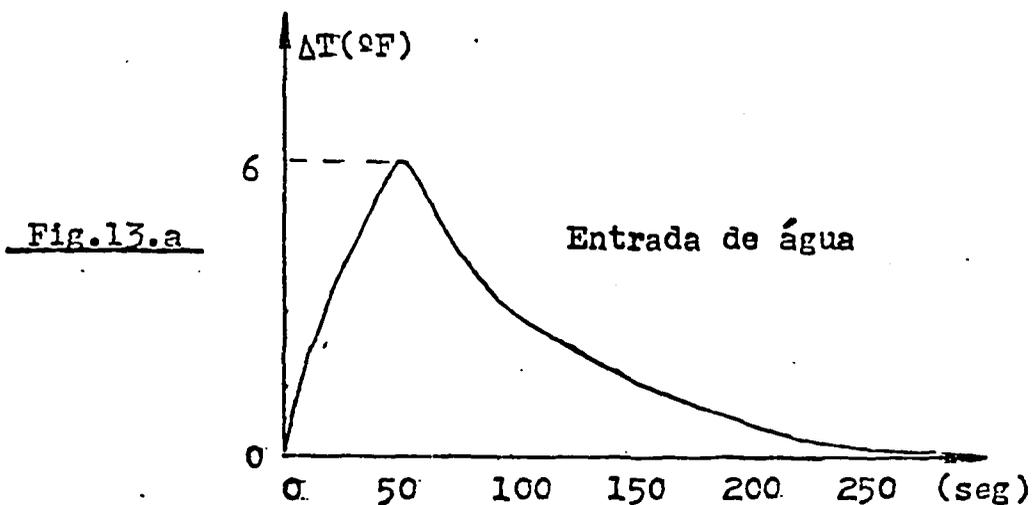
4º) O VASO PRESSURIZADOR É PERFEITAMENTE ISOLADO.

Considerou-se o vaso pressurizador perfeitamente isolado, por desconhecer a forma do isolamento usado. Entretanto, pode-se considerar que haja fugas para o exterior. Veja o Apêndice E.

5º) NÃO HÁ TRANSFERÊNCIA DE CALOR ENTRE AS PAREDES E A ÁGUA DO VASO PRESSURIZADOR.

Para os casos transientes estudados, têm-se:

ΔT = Temperatura da parede na região de vapor - Temperatura da água



Conclui-se daí, que é um gradiente fraco e consequentemente, o fluxo de calor será fraco entre a água e a parede do pressurizador.

Assim é que para um tratamento mais rigoroso de transfe-

rência de calor, basta introduzir mais um termo nas equações (12) e (17), transformando-se, respectivamente em:

$$U_L = \dot{Q}_4 + \dot{Q}_7 + \dot{Q}_8 + \dot{M}_1 h_1 + \dot{M}_2 h_2 + \dot{M}_5 h_G + \dot{M}_6 h_f + \dot{M}_{10} h_G + \\ - \dot{M}_9 h_g - P \cdot \dot{V}_L + \dot{Q}_{AP} \quad e,$$

$$\dot{M}_P C_p T_P = \dot{Q}_2 + \dot{M}_6 (h_G - h_f) + \dot{Q}_{AP} \quad \text{onde:}$$

$$\dot{Q}_{AP} = U_{AP} \cdot A_{AP} \cdot (T_A - T_P)$$

U_{AP} = Co eficiente de transferência de calor entre a parede e a água do vaso pressurizador.

A_{AP} = Área da parede em contacto com a água.

T_A = Temperatura da água

T_P = Temperatura da parede

6º) AS VÁLVULAS DO PULVERIZADOR, VÁLVULAS DE ALÍVIO E DE SEGURANÇA, E OS AQUECEDORES SÃO TÔDAS ATUADAS SOB PRESSÃO.

Por falta de dados tecnológicos, fêz-se esta hipótese.

7º) QUANDO AS VÁLVULAS DO PULVERIZADOR E AS DEMAIS VÁLVULAS SÃO ATUADAS, AS TAXAS DE ESCOAMENTO ATRAVÉS DOS MESHES, SÃO CONSTANTES.

Esta é uma hipótese simplificadora, pois pode-se considerar um escoamento variável, imaginando por exemplo, uma vazão proporcional à diferença entre a pressão atual e a pressão nominal.

8º) O FORNECIMENTO DE ENERGIA PELOS AQUECEDORES À ÁGUA, VARIA EXPONENCIALMENTE QUANDO SÃO LIGADOS OU DESLIGADOS.

Quando os aquecedores são ligados ou desligados, a água não sente imediatamente o efeito. Inicialmente, o calor armazenado no aquecedor força a temperatura do mesmo e, somente a partir daí é que se inicia o aquecimento ou desaquecimento da água.

A função que expressa a transferência de calor à água pelo aquecedor (Referência 4) é:

$$\dot{Q} = \dot{Q}_0 + n \cdot (\dot{Q}_{\max} - \dot{Q}_0) (1 - e^{-t/\tau}) \quad \text{onde:}$$

\dot{Q} = Taxa de transferência de calor do aquecedor para a água.

\dot{Q}_0 = Taxa de transferência de calor do aquecedor para a água no instante $t = 0$

t = Instante de tempo no qual o aquecedor é ligado ou desligado.

τ = Constante de tempo do aquecedor.

$n = 1$, quando o aquecedor está ligado

$= 0$, quando o aquecedor está desligado

Função representativa do aquecedor

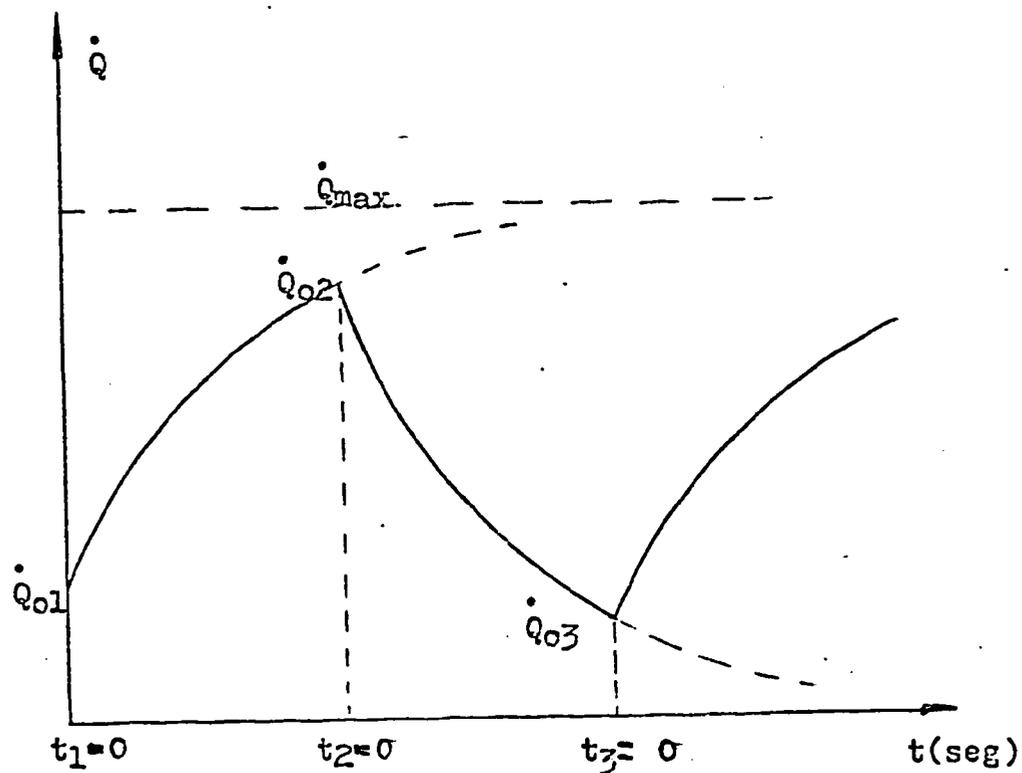


Fig. 1/1

9º) O COEFICIENTE DE TRANSFERÊNCIA DE CALOR DA PAREDE DE CONDENSAÇÃO, DEPENDE DA PRESSÃO DE SATURAÇÃO .

Esta hipótese significa que o coeficiente de transferência de calor na parede é dada pela teoria aproximada de Nusselt.

B1- ESTRATIFICAÇÃO DA ÁGUA

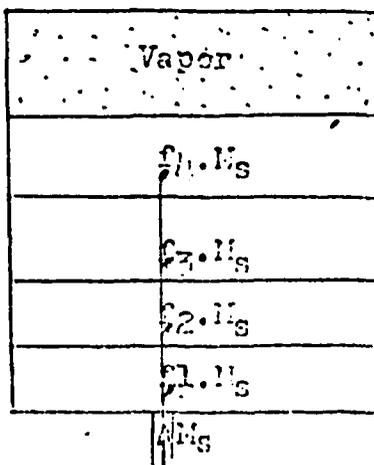
Para a resolução numérica em computação, como dado de entrada no programa, foi considerada que a água que entra atua como um pistão, elevando o nível da água e incrementando a pressão do sistema, ou seja, foi considerado $f_2 = 0$, baseado no fato de que a água que entra vindo do circuito principal do refrigerante do reator, é mais fria do que a água do pressurizador, tal que será menos provável misturar-se com a água do pressurizador.

Entretanto, no caso mais amplo, pode-se supor uma fração de mistura, introduzindo-se um valor de f_2 entre 0 e 1,0 no programa, o qual não sofrerá alterações. Além disso, para se ter um cálculo mais preciso, pode-se dividir a região da água do pressurizador em várias camadas e considerar que a água que entra se reparte nessas várias camadas, segundo as frações f_1, f_2, f_3, f_4 , por exemplo, tal que:

$$(f_1 + f_2 + f_3 + f_4) = 1,0 \quad e$$

$$M_s \cdot (f_1 + f_2 + f_3 + f_4) = M_s$$

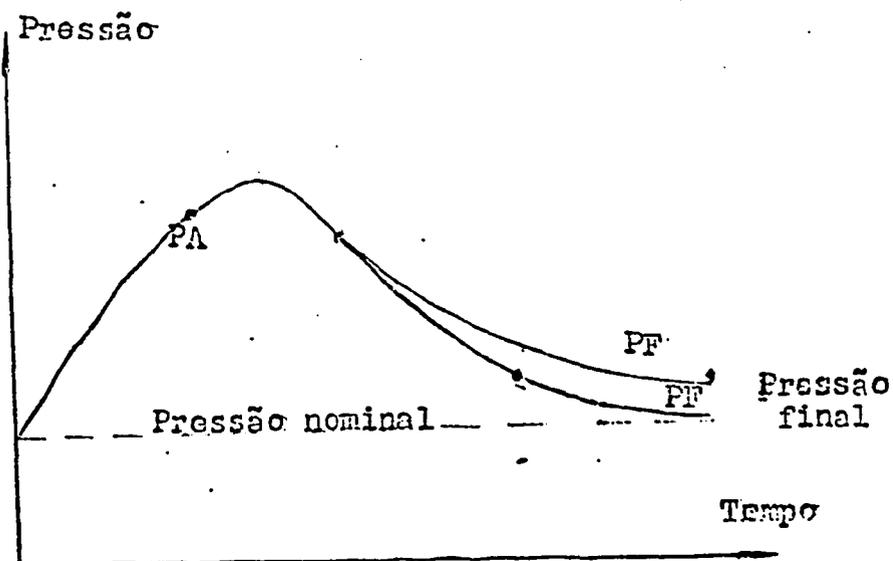
Fig.15



A região de água assim subdividida, permite que se faça uma análise termodinâmica mais precisa, porém a separação efetiva entre cada camada é difícil. No caso de vaporização, a camada 4 seria a primeira a vaporizar, em seguida a 3 e assim por diante; no caso de saída de água, a camada 1 seria a primeira a ser escoada, em seguida a 2 e assim sucessivamente; em ambos os casos, torna-se necessário introduzir controles sobre as camadas, tornando complexa o estudo. Pode-se dizer ainda, que a mistura é favorável no caso de entrada de água, uma vez que essa mistura diminui a entalpia específica do sistema.

C - PULVERIZAÇÃO DA ÁGUA

Normalmente, as válvulas de pulverização são atuadas por pressão; quando este excede o ponto limite superior, pressão de abertura PA, a válvula se abre e uma quantidade de líquido é pulverizada, reduzindo-se a elevação de pressão. Se as gotas pulverizadas são suficientes para produzir um decréscimo na pressão, então a válvula se fechará num ponto limite inferior, pressão de fechamento, PF, abaixo do ponto PA onde foi atuado; desse modo, a elevação de pressão pode ser controlada entre limites pré-determinados.

Fig. 16

A pressão final será, certamente, inferior a pressão de fechamento PF; quanto mais próximo estiver a pressão PF da pressão nominal, tanto mais próximo a pressão final estará da pressão nominal. Na realidade, os valores das pressões PA e PF, dependem da sensibilidade da válvula e os valores são dados pelo fabricante.

Para a entrada como dado do programa de computação, os valores de PA e PF, foram fixados aleatoriamente, como sendo 2100 Psi e 2010 Psi, respectivamente; a quantidade injetada na pulverização, também foram fixados em 10 lb/seg, quando acionada e 2 lb/seg, quando se encontra fechada.

D - VÁLVULA DE ALÍVIO

IDEM a discussão anterior.

E - COEFICIENTES DE TRANSFERÊNCIA DE CALOR

Os coeficientes de transferência de calor necessários para o programa de computação, são:

- Coeficiente de transferência de calor por convecção às paredes do pressurizador (U_2);
- Coeficiente de transferência de calor para as gotas pulverizadas (U_4);
- Coeficiente de transferência de calor na interface vapor - líquido (U_7).

Baseando-se no relatório da Referência 1, cujo texto, em outras palavras, diz: "Para os casos experimentais exa-

minados, o coeficiente para as gôtas pulverizadas foi assumido ser zero ($U_1 = 0,0$), isto é, o efeito das gôtas é condensar o vapor e não desaquecê-lo. O coeficiente de transferência de calor para a parede foi assumido ser zero também, ($U_2 = 0,0$); isto é equivalente a assumir que a taxa de transferência de calor para a parede é determinada somente pela teoria de condensação de Musclet, sempre que haja vapor superaquecido. Finalmente, o coeficiente de transferência de calor na interface (U_7), foi assumido ser $U_7 = 9,0 \text{ Btu/seg. ft}^2\text{-}^\circ\text{F}$, por ser consistente com os dados das duas fontes."

F - COEFICIENTE DE TRANSFERÊNCIA DA MASSA (EVAPORAÇÃO E CONDENSACÃO)

Segundo T. Alty, em Philosophical Magazine, Volume 15, página 101, o coeficiente de evaporação (f), é igual a 0,04, ou melhor, $f = 0,04$. Segundo a mesma referência, a taxa de transferência de massa pela fórmula de Knudson é (transformando-se as unidades convenientemente):

$$K_1 = 6,2 \times P \sqrt{\frac{M}{0,555 \times T + 255,37}} \times f$$

Onde M é a massa molecular e P é a pressão em Psi e T é a temperatura em $^\circ\text{F}$. No presente caso em que a substância é a água, tem-se $M = 18$ e $f = 0,04$ (este valor é somente para a água).

A representação dêsse coeficiente, em função da temperatura, tem o seguinte aspecto:

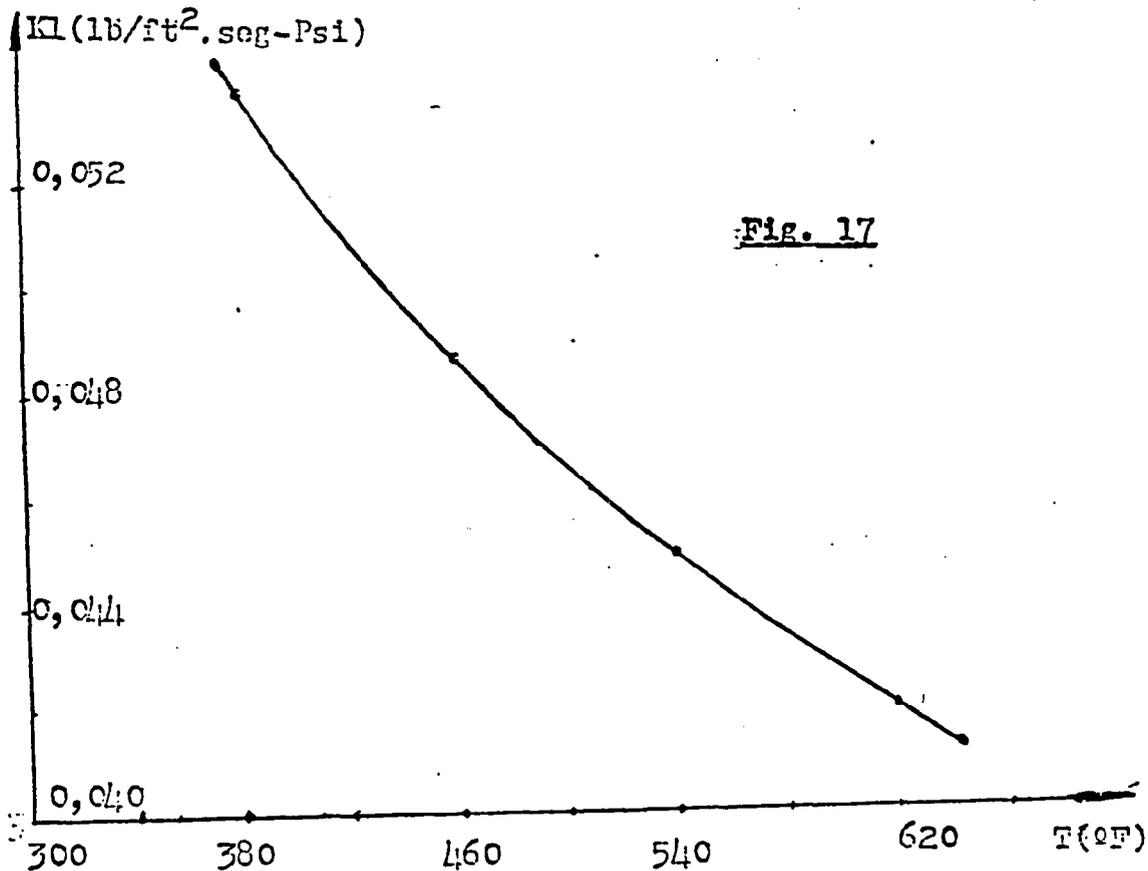


Fig. 17

Para efeito de cálculo, foi considerado um valor de $K_1 = 0,04$, uma vez que a temperatura de trabalho está em torno de 655°F (2000 Psi).

Quanto ao coeficiente de condensação, Eorman (Referência 7 da referência 1), mediu valores entre 10^{-4} a 4×10^{-4} $\text{lb/seg} \cdot \text{ft}^2 \cdot \text{Psi}$ a 20°C para a condensação. Como dado do programa, foi adotado o valor 0,0001 (K_2).

IX - CONCLUSÕES

Esta análise do regime transiente de um pressurizador médio (-500 MWe) comparável ao de Angra dos Reis, por meio de métodos numéricos é uma ferramenta a ser usada na análise de projetos de vasos pressurizadores, em geral.

O valor dos resultados obtidos, depende: do valor das hipóteses feitas, dos valores numéricos escolhidos para os coeficientes de transferência de calor, do isolamento do pressurizador e da mistura entre a água do pressurizador e a água de entrada; e, também dos seguintes dados tecnológicos: posição dos aquecedores, modo de vazão das válvulas e energia fornecida pelos aquecedores

Por falta de dados experimentais do transiente de um pressurizador de um reator real, não foi possível comparar os resultados obtidos pelo programa, o qual poderá, posteriormente, ser ajustado convenientemente. Também, o programa pode ser facilmente transformado sob a forma de código de cálculo para uso posterior.

O estudo permite que se faça a análise de segurança de sistema nuclear, verificando os acidentes que podem causar, se falharem, ou as válvulas do pulverizador (spray), ou o sistema de aquecimento ou se falharem as válvulas de alívio e de segurança.

Por último, pode-se dizer que após este estudo, temos nas mãos algumas idéias para se projetar um pressurizador real, ou seja que o princípio do pressurizador está ligado à inércia térmica do vaso, tal que, quanto maior a massa (ou volume) interna ao pressurizador, maior será o tempo de resposta durante o transiente, conseqüentemente, maior deverá ser a potência do sistema de aquecimento da água. O volume do pressurizador deve ser tal que ele seja capaz de absorver as variações de volume do refrigerante do circuito primário do reator. A vazão de pulverização e a potência de aquecimento no regime transiente dependem do tempo de resposta exigido e o funcionamento dos mesmos, dependem dos níveis de pressão. No regime de estado estacionário (funcionamento a pressão nominal), a potência do aquecedor está ligada à regulagem do pulverizador e também ao tipo de isolamento usado na parede do pressurizador, isto é, se há fugas ou não para o meio externo ambiente.

APÊNDICE AA.1 - TRANSFERÊNCIA DE CALOR NA PAREDE DE CONDENSAÇÃO

Quando a região de vapor do pressurizador é submetida a um processo de compressão com um incremento de pressão, a temperatura do vapor aumenta, ultrapassando a temperatura da parede - T_p - do pressurizador; como consequência, uma certa quantidade de vapor cede calor para a parede, condensando-se sobre o mesmo. A quantidade de calor cedido depende do coeficiente de transferência de calor e da diferença entre a temperatura da parede e do vapor.

O coeficiente de transferência de calor varia de acordo com o tipo de condensação produzida, ou seja, o coeficiente é menor quando a condensação se dá em película e é maior quando a condensação se dá "em gotas".

O primeiro tipo de condensação se dá quando o líquido formado pela condensação do vapor molha a parede, formando sobre a mesma uma película contínua, denominado filme laminar. Essa película constitui-se numa resistência adicional à passagem do calor, que se soma à própria condensação de vapor. É o caso mais comum na engenharia.

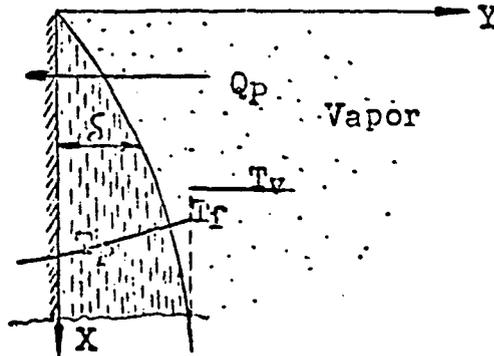
O segundo tipo, se dá quando o líquido não molha a parede, ou seja, o condensado se reúne na forma de gotas, que caem devido à força de gravidade (supondo parede vertical), deixando livre a superfície que fica, portanto, em contacto direto com o vapor; daí o coeficiente de transmissão ser maior. No presente estudo será dada atenção ao primeiro tipo, por ser o mais comum.

Para maiores detalhes, ver referências (12) e (13).

A.2 - CONDENSACÃO NUMA PAREDE VERTICAL COM FLUXO LAMINAR

Nêste tipo de condensação, em forma de película, o líquido condensado flui pela parede abaixo, tal que a espessura da camada líquida aumentará do tópo à base, variando com o isso o coeficiente de condensação local.

Fig. 1/1



Êste caso, foi inicialmente estudado por Nusselt, que deduziu uma equação que fornece o valor médio do co-

eficiente de transmissão para o vapor que se condensa.

As seguintes hipóteses são formuladas:

1. A espessura do filme líquido condensado é nula na parte superior e aumenta nas partes inferiores pelo efeito combinado de escoamento e condensação;
2. As forças de inércia que aparecem no filme condensado são desprezíveis quando comparadas com a viscosidade e a gravidade;
3. O calor transferido por convecção no filme e por condução junto ao filme, são desprezíveis e, somente a condução através do filme é levada em conta;
4. Não há forças de fricção nas interfaces das fases;
5. A temperatura da camada mais externa do condensado, é igual a temperatura de saturação T_f ;
6. A camada mais interna do condensado, em contacto com a parede, tem a mesma temperatura desta;
7. A variação de temperatura da camada de condensado em sentido ortogonal à parede, é linear;
8. A tensão superficial na superfície livre do filme não afeta a natureza do escoamento;
9. O vapor cede apenas o seu calor latente o ;
10. A densidade do vapor é pequena em comparação com aquela do condensado.

Com essas hipóteses, Musselt em 1916, obteve a

seguinte fórmula para o coeficiente médio de transferência de calor de condensação:

$$h_m = 0,943 \sqrt[4]{\frac{k^3 \cdot d^2 \cdot g \cdot h_{fg}}{u \cdot (T_f - T_p) \cdot X}} \quad (56)$$

A quantidade total de calor removido do vapor é igual a soma de \dot{Q}_c , por convecção da fase de vapor e \dot{Q}_d por condensação nas paredes.

$$\dot{Q}_p = \dot{Q}_c + \dot{Q}_d \quad , \text{ ou} \quad (57)$$

$$M_p \cdot C_p \cdot dT_p/dt = \dot{Q}_c + dM/dt \cdot (h_g - h_f) \quad (58)$$

A difusão de massa dM/dt , para o presente estudo, determinado anteriormente, é:

$$\frac{dM}{dt} = \dot{M} = 0,943 \cdot \frac{c \cdot X^{3/4} \cdot g^{1/4} \cdot k^{3/4} \cdot d^{1/2} \cdot (T_f(P) - T_p)^{3/4}}{3600 \cdot u^{1/4} \cdot h_{fg}^{3/4}} \quad (59)$$

e segundo a Lei de Newton:

$$\dot{Q}_c = C' \cdot (T_g - T_f(P)) \quad (60)$$

onde, C' ... é o coeficiente local de transferência de calor.

$$C' = U \cdot A \quad , \text{ onde} \quad (61)$$

onde A é a área atual da parede e U é o coeficiente de transferência de calor efetivo.

Assim, utilizando a equação (27), temos:

$$M_p \cdot C_p \cdot dT/dt = \dot{Q}_c + C_1 \cdot (T_f - T_p)^{3/4} \cdot (h_g - h_f) \quad (62)$$

$$M_p \cdot C_p \cdot dT_p/dt = \dot{Q}_c + C_1 \cdot (T_f - T_p)^{1-Exp} \cdot (h_g - h_f) \quad (63)$$

onde,

$$Exp = 0,25$$

$$M_p \cdot C_p \cdot dT_p/dt = \dot{Q}_c + C_1 (T_f - T_p)^{-Exp} \cdot (h_g - h_f) \cdot (T_f - T_p) \quad (64)$$

$$dT_p/dt = \dot{T}_p \quad (65)$$

$$\dot{T}_p = \frac{\dot{Q}_c + C_1 \cdot T_f \cdot (T_f - T_p)^{-Exp} \cdot (h_g - h_f)}{M_p \cdot C_p} - \frac{C_1 \cdot T_p \cdot (h_g - h_f)}{M_p \cdot C_p \cdot (T_f - T_p)^{+Exp}} \quad (66)$$

$$\frac{1}{T_1} = \frac{C_1 \cdot (T_f - T_p)^{-Exp} \cdot (h_g - h_f)}{M_p \cdot C_p} \quad (67)$$

$$T_1 = \frac{M_p \cdot C_p}{C_1 \cdot (T_f - T_p)^{-Exp} \cdot (h_g - h_f)} \quad (68)$$

$$C_2 = \frac{\dot{Q}_c}{M_p \cdot C_p} + \frac{C_1 \cdot T_f \cdot (T_f - T_p)^{-Exp} \cdot (h_g - h_f)}{M_p \cdot C_p} \quad (69)$$

Assim, a equação (66) torna-se igual a:

$$\dot{T}_P = C_2 - \frac{T_P}{T_1} \quad (70)$$

Resolvendo, temos:

$$T_P = C_2 \cdot T_1 - A e^{-t/T_1} \quad (71)$$

Da condição inicial: $t = 0 \longrightarrow T_P = T_{P0}$, (72)

temos: $A = -T_{P0} + C_2 \cdot T_1$ (73)

Portanto:

$$T_P = C_2 \cdot T_1 + (T_{P0} - C_2 \cdot T_1) e^{-t/T_1} \quad (74)$$

APÊNDICE BPROPRIEDADES TERMODINÂMICAS DO VAPOR E DO LÍQUIDOB.1 - VAPOR SATURADO

B.1.1 - Volume específico em função da pressão.

$$v_G(P) = 0,2354 - (1,8522 \times (P-1700)) / (10^4 + 5,3577 \times (P-1700))$$

Ver Graf.1 (75)

B.1.2 - Entalpia específica em função da pressão.

$$h_G(P) = 1149,4 - (6,615 \times 10^3 \times (P-1800)) / (10^5 - 29,4 \times (P-1800))$$

Ver Graf.2 (76)

B.1.3 - Temperatura de saturação em função da pressão.

$$T_G(P) = (528,43463 + (1687,5866 \times 10^{-4} \times P)) / ((1172,46926 \times 10^{-3}) + (967,1732 \times 10^{-7} \times P)) + \Delta$$

Ver Graf.3 (77)

$$\Delta = 21,50 - 0,01 \times P \quad (78)$$

Tôdas as fórmulas acima foram retiradas e/ou desenvolvidas do trabalho realizado por J.A. Findlay, Ref.4 .

A função Delta foi desenvolvida no presente estudo e introduzida na função $T_G(P)$ com o objetivo de se obter uma melhor aproximação para a temperatura do vapor saturado quando comparada com os valores tabelados segundo Keenan e Keyes.

Tôdas as expressões acima são válidas para a pressão variando entre 1500 a 2800 Psi.

B.2 - VAPOR SUPERAQUECIDO

B.2.1 - Volume específico

Inicialmente, determinou-se a partir de curvas levantadas com valores da tabela de Keenan e Keyes, a função $F(P) = \text{DEPOL}$, isto é, a função diferencial dv_g/dh como uma função da pressão, ou seja:

$$F(P) = dv_g/dh = \text{DEPOL} \quad (\text{Ver Apêndice D}) \quad (79)$$

A seguir, fez-se a integração, tendo como limites o ponto de saturação e o ponto superaquecido.

$$dv_g = F(P) \times dh \quad \int_{v_G}^{v_g} dv_g = \int_{h_G}^{h_g} F(P) \times dh \quad (80)$$

$$v_g = v_G(P) + F(P) \times (h_g - h_G(P)) \quad (81)$$

Ver Graf.4

E.2.2 - Temperatura do vapor superaquecido

Ao se estudar a determinação da temperatura do vapor, defronta-se com duas opções para o cálculo da mesma:

- a) Ou se representa a temperatura por uma única fórmula polinomial ou outra função matemática, como dependente da pressão e volume específico ou da pressão e entalpia; a solução é trabalhosa; ou
- b) Se representa a temperatura como uma função linear da pressão e volume específico ou da pressão e entalpia, porém subdivididas em duas regiões.

No caso (a), a solução é por meio de funções paramétricas, exigindo muito trabalho.

No presente estudo, adotou-se a segunda alternativa por ser mais fácil a solução e por apresentar uma boa aproximação no cálculo da temperatura do vapor. As duas regiões subdivididas são separadas pela linha representada pela função:

$$HD = ED(P) \quad (\text{Ver Graf.4})$$

$$\text{Ou:} \quad HD = 1364,7333 - 0,07333xP \quad (82)$$

e pela função:

$$TD = TD(P)$$

$$\text{ou:} \quad TD = 605,6666 + 0,03833xP \quad (83)$$

Nas duas regiões, a função diferencial dT/dh que é uma função de P , foram aproximadas para funções lineares.

Assim, temos (Ver Graf.5):

Para a região I:

$$dT/dh = 1,2900 - 0,0365 \times 10^{-2} \times P \quad (84)$$

$$\int_{T_G}^T dT = \int_{h_G}^h (1,29 - 0,0365 \times 10^{-2} \times P) \times dh \quad (85)$$

$$T = T_G(P) + (1,29 - 0,0365 \times 10^{-2} \times P) \times (h - h_G(P)) \quad (86)$$

Para a região II:

$$dT/dh = 1,9135 - 0,46622 \times 10^{-3} \times P \quad (87)$$

$$\int_{T_D}^T dT = \int_{H_D}^h (1,9135 - 0,46622 \times 10^{-3} \times P) \times dh \quad (88)$$

$$T = T_D + (1,9135 - 0,46622 \times 10^{-3} \times P) \times (h - H_D) \quad (89)$$

(Válido para $T \leq 800$ (°F))

B.3 - Água saturada

B.3.1 - Volume específico em função da pressão.

$$v_f(P) = 0,0257 + 5,2531 \times (P - 2000) / (10^6 - 282,7 \times (P - 2000)) \quad (90)$$

B.3.1 - Entalpia específica em função da pressão.

$$h_f(P) = (3437,0 + P) / 8,10 \quad (91)$$

Ver Graf.7

B.3.3 - Temperatura de saturação em função da entalpia.

$$T_f(h_f) = (-73,275 - 1,40165xh_f) / (0,82905 - 8,053x10^{-4}xh_f)$$

Ver Graf.8 (92)

Para maiores detalhes do desenvolvimento dessas fórmulas, recorrer à referência 4.

B.4 - LÍQUIDO COMPRIMIDO

No estudo transiente do pressurizador, as propriedades do líquido comprimido foram aproximadas para as do estado saturado, tendo em vista a pequena variação das mesmas com a pressão, como mostra a tabela anexa.

A pressão de saturação do líquido é desconhecida porém, a entalpia do líquido é conhecida, uma vez que ela é determinada em função da pressão do pressurizador, pelo método numérico apresentado anteriormente. Assim, as propriedades do líquido são todas calculadas a partir da entalpia.

B.4.1 - Entalpia da água.

$$h_a = h_f = \text{conhecida}$$

B.4.2 - Volume específico da água em função da entalpia.

$$v_a(h_a) = 0,0231 - 2,935x(h_a - 598,7) / (10^5 - 220,8x(h_a - 598,7))$$

Ver Graf.6 (93)

B.4.3 - Temperatura em função da entalpia.

$$T_a(h_a) = (-74,275 + 1,40165 \cdot h_a) / (0,82705 + 3,033 \cdot 10^{-4} \cdot h_a) \quad (94)$$

Ver Graf.8

B.4.4 - Pressão em função da entalpia.

$$P_a(h_a) = - 3437,00 + 3,10 \cdot h_a \quad (95)$$

Ver Graf.7

Tôdas as fórmulas acima foram retiradas da referência 4, com exceção da última, a qual foi obtida utilizando-se o método das médias. Tôdas essas expressões podem ser aplicadas para valores correspondentes a $1100 \leq P \leq 1800$. Psi.

TABELA DE PROPRIEDADES DE LÍQUIDO COMPRIMIDO

<u>T em (°F)</u>	<u>v em (ft³/lb)</u>	<u>h em (Btu/lb)</u>							
SATURADO	COMPRIMIDO								
	P = 1000 Psi								
T 544,61	100	200	300	400	500	600	620	640	660
v 0,0216	0,016081	0,016580	0,017380	0,018552	0,020368				
h 542,40	70,67	170,20	271,34	375,81	487,68				
	P = 1500 Psi								
T 596,23									
v 0,0235	0,016057	0,016553	0,017345	0,018498	0,020259				
h 611,60	71,96	171,35	272,29	376,41	487,53				
	P = 2000 Psi								
T 635,82									
v 0,0257	0,016033	0,016526	0,017311	0,018444	0,020154				
h 671,70	73,28	172,50	273,23	377,00	487,44				
	P = 2500 Psi								
T 668,13									
v 0,0287	0,016009	0,016500	0,017318	0,018391	0,020055	0,023010	0,02401	0,02531	0,02729
h 730,60	74,55	173,62	274,14	377,63	487,41	612,10	641,10	673,20	711,10
	P = 3000 Psi								
T 695,36									
v 0,0316	0,015985	0,016474	0,017242	0,018339	0,019962	0,022750	0,02365	0,02476	0,02631
h 802,50	75,85	174,75	275,03	378,30	487,41	610,10	638,00	668,30	702,40

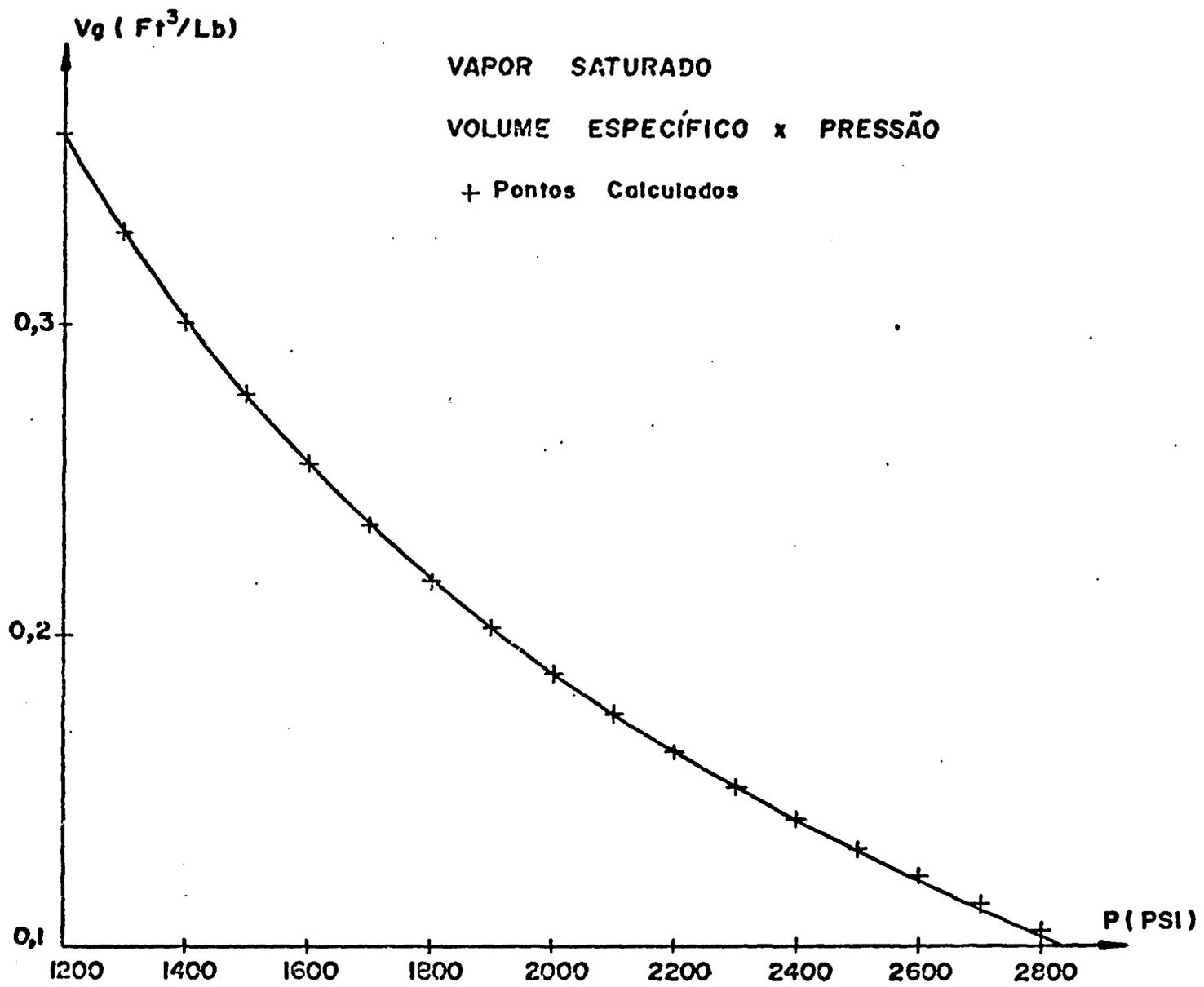


GRÁFICO 1

101

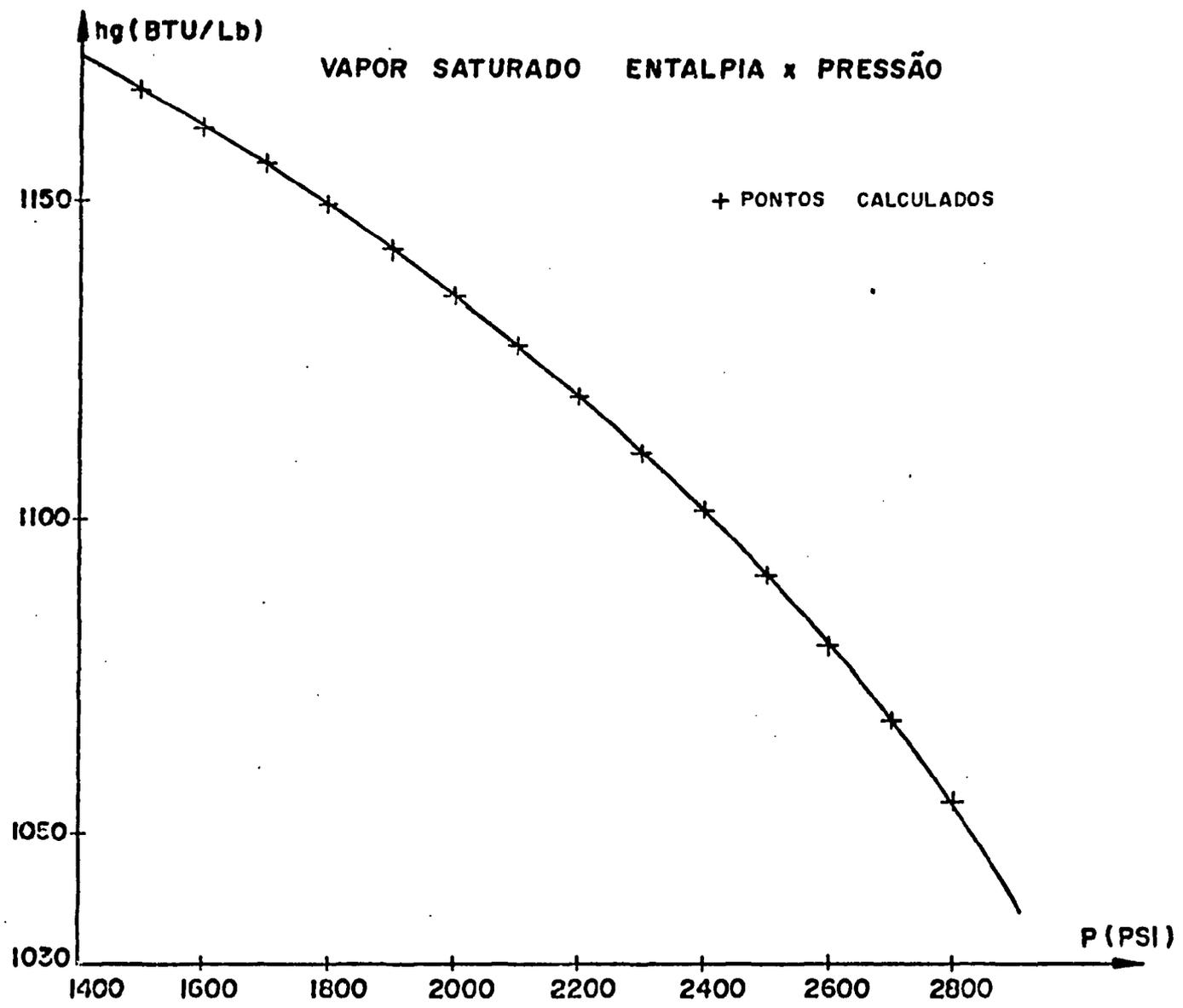


GRÁFICO 2

105

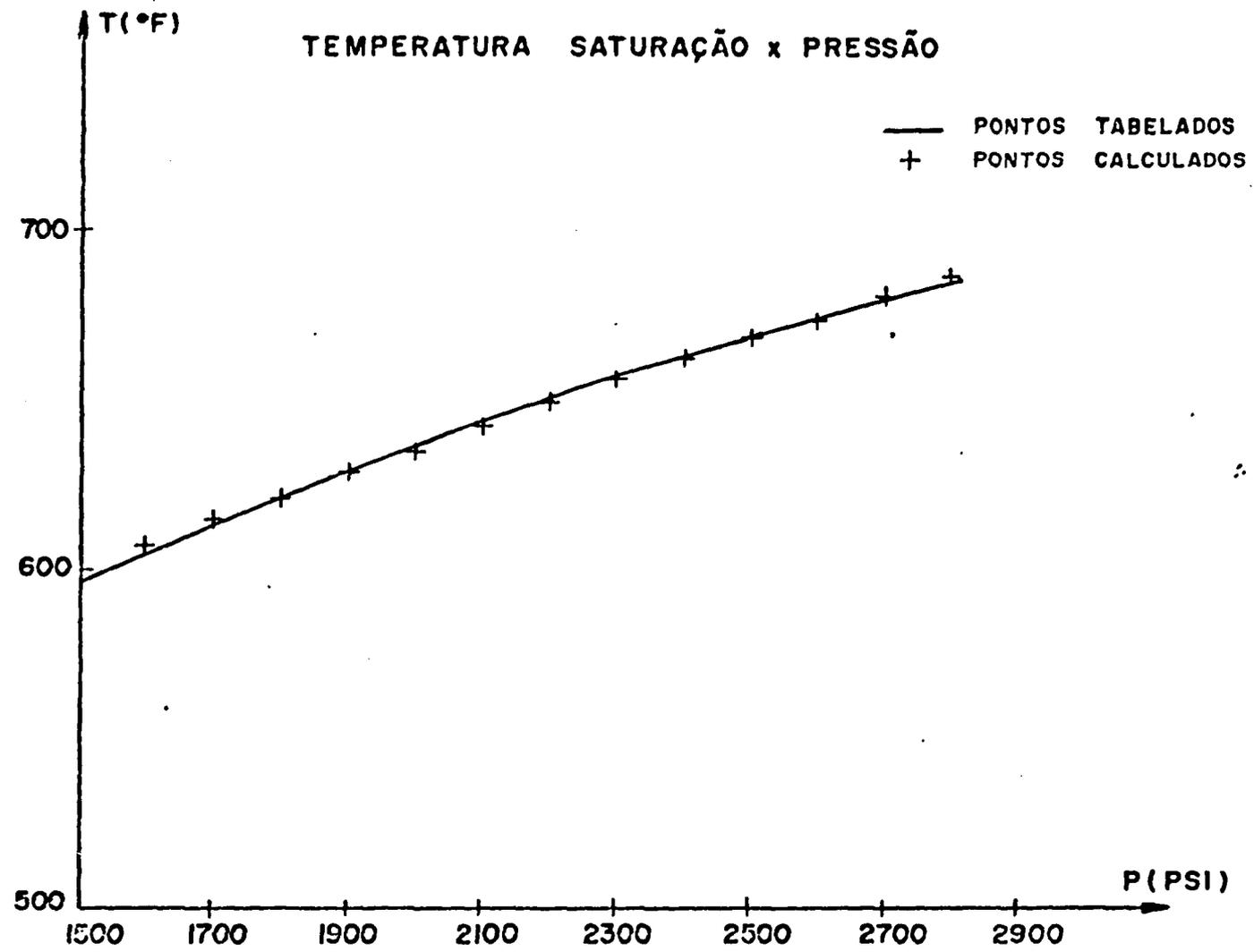


GRÁFICO 3

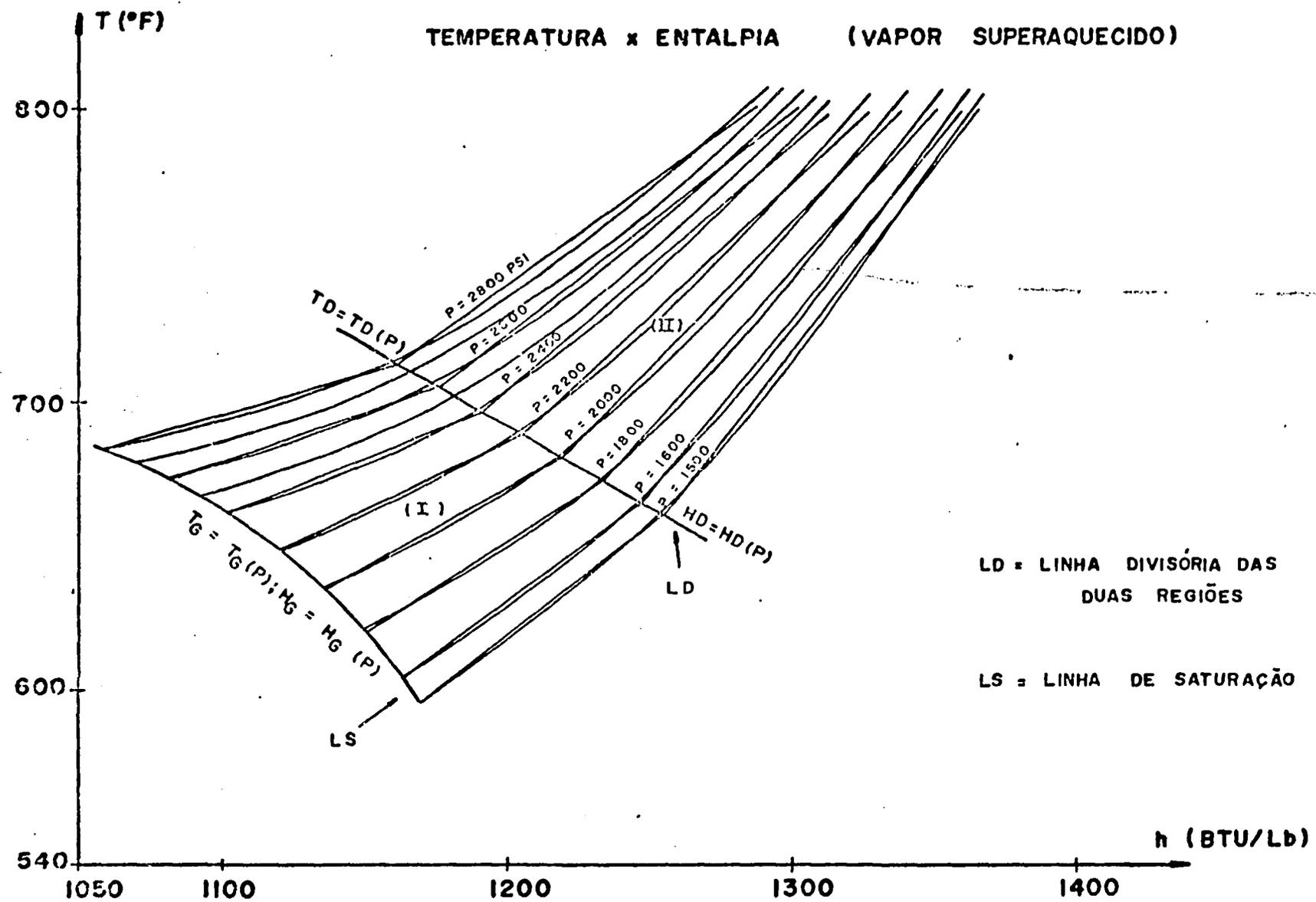


GRÁFICO 4

107

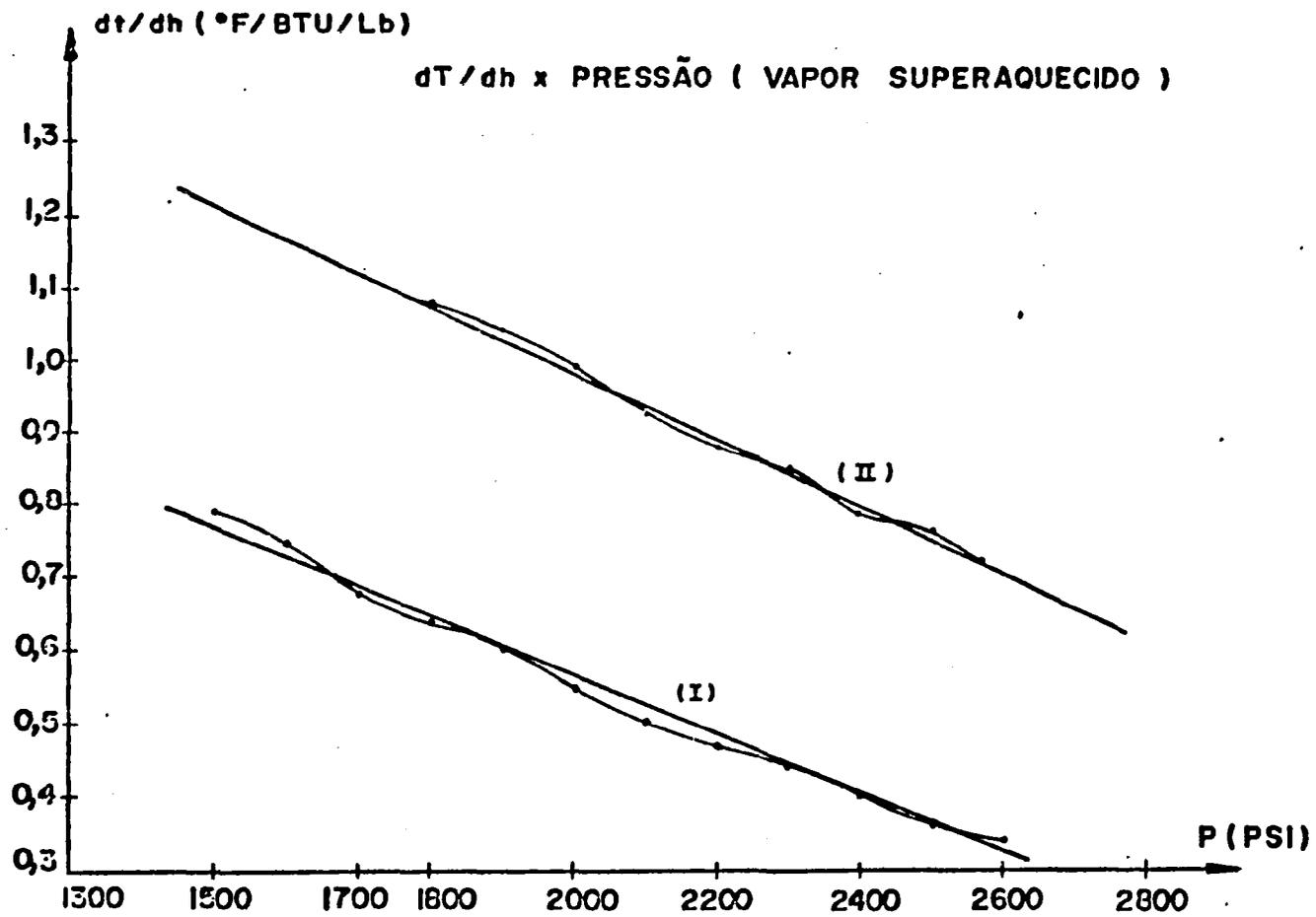


GRÁFICO 5

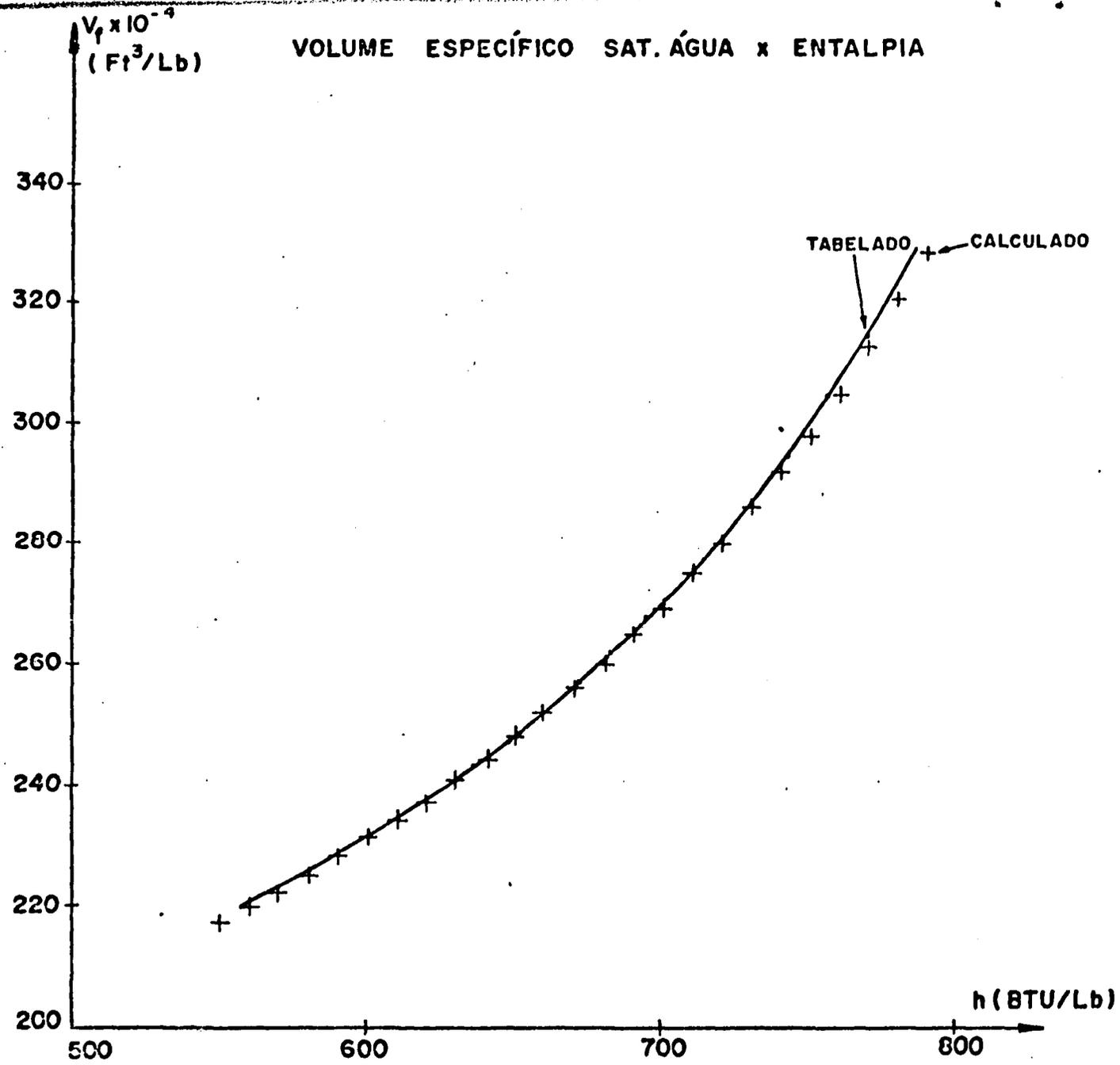


GRÁFICO 6

~~XXXX~~ 110
PRESSÃO SAT. ÁGUA x ENTALPIA

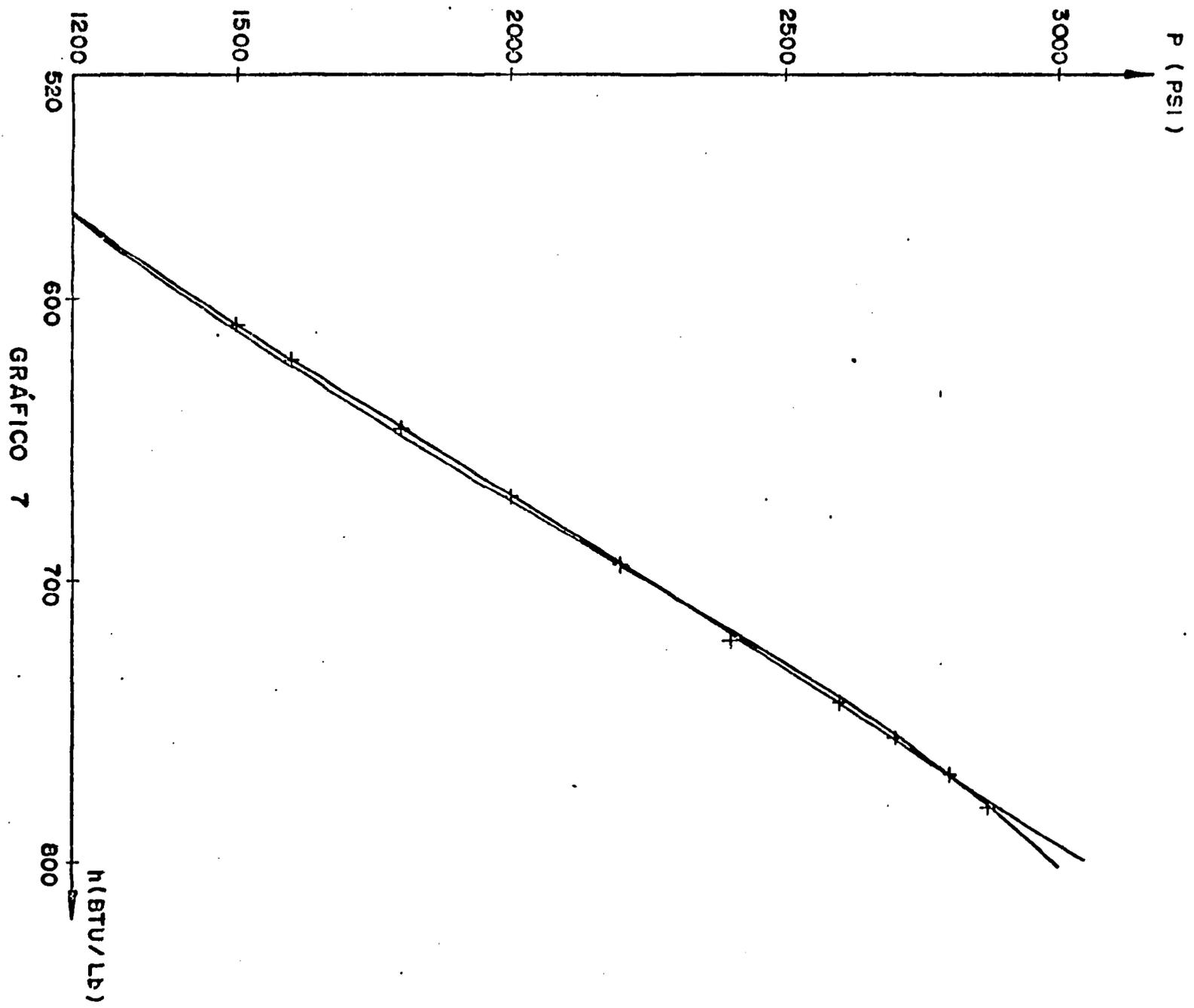


GRÁFICO 7

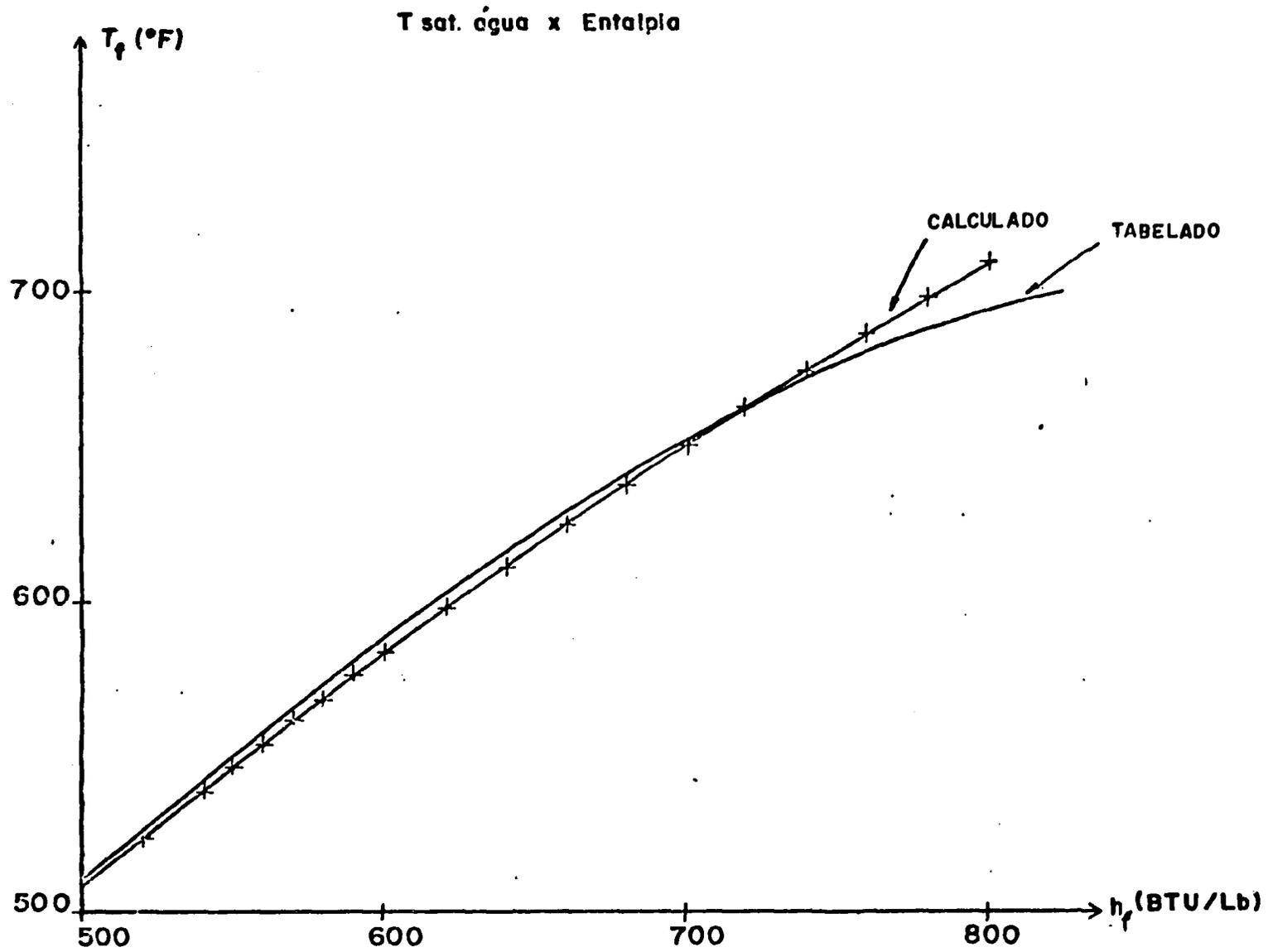


GRÁFICO 8

III
 XXXX

APÊNDICE CPROPRIEDADES FÍSICAS DA ÁGUA SATURADA

A transferência de calor utilizando a água como agente transferidor, é afetada pelas suas propriedades físicas, tais como densidade \underline{d} , calor específico \underline{c} , condutividade \underline{k} , viscosidade dinâmica \underline{u} , e também pela difusividade térmica; a água como todos os fluidos reais é um líquido viscoso, oferecendo uma resistência ao escoamento de uma camada fluida em relação a outra. Todas essas propriedades tem um valor definido, sendo em geral, uma função de temperatura e da pressão.

As propriedades aqui apresentadas são as de densidade, condutividade térmica e viscosidade no estado saturado, dependendo portanto, só da pressão ou da temperatura. As funções representativas das mesmas serão utilizadas no cálculo do coeficiente médio de transferência de calor h_m .

Essas três funções foram aproximadas por uma função linear dependente da pressão, para uma variação de pressão entre 1500 a 2800 Psi. O método utilizado foi aquela das médias e, os dados para o levantamento dessas funções foram retirados de tabela segundo a referência 7.

Assim, as funções lineares desenvolvidas apresentam-se nas seguintes formas:

- Densidade \underline{d} :

$$d = 54,63336 - 7,8889 \times 10^{-3} \times P \quad (96)$$

Ver Graf.9

- Condutividade térmica \underline{k} -

$$k = 0,406334 - 73,0556 \times 10^{-6} \times P \quad (97)$$

Ver Graf.10

- Viscosidade dinâmica $\underline{\mu}$:

$$\mu = 0,2745 - 41,3889 \times 10^{-6} \times P \quad (98)$$

Ver Graf.11

Na tabela, a seguir apresentada, encontra-se os valores tabelados e os calculados para fins de comparação.

Unidades: Pressão (Psi)

Densidade (Lb/Ft³)

Condutividade (Btu/h.Ft.²F)

Viscosidade (Lb/h.Ft)

TABELA

P	d_t	d_c	k_t	k_c	u_t	u_c
1550	42,373	42,400	0,2919	0,2930	0,210	0,212
1790	40,486	40,500	0,2753	0,2755	0,200	0,202
2075	38,462	38,250	0,2565	0,2550	0,190	0,190
2370	35,971	35,900	0,2335	0,2330	0,177	0,177
2715	32,787	32,800	0,2056	0,2030	0,161	0,165

OBS.: Os índices t e c , significam valores tabelados e calculados, respectivamente.

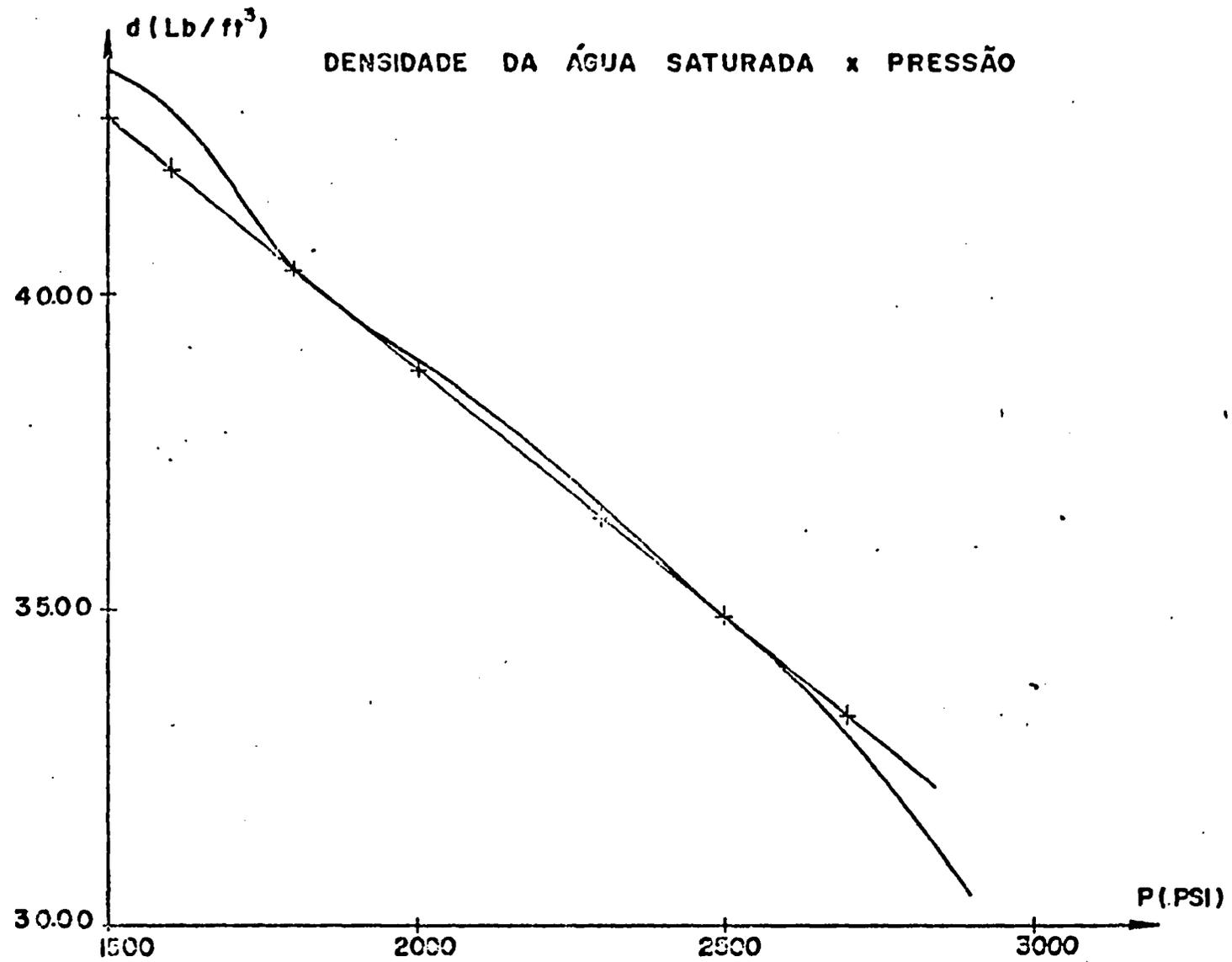


GRÁFICO 9

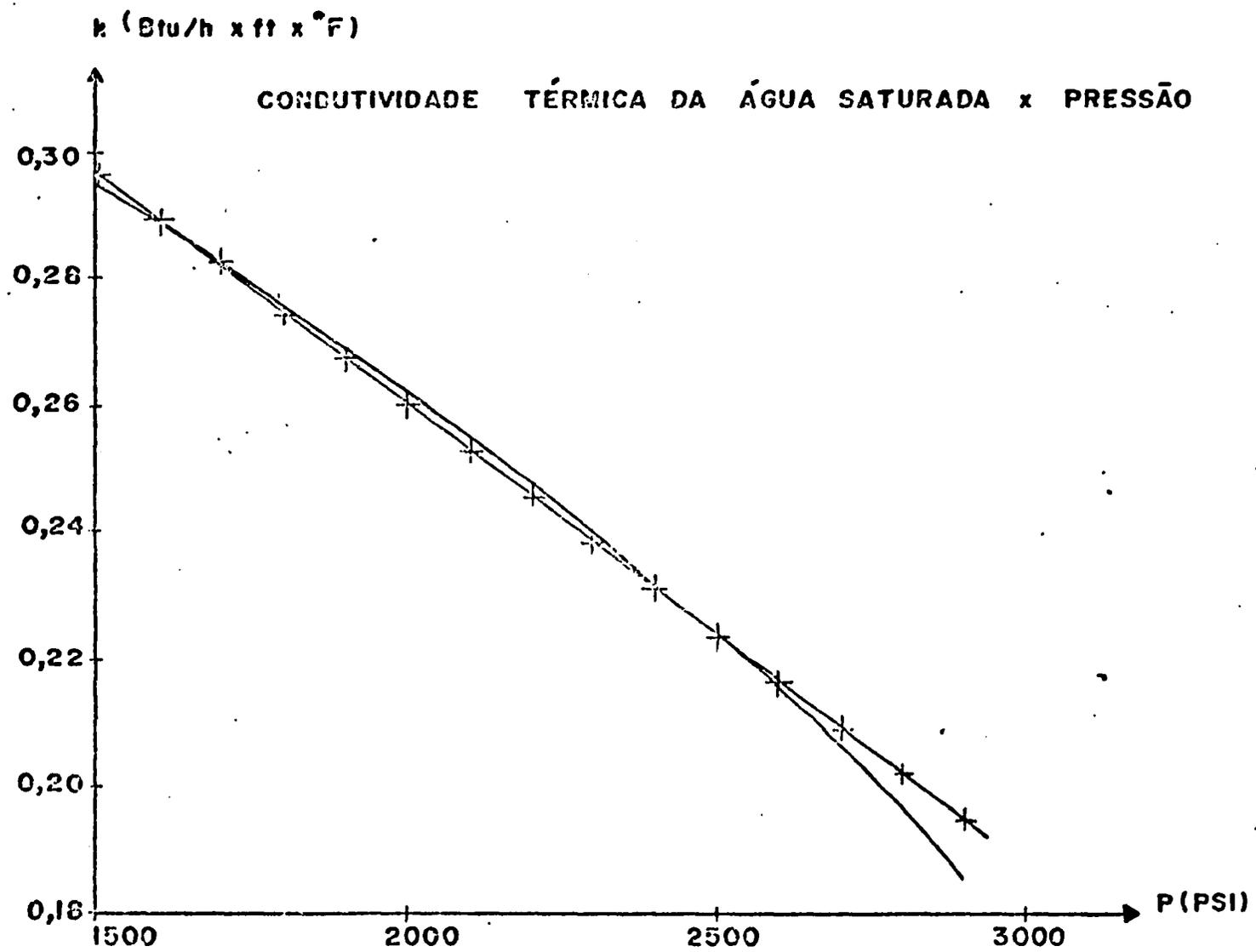


GRÁFICO 10

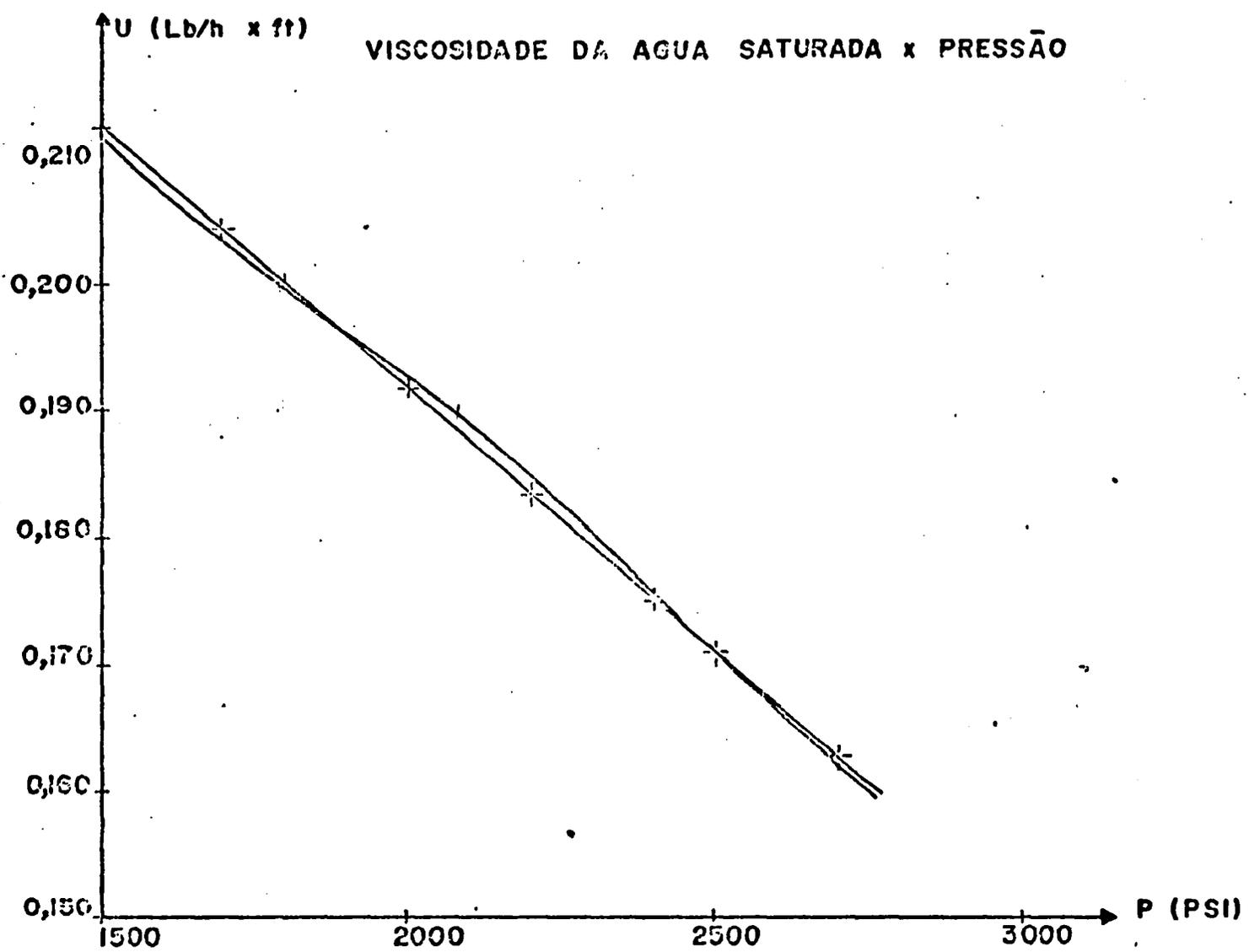


GRÁFICO II

117

APÊNDICE D

PROGRAMA FORTRAN PARA O CÁLCULO DOS COEFICIENTES DA FUNÇÃO

$$F(P) = dv_g/dh = DEPOL$$

O método utilizado é o dos mínimos quadrados, utilizando-se a subrotina APOL do Computador IBI 1130 do Núcleo de Computação Eletrônica da Universidade Federal do Rio de Janeiro.

// FOR

ONE WORD INTEGERS

ICCS (2501 READER, 1403 PRINTER)

LIST SOURCE PROGRAM

DIMENSION Y(12),X(12),C(3)

READ (8,10) (Y(I),X(I),I = 1,12)

10 FORMAT(5X,F9.7,5X,F6.1)

M = 2

N = 12

CALL APOL(Y,X,M,N,C)

WRITE(5,15) (C(I),I = 1,3)

15 FORMAT(3(5X,E14.7))

CALL EXIT

END

// XEQ

0.1890359E-2

-0.9481626E-6

0.1502483E-9

APÊNDICE ETRANSFERÊNCIA DE CALOR UTILIZANDO O MODELO DE DOIS NÓDOS
(NA PAREDE)

Estes sistemas podem ser encontrados quando materiais compostos estão sujeitos a variação do meio. Se o tamanho e o tipo de material são conhecidos, é fácil determinar a capacidade térmica de cada nodo. No caso de dois nodos, torna-se também necessário determinar a resistência de ligação dos dois nodos. Se o sistema de dois nodos consiste de um tanque metálico de parede fina com vapor de água encerrado no seu interior, a resistência de ligação poderia ser aquela devido a convecção entre a água (vapor d'água) e o tanque.

Seja h_s , o coeficiente de transferência de calor entre o vapor e o primeiro nodo, e entre este e o segundo nodo seja h_2 e que entre o 2º nodo e o meio ambiente seja h_3 .

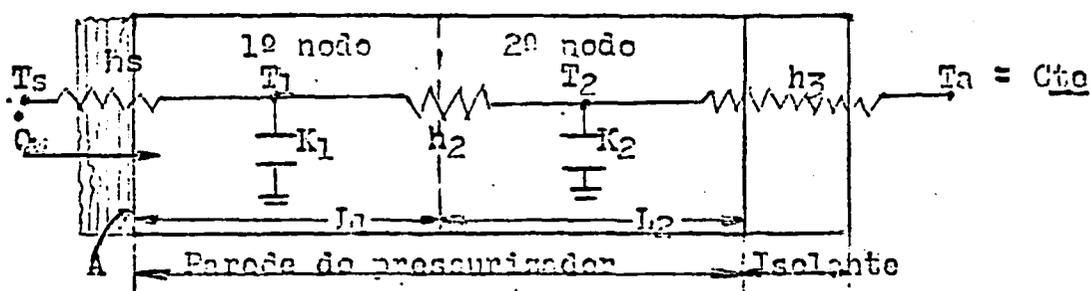


Fig. 15

$$\dot{Q}_w = A \cdot h_s (T_s - T_1) = -d_s \cdot C_s \cdot V_s (dT_s/dt) = -d_s \cdot C_s \cdot V_s \cdot \dot{T}_s$$

$$A \cdot h_s (T_s - T_1) - A \cdot h_2 (T_1 - T_2) = d_1 \cdot C_1 \cdot V_1 (dT_1/dt) = d_1 \cdot C_1 \cdot V_1 \cdot \dot{T}_1$$

$$h_s(T_s - T_1) - h_2(T_1 - T_2) = V_1 \cdot d_1 \cdot C_1 \cdot \dot{T}_1 / A = L_1 \cdot d_1 \cdot C_1 \cdot \dot{T}_1$$

$$h_2 \cdot A(T_1 - T_2) - h_3 \cdot A(T_2 - T_a) = d_2 \cdot C_2 \cdot V_2 \cdot \dot{T}_2 \quad \text{ou}$$

$$h_2 \cdot (T_1 - T_2) - h_3(T_2 - T_a) = d_2 \cdot C_2 \cdot A \cdot L_2 \cdot \dot{T}_2 / A = d_2 \cdot C_2 \cdot L_2 \cdot \dot{T}_2$$

$$K_1 = d_1 \cdot C_1 \cdot L_1 \quad \text{e} \quad K_2 = d_2 \cdot C_2 \cdot L_2$$

Resumindo:

$$\dot{Q}_w = A \cdot h_s(T_s - T_1)$$

$$K_1 \cdot \dot{T}_1 = d_1 \cdot C_1 \cdot L_1 \cdot \dot{T}_1 = h_s(T_s - T_1) - h_2(T_1 - T_2)$$

$$K_2 \cdot \dot{T}_2 = d_2 \cdot C_2 \cdot L_2 \cdot \dot{T}_2 = h_2(T_1 - T_2) - h_3(T_2 - T_a)$$

Notação: K Capacidade térmica

\dot{Q}_w ... Fluxo de calor

A Área de transferência de calor

h Coeficiente de transferência de calor

T Temperatura

d Densidade

C Calor específico

V Volume

L Comprimento de cada nodo

Índices:

s Região do vapor; a Ambiente

1 Nodo 1; 2 Nodo 2; 3 Isolante

BIBLIOGRAFIA

1. REDFIELD, J. A. & MARGOLIS, S. G. TOPS - A Fortran Program for the Transient Thermodynamics of Pressurizers. UC - 32: Mathematics and Computers Special Distribution. December 1965. Contract AT-11-1-GEN-14
2. SORENSON, C. W. KAPL-2000-10, AEC Research and Development Report. Reactor Technology - Report nº 13, Engineering - Junho 1960
3. COUGHREN, K. D. Pressurizing Vessel Performance Equations - BNWL - 116; UC - 58, Engineering and Equipment. Agosto, 1965.
4. FINDLAY, J. A. KAPL - M - NPA - 23, Pressurizers Analysis and the PRE Digital Program. 14 de Junho de 1961.
5. FINDLAY, J. A. & THOMAS, A. W. KAPL - M - EC - 7, PRE - A Pressurizer Transient Program for the Philco 2000 Computer. 8 de Junho de 1961.
6. SCHULTZ, M. A. Control of Nuclear Reactors and Power Plants. New York, MC - Graw - Hill, Inc. 2ª Ed., 1961.