

PROJETO E MODELAMENTO TEÓRICO DE UM
SISTEMA DE REFRIGERAÇÃO POR ABSORÇÃO
MOVIDO A ENERGIA SOLAR

UNIVERSIDADE ESTADUAL DE CAMPINAS
FACULDADE DE ENGENHARIA DE CAMPINAS

PROJETO E MODELAMENTO TEÓRICO DE UM SISTEMA DE REFRIGERA-
ÇÃO POR ABSORÇÃO MOVIDO A ENERGIA SOLAR

ORIENTADOR: PROF. LÁSZLÓ HALÁSZ

José Ricardo Figueiredo

Tese apresentada à Faculdade de Enge-
nharia de Campinas - UNICAMP como
parte dos requisitos necessários pa-
ra obtenção do título de MESTRE EM
CIÊNCIAS.

- CAMPINAS 1980 -

UNICAMP
BIBLIOTECA CENTRAL

AGRADECIMENTOS

A realização deste trabalho se tornou menos árida graças à colaboração que sempre pude encontrar em diversos membros da Universidade. Com o risco de pecar pelo esquecimento, quero agradecer ao Professor László Halász, meu orientador, e aos Professores Isaias C. Macedo, Kamal A.R. Ismail, Severino de Paiva Neto, Alcir de Faro Orlando, Fernando A. França, J. Tomaz V. Pereira, Hermano Tavares, Mário J. Mendes e Norberto Dachs. Efetivadas ou não, suas sugestões se constituíram sempre num grande estímulo.

Agradeço ainda, pelo companheirismo participante e crítico, à minha mulher, Eliana, a quem dedico este trabalho.

Finalmente, espero que o esforço aqui concretizado se some à luta da Universidade Brasileira pela sua valorização contra os revezes que tem sofrido, e para que a Universidade se torne cada vez mais um instrumento do Povo Brasileiro para sua libertação cultural, econômica e política.

"PROJETO E MODELAMENTO TEÓRICO DE UM SISTEMA
DE REFRIGERAÇÃO MOVIDO A ENERGIA SOLAR"

RESUMO

Inicialmente, descreve-se o projeto de um sistema de refrigeração por absorção movido a energia solar com utilização de coletores solares parabólicos de baixa concentração. Este sistema deve manter uma câmara frigorífica semi-subterrânea a níveis de temperatura apropriados a conservação de produtos semi-perecíveis.

A seguir são apresentados os modelamentos teóricos para regimes permanente e não permanente. Ambos fornecem os parâmetros principais do funcionamento do sistema em função de dois tipos de grandezas: variáveis externas; tais como insolação, temperatura atmosférica, etc, e características operacionais dos diversos componentes.

ABSTRACT

In the first instance this work describes the project of a solar driven absorption refrigeration system with low concentration parabolic solar collector. This system must keep a cold store room at levels of temperature suitable for conservation of semi-percible products.

Consequently, are presented theoretical models for steady and unsteady regimes. Both models give main feactures of system operation as function of two kinds of quantities: external variables such as solar incidence, ambiental temperature, etc, and operational characteristics of the components.

ÍNDICE

ITEM	PG.
1 - INTRODUÇÃO	1
1.1. Apresentação	1
1.2. Pesquisa Bibliográfica	3
1.3. Descrição do Equipamento	6
2 - EQUAÇÕES DE REGIME PERMANENTE	11
2.1. Apresentação	11
2.2. Equações de conservação da massa	11
2.3. Equações de conservação da massa de amônia	12
2.4. Equações de conservação da energia	12
2.5. Equações de estado	13
2.6. Equações de transferência de calor	16
2.7. Outras equações	18
2.8. Ocorrência de vaporização no trocador	19
2.9. Determinação dos coeficientes globais de transferência de calor	22
3 - PROJETO DO SISTEMA	25
3.1. Projeto Termodinâmico	25
3.2. Projeto dos Componentes	29
3.3. Dispositivos de Medidas	43
4 - MÉTODO NUMÉRICO UTILIZADO	46
4.1. Descrição do Método	46
4.2. Modificações do Programa Original	50
5 - MODELAMENTOS EM REGIME PERMANENTE	53
5.1. Coeficientes globais constantes	53
5.2. Coeficientes globais variáveis	55
5.3. Resultados	58

6 - MODELAMENTO EM REGIME TRANSIENTE	65
6.1. Descrição qualitativa do funcionamento dinâmico do sistema	65
6.2. Equações para regime transiente	68
6.3. Modelamento dinâmico	75
6.4. Resultados	77
7 - CONCLUSÕES	79
LISTA DE SÍMBOLOS	80
REFERÊNCIAS	84
ANEXOS 1 a 10	87

1. INTRODUÇÃO

1.1. Apresentação

Este trabalho tem como objetivo apresentar o projeto de um sistema experimental de refrigeração por absorção de água - amônia com ciclo contínuo movido a energia solar, bem como propor e discutir alguns modelamentos teóricos deste sistema. A construção do equipamento foi financiada pela FINEP, dentro do Convênio de Energia Solar - CODETEC - FINEP - IF/581 FINEP - UNICAMP. Nos relatórios desse convênio é apresentada a evolução do projeto até sua forma atual, e seus futuros desenvolvimentos.

A câmara frigorífica utilizada é uma câmara semi-subterrânea existente na Faculdade de Engenharia de Alimentos e Agrícola da UNICAMP com volume interno de 54 m^3 . O equipamento deve assegurar resfriamento do ar da câmara a temperaturas da ordem de 10°C positivos, nível apropriado à conservação de batata e outros produtos semi-perecíveis.

Para operar eficazmente com esta temperatura da câmara o sistema de absorção requer da fonte quente uma temperatura mínima de aproximadamente 100°C [22]. Por este motivo, foi escolhido o coletor solar modelo CPC, com concentração 4, cuja faixa adequada de funcionamento para incidências de insolação típicas da região de Campinas está entre 100 e 150 $^\circ\text{C}$ e que é constitutivamente simples. Este tipo de coletor possui refletores parabólicos não focalizadores com rotação em torno de um eixo. O eixo de rotação do coletor será colocado na direção leste-oeste, requerendo um ajuste à órbita aparente do Sol que pode ser feito manualmente, em períodos de 15 ou 30 dias.

Na sua forma atual, o sistema não possui nenhum dispositivo de armazenamento que possibilite seu funcionamento fora dos períodos de insolação. No entanto, planeja-se introduzir possível-

mente dois tipos de armazenamento:

- armazenamento do fluido térmico em tanques a alto nível de temperatura, ou armazenamento de calor latente de fusão do enxofre.
- armazenamento de amônia líquida, e das soluções rica e pobre, em reservatórios dentro do próprio sistema frigorífico.

A primeira forma de armazenamento exige a utilização de coletor solar separado do gerador.

A segunda forma de armazenamento foi proposta por Schrenk e Lior [21], e requer, além de um sistema sofisticado de controles, um sobredimensionamento do gerador, condensador e trocador de calor. Os autores o denominam armazenamento termoquímico.

Em função destas duas formas possíveis de armazenamento, portanto, foi utilizado o coletor separado do gerador, e os três componentes citados foram arbitrariamente sobredimensionados em cerca de 40% da área de transferência de calor.

Quanto à análise teórica do funcionamento do sistema são propostos dois modelamentos em regime permanente, e um modelo simples do funcionamento em regime transiente.

Os dois modelamentos em regime permanente buscam caracterizar com precisão o funcionamento do sistema de refrigeração projetado em função da temperatura ambiente, da temperatura e vazão da água de resfriamento (do condensador e absorvedor), da quantidade de energia solar incidente no coletor, e da temperatura do ar da câmara frigorífica; não faz parte destes modelos a análise da carga térmica da câmara.

No primeiro destes modelos os coeficientes globais de transmissão de calor para cada componente são considerados invariáveis para as diversas condições de funcionamento. No segundo, os

coeficientes globais de transmissão de calor são calculados como parte do programa, para cada modo específico de funcionamento. Estes dois modelos baseiam-se em um programa geral de simulação de sistemas em regime permanente proposto por Stoecker [24], que se constitui num método iterativo de solução de sistemas de equações algébricas para computador digital.

O modelamento dinâmico apresenta-se como extensão do modelamento estático, transformando o programa geral citado em um método iterativo de soluções de equações diferenciais.

1.2. Pesquisa bibliográfica

Neste ítem são apresentadas as referências encontradas acerca de coletores solares, do sistema de refrigeração por absorção e da utilização de energia solar neste tipo de refrigerador. Outras referências acerca de pontos específicos são apresentados ao longo do texto.

Os fundamentos gerais dos coletores solares são descritos por Duffie e Beckman [4], Kreith e Kreider [15], e outros. O coletor solar de baixa concentração modelo CPC foi estudado teórica e experimentalmente por França e Macedo [7].

Os princípios básicos do sistema de refrigeração por absorção são apresentados de maneira didática por Threlkeld [25].

Os estudos específicos de sistemas de refrigeração por absorção movidos a energia solar têm-se fixado com maior intensidade nos sistemas aplicados a condicionamento de ar que em geral utilizam o par brometo de lítio - água.

Estes sistemas já despertam interesse industrial nos países desenvolvidos.

A firma Arkla (EUA) dispõe de um modelo comercial de condicionador de ar parcialmente movido a energia solar com três toneladas de refrigeração [28].

As firmas Westinghouse (EUA), Dornier (RFA), York (EUA) e Union Carbide-Linde Division (EUA) projetam e constroem protótipos de sistemas de refrigeração solar. O protótipo da firma Westinghouse é descrito por Weinstein e Chen [26], e foi projetado para uma escola elementar em Atlanta (EUA). Este sistema promove alternativamente aquecimento e refrigeração, aí utilizando um modelo convencional de condicionador de 100 toneladas de refrigeração. Cerca de 60% da energia utilizada é solar. O protótipo da firma York [32] também se aplica a uma escola elementar, em Maryland (EUA). A Dornier [29] possui um sistema experimental de refrigeração para estocagem a frio de alimentos utilizando o par água-amônia.

Simmons, Wolgast e Wallig [23] apresentam o projeto, fabricação e teste do sistema de condicionamento de ar por absorção de água-amônia projetado pela Linde Division com capacidade de três toneladas de refrigeração. O trabalho cita um modelamento teórico do ciclo. No projeto são utilizados alguns desenvolvimentos tecnológicos recentes no campo da transferência de calor. Estes desenvolvimentos são apresentados em detalhe por Czikk [3] e são: uma superfície porosa que aumenta substancialmente a nucleação de vapor no gerador, e uma superfície estriada que aumenta o coeficiente de transferência de calor no condensador.

Modelamentos teóricos do funcionamento em regime permanente de sistema de refrigeração por absorção a energia solar foram feitos por González [9], [10] Allen, Morse e Erican [1], Miller [16] Satcunanathan e Kochhar [20] e Halász e Xidieh [11].

González propõe um modelo para sistemas de brometo de lítio-água cujos parâmetros básicos são as temperaturas de geração, absorção, condensação e evaporação, sem relaciona-las às temperaturas das fontes fria e quente. A temperatura do gerador é suposta igual à temperatura do coletor, o que torna o modelo aplicável essencialmente aos sistemas onde o coletor solar é o próprio gerador.

O modelo teórico de Satcunnathan e Kochhar também se baseia nas temperaturas de geração, absorção, condensação e evaporação.

Allen, Morse e Egrican propoem dois diferentes modelos para sistemas de condicionamento de ar a energia solar: um "modelamento nas condições de projeto", pelo qual são calculadas as dimensões dos diversos equipamentos, e um "modelamento fora das condições de projeto", onde é considerada a possibilidade de variação da temperatura do fluido que aquece o gerador sobre a capacidade frigorífica supondo haver uma relação linear entre a temperatura da água de aquecimento e a capacidade frigorífica.

Miller simula sistemas de brometo de lítio-água a partir de parâmetros tais como: fluxo e temperatura da água de resfriamento, fluxo de brometo de lítio para o gerador, área de transferência de calor do gerador e do condensador. A incidência de energia solar é considerada através de uma "temperatura de fonte térmica equivalente", não definida no texto.

Halász e Xidieh desenvolvem uma simulação de um equipamento de refrigeração de água-amônia onde o coletor solar é o próprio gerador de vapor.

O modelamento estático proposto no presente trabalho pretende, em relação aos modelamentos citados, uma simulação mais

realista dos sistemas de refrigeração, na medida em que leva em conta fatores tais como a não idealidade dos processos de retificação, absorção e bombeamento, ocorrência de vaporização no trocador, e outros.

Modelamentos dinâmicos do sistema não foram encontrados na bibliografia pesquisada.

1.3. Descrição do equipamento

O esquema básico do equipamento projetado é apresentado na figura 1.

O fluido térmico circula entre o coletor solar (COL) e o gerador (G) movido pela bomba de circulação (BC), aquecendo a solução presente no gerador. Pelo aquecimento, a solução inicialmente rica em amônia (6) libera vapor de amônia com alguma porcentagem de água (10), deixando G como solução pobre (7).

O vapor de amônia é purificado ao atravessar o retificador (R) e o condensador de refluxo (CR), deixando este último como vapor de amônia cuja pureza deve ser comparável à das amônias comerciais (secção 1 na figura 1).

O vapor assim purificado se liquefaz no condensador (C), escorrendo para o reservatório de amônia líquida (RAM). Este condensado (2) se dirige para o evaporador (E), e o vapor formado em E vai para o absovedor (A) onde é reabsovido pela solução pobre, formando a solução rica (4).

A solução rica é bombeada para o retificador pela bomba de solução (BS) (A variação de temperatura e entalpia do fluido ao passar pela bomba é considerada no modelamento).

O trocador de calor (TC) põe em contacto térmico a solução pobre que deixa o gerador a alta temperatura com a solução rica que deixa a bomba. O pré-aquecimento da solução rica e o

pré-resfriamento da solução pobre, que ocorrem no trocador, diminuem extremamente a quantidade de calor necessária à geração de vapor, aumentando o coeficiente de desempenho do ciclo, além de diminuir a área necessária de transferência de calor em G e A.

Neste trocador, dependendo das condições de funcionamento, pode ocorrer vaporização da solução rica, sem prejuízo para o desempenho do ciclo.

Os componentes G, CR e TC e as tubulações G→TC, TC→G, G→CR e CR→G, que trabalham a alta temperatura, e a tubulação E→A, a baixa temperatura, serão isolados termicamente.

Na figura 2 é apresentado o esquema completo do sistema, pela inclusão dos componentes de controle.

Nesta figura, as válvulas V1 a V20 são válvulas de esfera de fechamento rápido. V6 e V12 servirão para carregamento de água e amônia do sistema, e as demais para isolamento de cada componente em casos de reparos ou modificações.

As válvulas magnéticas VM7 a VM16 servirão para posterior introdução do armazenamento termoquímico (VM7 a VM12) e de um aquecedor convencional a gás (VM13 a VM16).

O evaporador poderá funcionar na forma seca ou inundada. Na forma seca, as válvulas magnéticas VM3, VM4, VM5 e VM6 são fechadas e as válvulas VM1 e VM2 abertas, e a vazão de amônia para o absorvedor é regulada pela válvula de expansão termostática (VET). Na inundada a válvula VM1 está fechada e VM2, VM3, VM4, VM5 e VM6 estão abertas; o controle de nível termostático regula a vazão

de líquido para o separador de líquido (SL); a amônia circula por convecção natural entre o separador de líquido e o evaporador propriamente dito.

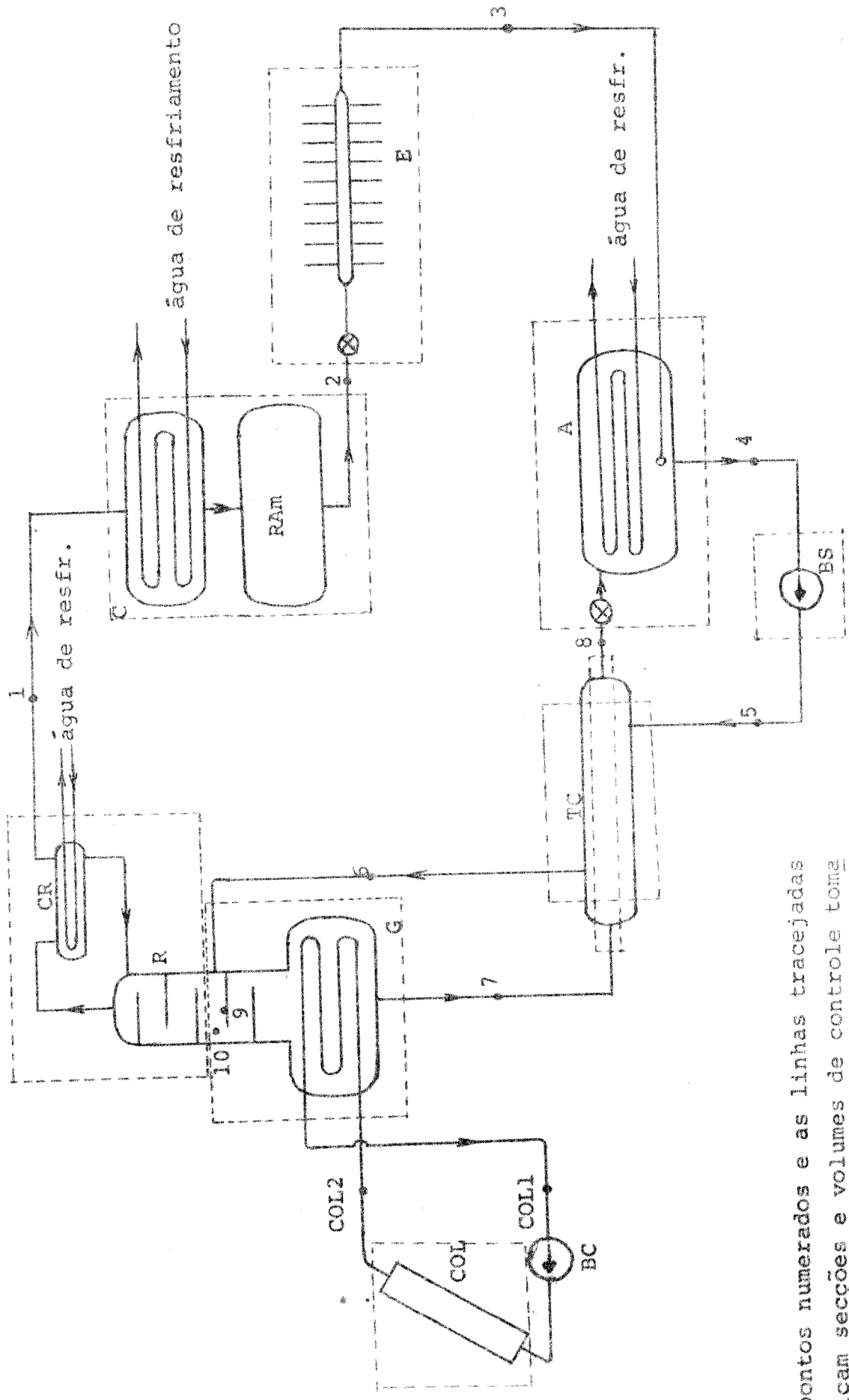
A vazão da solução pobre para o absorvedor é regulada pela válvula de bóia (VB). A vazão da solução rica, por sua vez, é determinada pela bomba de solução, que é de deslocamento positivo e possui ajuste manual da vazão volumétrica.

O pressostato (PR) desliga automaticamente as bombas BS e BC caso a pressão alta do ciclo supere os valores em que o sistema trabalha com segurança.

Poderá futuramente existir um controle automático do superaquecimento do vapor de amônia que deixa o condensador de refluxo, através da modulação do fluxo da água de resfriamento. No presente estágio esta modulação é feita manualmente.

As válvulas VG1 a VG9 são válvulas de gaveta para regulação e medição das vazões de água de refrigeração (item 3.3.)

Fig. 1 - ESQUEMA BÁSICO DO SISTEMA DE REFRIGERAÇÃO SOLAR



Os pontos numerados e as linhas tracejadas indicam seções e volumes de controle tomados para análise no capítulo 2.

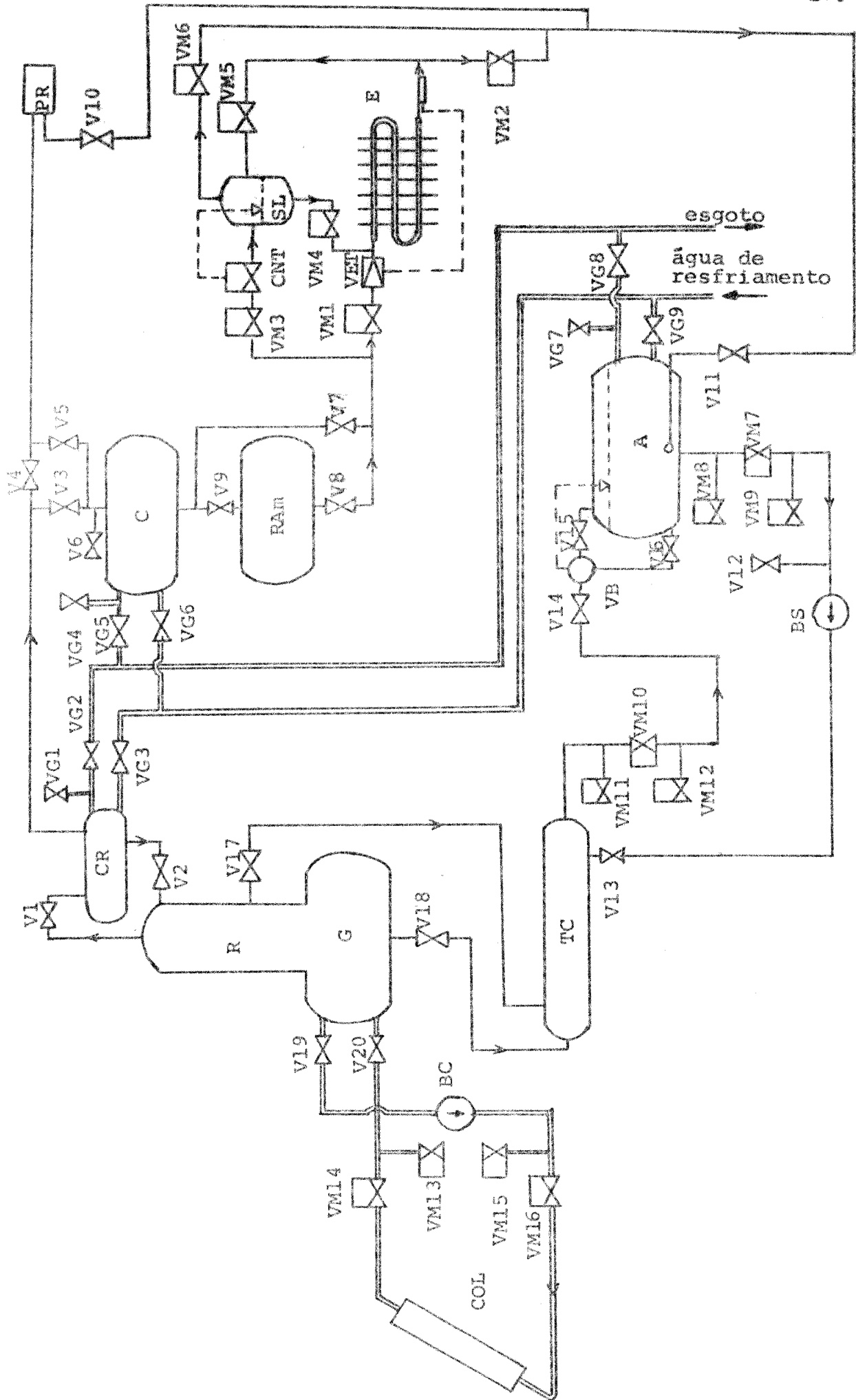


Figura 2 - ESQUEMA COMPLETO DO SISTEMA DE REFRIGERAÇÃO SOLAR

2. EQUAÇÕES DE REGIME PERMANENTE

2.1. Apresentação

Na figura 1 são indicados os volumes de controle aos quais se aplicam as diversas equações, e os pontos mais representativos do sistema.

Em todos os pontos indicados, com exceção do ponto 6, o estado líquido ou vapor do fluido é bem caracterizado. No ponto 6 pode existir líquido ou mistura líquido-vapor. Por simplicidade, a possibilidade de ocorrência de vaporização é considerada no item 2.8., e as equações apresentadas dos itens 2.2. a 2.7. se referem apenas ao caso de não haver vaporização no trocador de calor.

Nas equações aqui apresentadas o vapor de amônia é considerado puro após o processo de retificação.

2.2. Equações de conservação da massa

As equações de conservação da massa linearmente independentes para regime permanente são:

$$\dot{m}_1 = \dot{m}_2 \quad (1)$$

$$\dot{m}_2 = \dot{m}_3 \quad (2)$$

$$\dot{m}_4 = \dot{m}_5 \quad (3)$$

$$\dot{m}_5 = \dot{m}_6 \quad (4)$$

$$\dot{m}_7 = \dot{m}_8 \quad (5)$$

Para o absorvedor:

$$\dot{m}_3 + \dot{m}_8 = \dot{m}_4 \quad (6)$$

Para o volume de controle CR, constituído pela parte superior do retificador e pelo condensador de refluxo:

$$\dot{m}_{10} = \dot{m}_1 + \dot{m}_9 \quad (7)$$

2.3. Equações de conservação da massa de amônia

Entende-se por concentração de amônia a relação entre massa de amônia e massa total que constituem a mistura, abstraindo-se a transformação qualitativa de NH_3 em NH_4OH que ocorre pela dissolução. Desta forma tem-se:

$$x_1 = 1 \quad (8)$$

$$x_2 = 1 \quad (9)$$

$$x_3 = 1 \quad (10)$$

$$x_4 = x_5 \quad (11)$$

$$x_5 = x_6 \quad (12)$$

$$x_7 = x_8 \quad (13)$$

$$\dot{m}_3 \cdot x_3 + \dot{m}_8 \cdot x_8 = \dot{m}_4 x_4 \quad (14)$$

$$\dot{m}_{10} \cdot x_{10} = \dot{m}_1 \cdot x_1 + \dot{m}_9 \cdot x_9 \quad (15)$$

2.4. Equações de conservação da energia

Nas equações seguintes são desprezados os termos associados às energias cinéticas e potencial dos fluidos nos diversos terminais. Os termos correspondentes a calor são considerados um módulo e são desprezados as perdas de calor das tubulações e componentes para o ar ambiente (nos casos onde este fator poderia ser significativo será feito isolamento térmico).

Para o condensador:

$$\dot{m}_1 \cdot (h_1 - h_2) = \dot{Q}_C \quad (16)$$

Evaporador:

$$\dot{m}_2 \cdot (h_3 - h_2) = \dot{Q}_E \quad (17)$$

Absvedor:

$$\dot{m}_3 \cdot h_3 + \dot{m}_8 \cdot h_8 = \dot{m}_4 \cdot h_4 + \dot{Q}_A \quad (18)$$

Bomba:

$$\dot{m}_4 \cdot (h_5 - h_4) = \dot{Q}_B \quad (19)$$

Trocador de Calor:

$$\dot{m}_7 (h_7 - h_8) = \dot{Q}_{TC} \quad (20)$$

$$\dot{m}_5 (h_6 - h_5) = \dot{Q}_{TC} \quad (21)$$

Para o volume de controle CR:

$$\dot{m}_{10} \cdot h_{10} = \dot{m}_1 \cdot h_1 + \dot{m}_9 \cdot h_9 + \dot{Q}_{CR} \quad (22)$$

Para o gerador:

$$\dot{m}_{10} \cdot h_{10} + \dot{m}_7 \cdot h_7 = \dot{m}_6 \cdot h_6 + \dot{m}_9 \cdot h_9 + \dot{Q}_{COL} \quad (23)$$

Para o coletor solar:

$$\dot{m}_{COL} \cdot c_{P_{COL}} (T_{COL2} - T_{COL1}) = \dot{Q}_{COL} \quad (24)$$

2.5. Equações de estado

As relações entre temperatura, concentração, pressão e entalpia específica para a mistura água-amônia nas condições de saturação são apresentadas no diagrama entalpia - concentração de Merkel - Bosnjaković /19/.

Para os cálculos numéricos Jain e Gable /13/ apresentam equações polinomiais aproximativas válidas para faixas de pressões que correspondem às pressões alta e baixa do sistema. Estas equações são:

$$T = f_1 (x_L, P)$$

$$h_L = f_2 (x_L, T)$$

$$x_V = f_3 (x_L, P)$$

$$h_V = f_4 (x_V, P)$$

No anexo I são explicitadas estas equações, convertidas às unidades do sistema métrico.

A solução pobre deixando o gerador é necessariamente u ma solução saturada, portanto:

$$T_7 = f_1 (x_7, P_a) \quad (25)$$

$$h_7 = f_2 (x_7, T_7) \quad (26)$$

No condensador ocorre um subresfriamento do condensado em torno dos tubos, dependendo da diferença de temperatura entre a superfície externa dos tubos e a temperatura de vaporização.

Nas condições de projeto do sistema, entretanto, tal diferença de temperatura foi calculada em $0,2^\circ\text{C}$, o que permite desprezar o subresfriamento do condensado em torno dos tubos. Uma vez que o condensado não fica depositado no condensador, mas escorre para RAM, temos de fato líquido saturado:

$$T_2 = f_1 (L, P_a) \quad (27)$$

$$h_2 = f_2 (L, T_2) \quad (28)$$

A solução rica que deixa o absovedor se aproxima das condições de saturação dependendo da área de transferência de massa entre vapor e solução. Neste modelamento utiliza-se o conceito de pressão de sucção do vapor, dada por: [19]

$$P_{b,cor} = P_b - \Delta P_{SUC} \quad (29)$$

O valor de ΔP_{SUC} varia entre 0,2 e 0,3 kgf/cm² /19/ dependendo da qualidade do absovedor.

A solução rica é considerada saturada a esta pressão de sucção, donde:

$$T_4 = f_1 (x_4, P_{b, \text{cor}}) \quad (30)$$

$$h_4 = f_2 (x_4, T_4) \quad (31)$$

O líquido de refluxo é também considerado saturado:

$$T_9 = f_1 (x_9, P_a) \quad (32)$$

$$h_{10} = f_2 (x_9, T_9) \quad (33)$$

O vapor deixando o evaporador é considerado saturado. Esta hipótese é rigorosamente verdadeira para o caso de se utilizar evaporador inundado; a válvula de expansão termostática, utilizada no evaporador seco, impõe um superaquecimento do vapor da ordem de 5°C, que pode ser desconsiderado. Logo, nos dois casos:

$$T_3 = f_1 (1, P_b) \quad (34)$$

$$h_3 = f_4 (1, T_3) \quad (35)$$

O vapor deixando o gerador é necessariamente saturado, donde:

$$T_{10} = f_1 (x_{10}, P_a) \quad (36)$$

$$h_{10} = f_4 (x_{10}, T_{10}) \quad (37)$$

Uma vez que este vapor está em equilíbrio com a solução rica, tem-se:

$$x_{10} = f_3 (x_6, P_a) \quad (38)$$

O vapor que deixa o condensador de refluxo é um vapor superaquecido. Desta forma:

$$h_1 = h_1^* + C_{P_{\text{NH}_3}} (T_1 - T_2) \quad (39)$$

onde

$$h_1^* = f_4 (1, T_2) \quad (39\text{-a})$$

Os pontos 5 e 8 representam necessariamente líquidos subresfriados, e o ponto 6 pode apresentar líquido subresfriado. Considerando que a entalpia de um líquido subresfriado pode ser aproximada pela entalpia de um líquido saturado à mesma temperatura e concentração, ter-se-á:

$$h_5 = f_2 (x_5, T_5) \quad (40)$$

$$h_8 = f_2 (x_8, T_8) \quad (41)$$

$$h_6 = f_2 (x_6, T_6) \quad (42)$$

A última equação de estado a ser considerada é a que expressa a densidade da mistura em função da concentração e da temperatura:

$$\rho = f_5 (x, T) \quad (43)$$

que será utilizada no cálculo da vazão da bomba:

$$\rho_B = f_5 (x_4, T_B) \quad (44)$$

onde

$$T_B = \frac{T_4 + T_5}{2}$$

Plank [19] apresenta esta função em forma gráfica e Perry [18] como uma tabela parcial.

A partir destes dados, obteve-se uma equação polinomial aproximativa, que é apresentada no anexo 2.

2.6. Equações de transferência de calor

Para o trocador de calor aplica-se claramente a diferença média logarítmica de temperatura:

$$\dot{Q}_{TC} = UA_{TC} \cdot \frac{(T_7 - T_6) - (T_8 - T_5)}{\ln \left(\frac{T_7 - T_6}{T_8 - T_5} \right)} \quad (45)$$

Esta mesma diferença média pode ser utilizada, segundo Plank, para o gerador:

$$\dot{Q}_G = UA_G \cdot \frac{(T_{COL2} - T_7) - (T_{COL1} - T_6)}{\ln \left(\frac{T_{COL2} - T_7}{T_{COL1} - T_6} \right)} \quad (46)$$

No caso do absovedor e do condensador considera-se que a temperatura do fluido de trabalho é constante; o superaquecimento do vapor que é admitido no condensador é pequeno (da ordem de 10°C).

Desta forma tem-se:

$$\dot{Q}_C = UA_C \cdot \frac{(T_2 - T_{a_{sC}}) - (T_2 - T_a)}{\ln \left(\frac{T_2 - T_{a_{sC}}}{T_2 - T_a} \right)} \quad (47)$$

$$\dot{Q}_A = UA_A \cdot \frac{(T_4 - T_{a_{sA}}) - (T_4 - T_a)}{\ln \left(\frac{T_4 - T_{a_{sA}}}{T_4 - T_a} \right)} \quad (48)$$

onde

$$T_{a_{sC}} = T_a + \frac{\dot{Q}_C}{\dot{m}_{a_C} \cdot c_{p_a}} \quad (47a)$$

e

$$T_{a_{sA}} = T_a + \frac{\dot{Q}_A}{\dot{m}_{a_A} \cdot c_{p_a}} \quad (48a)$$

Esta formulação é adequada para o projeto. Para a simulação, convem expressar a transmissão de calor em função da diferença de temperaturas na secção de entrada da água de refrigeração nestes trocadores, com o que se evitam as incógnitas $T_{a_{sC}}$

e $T_{a_{sA}}$:

$$\dot{Q}_C = \left[1 - e^{\left(\frac{-UA_C}{\dot{m}_{aC} \cdot c_{p_a}} \right)} \right] (T_2 - T_a) \cdot (\dot{m}_{aC} \cdot c_{p_a}) \quad (47-b)$$

$$\dot{Q}_A = \left[1 - e^{\left(\frac{-UA_A}{\dot{m}_{aA} \cdot c_{p_a}} \right)} \right] (T_4 - T_a) \cdot (\dot{m}_{aA} \cdot c_{p_a}) \quad (48-b)$$

Para o evaporador, adotou-se o tratamento encontrado no catálogo /31/, onde o calor transferido é apresentado em função da diferença de temperatura entre o ar da câmara e de evaporação:

$$\dot{Q}_E = UA_E \cdot (T_{Cam} - T_3) \quad (49)$$

Para o coletor solar, segundo Duffie e Beckman /4/:

$$\dot{Q}_{COL} = A_{COL} \cdot F_R \cdot \left[\eta_{OPT} \cdot \dot{Q}_S - U_{COL} \cdot (T_{COL1} - T_{amb}) \right] \quad (50)$$

2.7. Outras equações

Plank /19/ recomenda que o superaquecimento do vapor deixando o condensador de refluxo esteja entre 5 e 15°C; valores muito altos levam à presença de quantidade indesejável de vapor d'água junto ao vapor de amônia e valores muito baixos promovem quantidade de refluxo muito grande, diminuindo a quantidade de vapor que vai para o evaporador. A possibilidade de aplicar um controle a esta diferença de temperatura é representada no modelamento pela equação:

$$T_1 = T_2 + \Delta T_{1+2} \quad (51)$$

Antes da colocação efetiva deste controle, utilizar-se-á controle manual, e a equação (51) pode, de qualquer forma, ser aplicada.

A bomba utilizada é de deslocamento positivo, e portanto sua vazão volumétrica é constante. Logo:

$$\dot{m}_4 = \frac{q_B}{\rho_B} \quad (52)$$

O equivalente térmico do trabalho fornecido pela bomba ao fluido é dado por:

$$\dot{Q}_B = \frac{(P_a - P_b) \cdot \dot{m}_4}{\rho_4 \cdot \eta_B \cdot J} \quad (53)$$

O processo de retificação foi tratado com base no conceito de eficiência de retificação [19], que é definida por:

$$\eta_r = \frac{\dot{m}_9 \text{ teo}}{\dot{m}_9} \quad (54)$$

A vazão $\dot{m}_9 \text{ , teo}$ é a vazão de refluxo teórica para o processo de retificação ideal, no qual o refluxo tem a mesma concentração que a solução rica. Dos balanços de massa e de amônia para este processo ideal resulta:

$$\dot{m}_9 \text{ , teo} = \dot{m}_1 \cdot \frac{x_1 - x_{10}}{x_{10} - x_6} \quad (55)$$

2.8. Ocorrência de vaporização no trocador

Ocorrerá vaporização da solução rica que deixa o trocador caso a temperatura de saída desta solução supere a temperatura de vaporização da solução à pressão alta, dada por:

$$T_{VSR} = f_1(x_6, P_a) \quad (56)$$

A entalpia do líquido no início da vaporização é:

$$h_{VSR} = f_2(x_6, T_{VSR}) \quad (57)$$

As fases líquido e vapor desta mistura na saída do trocador têm concentrações x_{6L} e x_{6V} e entalpias h_{6L} e h_{6V} . Estas propriedades guardam as seguintes relações de equilíbrio:

$$T_6 = f_1 (x_{6L}, P_a) \quad (58)$$

$$h_{6L} = f_2 (x_{6L}, T_6) \quad (59)$$

$$x_{6V} = f_3 (x_{6L}, P_a) \quad (60)$$

$$h_{6V} = f_4 (x_{6V}, T_6) \quad (61)$$

A concentração média da mistura é x_6 , o que permite calcular o título segundo:

$$\xi = \frac{x_6 - x_{6L}}{x_{6V} - x_{6L}} \quad (62)$$

A entalpia específica média da mistura é:

$$h_6 = \xi \cdot h_{6V} + (1 - \xi) \cdot h_{6L} \quad (42-a)$$

O vapor de amônia é produzido no gerador a partir da fase líquida da solução rica, e seu estado coincidirá com o estado da fase gasosa, donde:

$$T_{10} = T_6 \quad (37-a)$$

$$x_{10} = x_{6V} \quad (38-a)$$

$$h_{10} = h_{6V} \quad (36-a)$$

Da mesma forma, o refluxo teórico estará no mesmo estado que a fase líquida, portanto:

$$\dot{m}_{g\text{teo}} = \dot{m}_1 \cdot \frac{x_1 - x_{10}}{x_{10} - x_{6L}} \quad (55-a)$$

No trocador de calor, o perfil de temperaturas terá um ponto de descontinuidade correspondente à secção do trocador de calor onde ocorre vaporização (fig. 3).

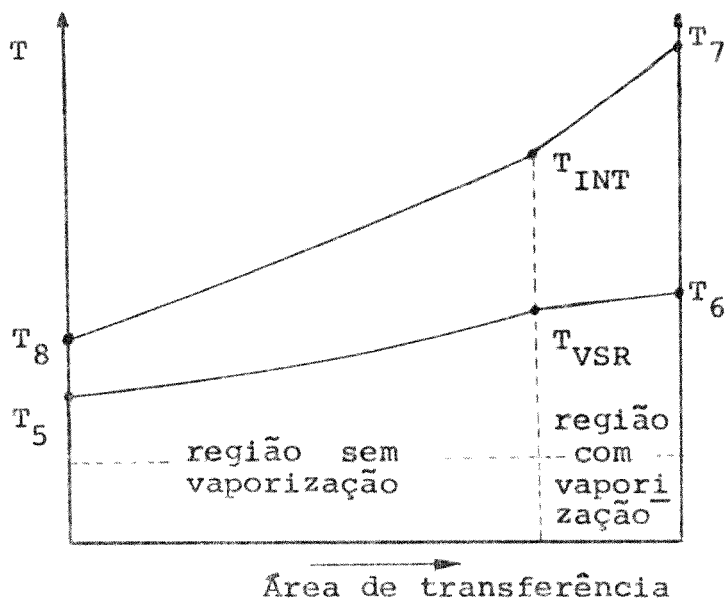


Fig. 3 - PERFIL DE TEMPERATURAS NO TROCADOR COM VAPORIZAÇÃO

Esta descontinuidade se deve a que os coeficientes de transferência de calor são diferentes para as duas regiões, e que a derivada $\partial h / \partial t$ da solução rica é maior para a região com vaporização.

O calor trocado em todo trocador é:

$$\dot{Q}_{TC} = \dot{Q}_{TC_L} + \dot{Q}_{TC_V} \quad (45-a)$$

O calor transferido na parte do trocador sem vaporização é:

$$\dot{Q}_{TC_L} = \dot{m}_6 \cdot (h_{VSR} - h_5) \quad (45-b)$$

onde

$$h_{VSR} = f_2(x_6, T_{VSR}) \quad (45-c)$$

O calor específico médio da solução pobre é dado

por:

$$c_{PSP} = \frac{h_7 - h_8}{T_7 - T_8} \quad (45-d)$$

Desta forma calcula-se a temperatura da solução sobre na secção correspondente à vaporização da solução rica por:

$$T_{INT} = T_8 + \frac{\dot{Q}_{TC_L}}{\dot{m}_{SP} \cdot c_{P_{SP}}} \quad (45-e)$$

e as áreas do trocador sem e com vaporização ficam determinadas por:

$$A_{TC_L} = \frac{\dot{Q}_{TC_L}}{\ln \left(\frac{(T_{INT} - T_{VSR}) - (T_8 - T_5)}{T_8 - T_5} \right)} \cdot U_{TC_L} \quad (45-f)$$

$$A_{TC_V} = A_{TC} - A_{TC_L} \quad (45-g)$$

Finalmente, o calor trocado no restante do trocador é:

$$\dot{Q}_{TC_V} = U_{TC_V} \cdot A_{TC_V} \cdot \frac{(T_7 - T_6) - (T_{INT} - T_{VSR})}{\ln \left(\frac{T_7 - T_6}{T_{INT} - T_{VSR}} \right)} \quad (45-h)$$

2.9. Determinação dos coeficientes globais de transferência de calor

Adotou-se para o evaporador o valor de coeficiente global que resulta das informações do catálogo do aparelho (item 3.2.-b), segundo as quais:

$$UA_E = 520 \text{ kcal/h}^\circ\text{C}$$

Para os demais componentes aplica-se a fórmula clássica :

$$U = \frac{1}{\frac{1}{h_e} + R_e + \frac{d_e \cdot \ln\left(\frac{d_e}{d_i}\right)}{2k_t} + \left(R_i + \frac{1}{h_1}\right) \frac{d_e}{d_i}} \quad (63)$$

Os valores das resistências de incrustação para a água de aquecimento, água de refrigeração e para o líquido refrigerante foram considerados $0,0002 \text{ h}^\circ\text{Cm}^2/\text{kcal}$; a condutividade térmica do material dos tubos (aço A-214) foi considerada $37,2 \text{ kcal/hm}^\circ\text{C}$ [14].

Os coeficientes de película no interior dos tubos são calculados pelas equações seguintes, apresentadas por Kreith [14]:

Para os escoamentos turbulentos com números de Reynolds maiores que 6.000 aplica-se a fórmula de Sieder-Tate modificada: para tubos longos ($L/D \geq 60$):

$$\text{Nu} = 0,023 \cdot \text{Re}^{0,8} \cdot \text{Pr}^{0,33} \cdot \left(\frac{\mu_b}{\mu_s}\right)^{0,14} \quad (64)$$

para tubos curtos ($20 < L/D < 60$):

$$\text{Nu} = 0,023 \cdot \text{Re}^{0,8} \cdot \text{Pr}^{0,33} \cdot \left(\frac{\mu_b}{\mu_s}\right)^{0,14} \cdot \left(1 + 6 \frac{D}{L}\right) \quad (65)$$

Nos escoamentos em regime de transição ($2100 < \text{Re} < 6.000$) utilizou-se curvas recomendadas para este regime segundo The American Chemical Society. No anexo 2 é apresentada uma equação aproximativa para este regime.

Para os escoamentos laminares utilizou-se a fórmula de Sieder-Tate para este regime.

$$\text{Nu} = 1,86 \cdot \left(\text{Re} \cdot \text{Pr} \cdot \frac{D}{L}\right)^{0,33} \cdot \left(\frac{\mu_b}{\mu_s}\right)^{0,14} \quad (66)$$

No entanto, esta fórmula fornece valores inferiores a 4,36 quando:

$$\text{Re} \cdot \text{Pr} \cdot \frac{D}{L} < 12,8801 \left(\frac{\mu_s}{\mu_b}\right)^{0,14} \quad (67-a)$$

Como 4,36 é o limite inferior do número de Nusselt para escoamento laminar no interior de dutos muito longos com

transferência de calor uniforme na parede, nos casos em que se aplica a relação (67-a) utilizou-se portanto, no lugar da equação (66), o valor limite:

$$\text{Nu} = 4,36 \quad (67)$$

No absovedor e gerador o número de tubos por passe varia. Adotou-se nestes casos para o coeficiente de película interno o valor correspondente à média ponderada:

$$h = \frac{\sum n_m \cdot h_m}{\sum n_m} \quad (68)$$

onde n é o número total de tubos pertencentes a passes com m tubos, cujo coeficiente de película é h_m .

No condensador ocorre fenômeno similar, para o coeficiente de película externo.

O cálculo dos coeficientes de película externos para todos os trocadores depende obviamente do tipo de componente utilizado. Por simplicidade, as fórmulas aplicadas serão apresentadas após a descrição destes componentes.

3. PROJETO DO SISTEMA

Estabeleceu-se para o projeto do sistema os seguintes valores para os parâmetros externos ao sistema de refrigeração: (representativos da região de Campinas):

- temperatura do ar da câmara: 10°C
- temperatura do ar ambiente : 27°C
- temperatura mínima da água de refrigeração: 25°C
- temperatura máxima da água de aquecimento: 100°C
- insolação: 516 kcal/hm² (600 W/m²).

A carga térmica máxima da câmara foi calculada em 2.300 hcal/h.

3.1. Projeto termodinâmico

Os valores de temperatura apresentadas acima configuram limites bastante estreitos para o sistema de refrigeração por absorção de água-amônia, exigindo que os diversos trocadores sejam projetados para operar com pequenas diferenças de temperatura, sem o que o coeficiente de desempenho do ciclo se torna muito baixo. Assumiu-se, por estes motivos, os seguintes valores de operação em algumas secções:

$$T_3 = + 50^{\circ}\text{C}$$

$$T_2 = 35^{\circ}\text{C}$$

$$T_1 = 45^{\circ}\text{C}$$

$$T_4 = 32^{\circ}\text{C}$$

$$T_8 = 40^{\circ}\text{C}$$

$$T_7 = 90^{\circ}\text{C}$$

A partir de referências bibliográficas /19/ adotou-se os seguintes parâmetros:

$$\Delta P_{SUC} = 0,2 \text{ atm}$$

$$\eta_R = 0,80$$

Arbitrou-se ainda:

$$\eta_B = 0,50$$

No projeto termodinâmico determina-se o valor das demais propriedades térmicas do sistema de refrigeração. Este projeto foi feito com base no diagrama entalpia-concentração e nas equações de conservação de massa total, massa de amônia e energia, e está reproduzido na tabela 1, na ordem lógica de cálculos.

Tabela 1 - VALORES DE PROJETO DO SISTEMA DE REFRIGERAÇÃO

Grandeza	Valor	Obtenção
P_a	14 atm	diag. h-x ; x_2 e T_2
h_2	123 kcal/kg	
P_b	5,2	diag. h-x ; x_3 e T_3
h_3	395 kcal/kg	
$P_{b,corr}$	5,0	eq. 29
h_4	20 kcal/kg	diag. h-x ; $P_{b,corr}$ e T_4
$x_4 (=x_5=x_6)$	0,540	
ρ_4	0,820 kg/l	diag. $\rho(x,t)$ (eq. 43)
h_5	21 kcal/kg	eqs. 53 e 19
$x_7 (=x_8)$	0,420	diag. h-x ; P_a e T_7
h_7	74 kcal/kg	
\dot{m}_8/\dot{m}_1	4,83	eqs. 6 e 14
\dot{m}_4/\dot{m}_1	3,83	
h_8	17 kcal/kg	diag. h-x ; x_8 e T_8
h_6	65 kcal/kg	eqs. 20 e 21
T_{VSR}	69°C	diag. h-x ; x_6 e P_a
h_{VSR}	62 kcal/kg	
$x_{6L} = x_{9teo}$	0,536	diag. h-x ; x_6 e h_6
$x_{6V} = x_{10}$	0,988	
T_6	70°C	diag. h-x ; x_{6L} e P_a
ξ	0,009	eq. 52
h_{INT}	70 kcal/kg	eq. : $\dot{m}_8 \cdot (h_{INT} - h_8) = \dot{m}_4 \cdot (h_{VSR} - h_5)$
T_{INT}	86°C	diag. h-x ; x_7 e h_{INT}
\dot{m}_{9teo}/\dot{m}_1	0,0265	eq. 55
\dot{m}_9 / \dot{m}_1	0,0332	eq. 54
x_9	0,626	eq. 15
h_9	62 kcal/kg	diag. h-x ; x_9 e P_a

Tabela 1 - Continuação

Grandeza	Valor	Obtenção
h_1^*	396 kcal/kg	diag. h-x ; x_1 e P_a
h_1	401 kcal/kg	eq. 39-a
h_{10}	415 kcal/kg	diag. h-x ; x_{10} e P_a
$\dot{m}_1 (= \dot{m}_2 = \dot{m}_3)$	8,46 kg/h	eq. 17
$\dot{m}_4 (= \dot{m}_5 = \dot{m}_6)$	40,86 kg/h	\dot{m}_4 / \dot{m}_1
$\dot{m}_7 (= \dot{m}_8)$	32,40 kg/h	\dot{m}_8 / \dot{m}_1
\dot{m}_9	0,28 kg/h	\dot{m}_9 / \dot{m}_1
\dot{m}_{10}	8,74 kg/h	eq. 7
\dot{Q}_C	2.352 kcal/h	eq. 16
\dot{Q}_A	3.078 kcal/h	eq. 18
\dot{Q}_{CR}	218 kcal/h	eq. 22
\dot{Q}_G	3.349 kcal/h	eq. 23
\dot{Q}_{TC_L}	1.726 kcal/h	eq. 45-b
\dot{Q}_{TC_V}	118 kcal/h	eq.: $\dot{Q}_{TC_V} = \dot{m}_6 \cdot (h_6 - h_{VSR})$
\dot{Q}_{TC}	1.844 kcal/h	eq. 45-a

3.2. Projeto dos componentes

Além dos componentes de controle, o evaporador, o condensador e a bomba de solução foram adquiridos entre modelos de mercado. A bomba da água de aquecimento não está definida, os coletores solares foram projetados e construídos pelo Grupo de Energia da UNICAMP, o separador de líquido e o reservatório de amônia são peças adaptadas a partir de garrafas ou cilindros por técnicos do Grupo, e os demais componentes foram construídos especificamente para o sistema pela firma Kleber Caldeiraria e Montagens Industriais a partir dos projetos aqui apresentados.

A montagem deste sistema está sendo feita por técnicos do Grupo de Energia.

a) Controles

Foram adquiridos componentes das seguintes firmas:

- válvula de expansão termostática - Sporlan (EUA)
- controle termostático de nível - Sporlan (EUA)
- pressostato - Penn (Argentina)
- válvula de boia para abovedor (pressão baixa)-Friotec
- válvulas solenoides - Jefferson (EUA)

Em todos estes casos adquiriu-se modelos para amônia para tubulações de 1/2 polegada.

b) Evaporador

- marca: MIPAL [3]
- modelo: TAL-5
- material: alumínio (tubos e aletas)
- sopradores: 3, com 3 motores de 1/20 CV.
- capacidade (catálogo): 2600 kcal/h para diferença de temperatura de 5°C.

c) Condensador

- marca: APEMA /31/
- modelo: CST-4 (modificado para operar com amônia)
- material: aço carbono
- capacidade (catálogo): 3600 kcal/h para diferença de temperatura 10°C e vazão de água 540 l/h
- dimensões dos tubos (modificados): 3/4 polegada de diâmetro externo. BWG 16, comprimento 755 mm.

d) Bomba de solução

- marca: OMEL /30/
- modelo: bomba dosadora a diafragma plástico NSP-2 (construção "standard")
- capacidade: vazão ajustável entre 0 e 200 l/h, pressão máxima de 17 kgf/cm² absolutos.

e) Absorvedor

O absorvedor consiste num trocador de calor multitubular horizontal sem chicanas, com a água de refrigeração circulando pelos tubos.

O vapor de amônia penetra no absorvedor através de dois tubos perfurados posicionados abaixo dos tubos de transferência de calor (fig.4).

Para o coeficiente de transferência de calor entre o líquido e uma superfície de qualquer formato dentro de um vaso agitado por bolhas, Fair /5/ apresenta uma equação empírica na forma:

$$h = C. (U_{OG})^{0,22} \quad (69)$$

onde U_{OG} é a velocidade superficial do gás, e C é uma constante dimensional (744 para h e U_{OG} expressos em kcal/h m² °C e m/h).

O conceito de velocidade superficial do gás aplica-se ao caso de um vaso em que o gás não seja absorvido ou gerado, cumprindo tão somente a função de agitador. A velocidade superficial do gás é então dada por:

$$U_{OG} = \frac{\dot{m}_G}{\rho_G \cdot A}$$

No absorvedor a vazão mássica do vapor de amônia diminui desde um valor máximo junto aos tubos inferiores até zero na superfície líquido-vapor; a velocidade superficial propriamente dita do vapor é, portanto, zero.

Considerou-se então, para substituir a velocidade superficial, o termo:

$$\frac{\dot{m}_1}{2 \cdot \rho_V \cdot A}$$

Onde A é a área seccional horizontal na secção dos tubos de refrigeração inferiores.

O coeficiente de película nas unidades métricas, levando em conta as considerações anteriores, vale:

$$h = 639 \left(\frac{\dot{m}_1}{\rho_V \cdot A} \right)^{0,22} \quad (69-a)$$

As características térmicas do absorvedor estão expostas na tabela 2.

f) Trocador de calor

As características térmicas deste componente (fig.5) são detalhadas na tabela 3.

As diferenças de temperaturas entre os fluidos nas diferentes secções do trocador são pequenas comparadas à variação

de temperatura de cada um dos fluidos, tornando recomendável o uso de trocador tipo tubo duplo ou tubo e carcaça com um único pas se. Por razões de custo foi escolhido este último tipo, apesar das baixíssimas vazões.

A solução pobre, mais aquecida, flue no interior dos tubos.

O coeficiente de película no lado da carcaça pode ser determinado pelo método de Tinker /6/, que leva em conta desuniformidades na distribuição do fluxo e a presença de correntes by-pass dentro da carcaça, sem fugir à formulação usual:

$$Nu_{De} = (Re_{De}, Gm\acute{a}x, Pr) \quad (70)$$

onde De é o diâmetro externo da tubulação e $Gm\acute{a}x$ é a vazão mássica média, para diferentes fileiras transversais de tubos, através do espaçamento mínimo entre dois tubos de uma mesma fileira.

Despreza-se com isto o caráter pulsante da solução rica que deixa a bomba, supondo que o amortecedor elimine completamente estas pulsações (item 3.3.).

g) Condensador de Refluxo

O condensador de refluxo consta de um único tubo em U dentro de uma carcaça (fig. 6), com a água de refrigeração escoando pelo tubo.

As características do vapor que entra no condensador de refluxo não são determinadas. Trata-se de um vapor mais frio e mais isento de vapor d'água que o vapor que deixa o gerador. As características térmicas do CR como são apresentadas na tabela 4 consideram condições uniformes correspondentes às do vapor que deixa CR (amônia pura a 45°C).

No interior dos tubos considerou-se uma vazão arbitrária de 100 kg/h.

Para cálculo do coeficiente de transferência de calor no lado da carcaça utilizou-se a equação clássica de Nusselt para condensação em torno de tubos:

$$h = 0,725 \left(\frac{\rho_L \cdot (\rho_L - \rho_V) \cdot g \cdot h_{LV} \cdot k_L^3}{d_e \cdot \mu_L \cdot (T_{vs} - T_s)} \right)^{1/4} \quad (71)$$

A hipótese de temperatura do vapor constante a 45°C é conservativa, do ponto de vista da taxa de transferência de calor. Mesmo assim, o valor calculado do calor transferido é maior que o valor necessário, como calculado no projeto termodinâmico. Tem-se, portanto, segurança de que o condensador de refluxo permite bastante flexibilidade ao controle de superaquecimento do vapor.

h) Gerador

O gerador é um trocador de calor multitubular horizontal sem chicanas com 8 passes de 4 ou 5 tubos por passe, totalizando 36 tubos (fig. 7). No interior dos tubos circula o fluido de aquecimento. A solução rica penetra pela parte superior do gerador. Pela liberação de amônia a solução se empobrece, se torna mais densa e escorre para o fundo do trocador, de onde é drenada.

O coeficiente de transferência de calor no processo de geração de vapor é apresentado por Plank /19/ na forma de um âbaco, pelo qual se tem:

$$h = F_6(x, p, q) \quad (72)$$

sendo

q = taxa de transferência de calor por metro quadrado de superfície.

Utilizou-se para x e q valores médios obtidos por:

$$x = \frac{x_6 + x_7}{2}$$

$$q = \frac{\dot{Q}_{COL}}{A_G}$$

A tabela 5 apresenta as características térmicas do gerador.

i) Retificador

O desenho do retificador (fig. 8) é similar ao de uma coluna de destilação. O vapor produzido no gerador tem intenso contacto com o líquido de refluxo que escorre para o gerador (e com a solução rica na parte inferior de (R), ao escoar pelas válvulas de vapor das bandejas.

O número de bandejas normalmente utilizado é 4 ou 5. Tratando-se de um equipamento experimental, utilizou-se dez bandejas que podem ser removidas individualmente, possibilitando o estudo futuro do processo de retificação.

j) Coletores

Os coletores CPC utilizados têm as seguintes dimensões:

- comprimento: 6 m
- abertura : 1,2 m
- altura : 1,2 m
- largura da placa abovedora : 0,3 m
- distância da cobertura de vidro à placa abovedora: 20mm

O programa FRCPC, construído por França /7/ determina entre outras características:

- eficiência ótica (ETAO)
- eficiência de aleta (FR)
- coeficiente global de perdas para o ambiente (UGLBE)
- temperatura de saída do fluido (TFLDS)

em função da radiação normal incidente (RADFR), temperatura de entrada (TFLDE) e a vazão do fluido (FLUXO).

O programa pode ser adaptado aos casos de existirem diversos coletores em série ou paralelo (utilizando-se como limite do parâmetro LY o número total de metros lineares do fluido, e como parâmetro FLUXO a vazão por coletor).

Em desenvolvimento posterior, o autor do programa modificou-o fazendo com que o coeficiente de transferência de calor no interior dos tubos seja determinado dentro do próprio programa através de equações similares àquelas apresentadas no Ítem 2.9. deste trabalho.

Feitas tais modificações, o programa foi aplicado a uma vazão de água de 500 kg/h com temperatura inicial de 93,4°C (características determinadas no cálculo do gerador), e a uma radiação normal de 600 W/m². Determinou-se assim que o número mínimo de coletores em série para que a temperatura atinja 100°C é 4, numa área total de 28,8 m², com as seguintes características médias:

$$ETAO = 0,550$$

$$FR = 0,981$$

$$UGLBE = 2,308 \text{ W/m}^2 = 1,985 \text{ kcal/h m}^2$$

Tabela 2 - CARACTERÍSTICAS TÉRMICAS DO ABSORVEDOR

Calor transferido (projeto termodinâmico)		3044 kcal/h	
tubos	fluido	água	
	vazão	1000 l/h	
	Temp. entrada	25 °C	
	Temp. saída	28,2 °C	
	Temp. média de mistura	26,6 °C	
	Temp. média da parede	281	
	propriedades à temperatura média	c_p	0,998 kcal/kg °C
		k	0,522 kcal/hm °C
		μ	3,10 kg/h m
		ρ	996 kg/m ³
		Pr	5,93
	μ à Temp. média da parede	3,01 kg/h m	
	Razão comprimento-diâmetro	67,4	
	passes com 4 tubos	Re	6896
		Nu	55,14
h		1941 kcal/hm ² °C	
passes com 5 tubos	Re	5517	
	Nu	44,11	
	h	1517 kcal/hm ² °C	
Coef. de película médio	1638 Kcal/hm ² °C		
Carcaça	Temperatura (uniforme)	32 °C	
	Vazão de vapor	8,46 kg/h	
	Densidade do vapor	3,90 kg/m ³	
	área seccional acima dos tubos perfurados	0,216 m ²	
	Coeficiente de película	1061 kcal/hm ² °C	
Área de transferência de calor	1,558 m ²		
DMLT	5,24 °C		
Coeficiente global de transmissão de calor	449 kcal/hm ² °C		
Calor transferido (efetivo)	3664 kcal/h		
Superdimensionamento	20%		

Tabela 3 - CARACTERÍSTICAS TÉRMICAS DO TROCADOR DE CALOR

calor total transferido (proj. termodinâmico)		1838 kcal/h		
tubos	fluido	sol. pobre (x=0,420)		
	vazão	32,39 kg/h		
	temp. entrada	90 °C		
	temp. saída	40 °C		
	temp. média de mistura	65 °C		
	propriedades à temperatura média	c_p	1,13 kcal/kg °C	
		k	0,49 kcal/hm °C	
		μ	1,62 kg/hm	
		ρ	815 kg/m ³	
		Pr	3,74	
	Razão comprimento - diâmetro		134,6	
	Re		95,3	
	Nu		4,36	
	Coeficiente de Película		144 kcal/hm ² °C	
Carcaça	fluido	sol. rica (x=0,540)		
	vazão	40,84 kg/h		
	Parcela sem Vapori- zação	temp. entrada	33 °C	
		temp. vaporização	69 °C	
		temp. média	51 °C	
		temp. média parede	52,4 °C	
		Propriedades à Temperatura Média	c_p	1,12 kcal/kg °C
			k	0,47 kcal/hm °C
			μ	1,69 kg/h m
			ρ	780 kg/m ³
			Pr	4,04
		μ à Temp. med. parede		1,66 kg/h m
	área seccional (As) mínima média		3,79 x 10 ⁻⁴ m ²	
	fluxo mássico (Gs)		108042 kg/h m ²	
	Fr		0,53	
	M		0,96	
	Re (corrigido)		672	
Nu		30,34		
Coef. Película		748,6 Kcal/hm ² °C		

Continua próx. página

continuação

Tabela 3 - CARACTERÍSTICAS TÉRMICAS DO TROCADOR DE CALOR

Carcaça	Parcela com Vapori- zação	x_L início da vap.	0,540
		x_L saída	0,536
		x_L médio	0,538
		Temp.início da vap.	69 °C
		Temp. saída	70 °C
		pressão	14 atm
		taxade transm.de calor	1618 kcal/h m ²
		Coefic. película	500 kcal/hm ² °C
Parcela sem vaporização resultados globais	Calor transferido		1715 kcal/h
	DMLT		11,21 °C
	Coeficiente global		92,9 kcal/h m ² °C
	Área necessária		1,64 m ²
Parcela com vaporização resultados globais	Calor transferido		123 kcal/h
	DMLT		18,46 °C
	Coeficiente global		87,6 kcal/hm ² °C
	Área necessária		0,08 m ²
Área total necessária			1,72 m ²
Área do trocador			2,51 m ²
Superdimensionamento			46%

Tabela 4 - CARACTERÍSTICAS TÉRMICAS DO CONDENSADOR DE REFLUXO

Calor transferido(projeto termodinâmico)		218 kcal/h	
tubos	fluido	água	
	vazão	100 kg/h	
	temp. entrada	25 °C	
	temp. saída	27,18 °C	
	temp.média de mistura	26,09 °C	
	temp.média da parede	37,72 °C	
	Propriedades à temperatura média	c_p	0,998kcal/kg °C
		k	0,522 kcal/hm °C
		μ	3,06 kg/hm
		ρ	996 kg/m ³
		Pr	5,93
	μ a temp.média da parede	2,50 kg/h m	
	Razão comprimento - diâmetro	141,6	
	Re	2802	
	Nu	17,34	
Coefficiente de película	610 kcal/hm ² °C		
Carcaça	Temperatura de condensação	45 °C	
	Temp. média da parede	44,61 °C	
	Densidade do vapor	13,77 kg/m ³	
	Calor de condensação	257,2 kcal/kg	
	propriedade do condensado	k_L	0,425 kcal/hm ² °C
		μ_L	0,71 kg/h m
		ρ_L	580 kg/m ³
Coefficiente de película	20540 kcal/hm ² °C		
Coefficiente global de transm. calor	373 kcal/hm ² °C		
DMLT	18,89 °C		
A	0,126 m ²		
Calor transferido (efetivo)	888 kcal/h		
Superdimensionamento	307 %		

Tabela 5 - CARACTERÍSTICAS TÉRMICAS DO GERADOR

Calor transferido (proj. termodinâmico)		3349 kcal/h	
tubos	Fluido	água	
	vazão	500 kg/h	
	Temp. entrada	100 °C	
	Temp. saída	93,35 °C	
	Temp. média de mistura	96,67 °C	
	Temp. média da parede	92,06 °C	
	Propriedades à temperatura média	c_p	1,007 kcal/kg °C
		k	0,585 kcal/hm °C
		μ	1,06 kg/h.m
		ρ	960,7 kg/m ³
		Pr	1,83
	μ à Temp. média da parede	1,11 kg/h.m	
	Razão comprimento-diâmetro	33,7	
	Passes com 4 tubos	Re	9485
		Nu	49,86
h		1843 kcal/hm ² °C	
Passes com 5 tubos	Re	7590	
	Nu	41,70	
	h	1541 kcal/hm ² °C	
Coef. Película médio		1675 kcal/hm ² °C	
Carcaça	fluido	mistura NH ₃ - H ₂ O	
	Temp. entrada	70 °C	
	Temp. saída	90 °C	
	Conc. de amônia entrada	0,540	
	Conc. de amônia saída	0,420	
	Calor transf. por unid. de área	3676 kcal/hm ²	
	h	700 kcal/hm ² °C	
Área de transmissão de calor		0,911 m ²	
DMLT		15,7 °C	
Coeficiente global de transm. de calor		369 kcal/hm ² °C	
Calor transferido (efetivo)		5278 kcal/h	
Superdimensionamento		58%	

Fig. 4 - ABSORVEDOR

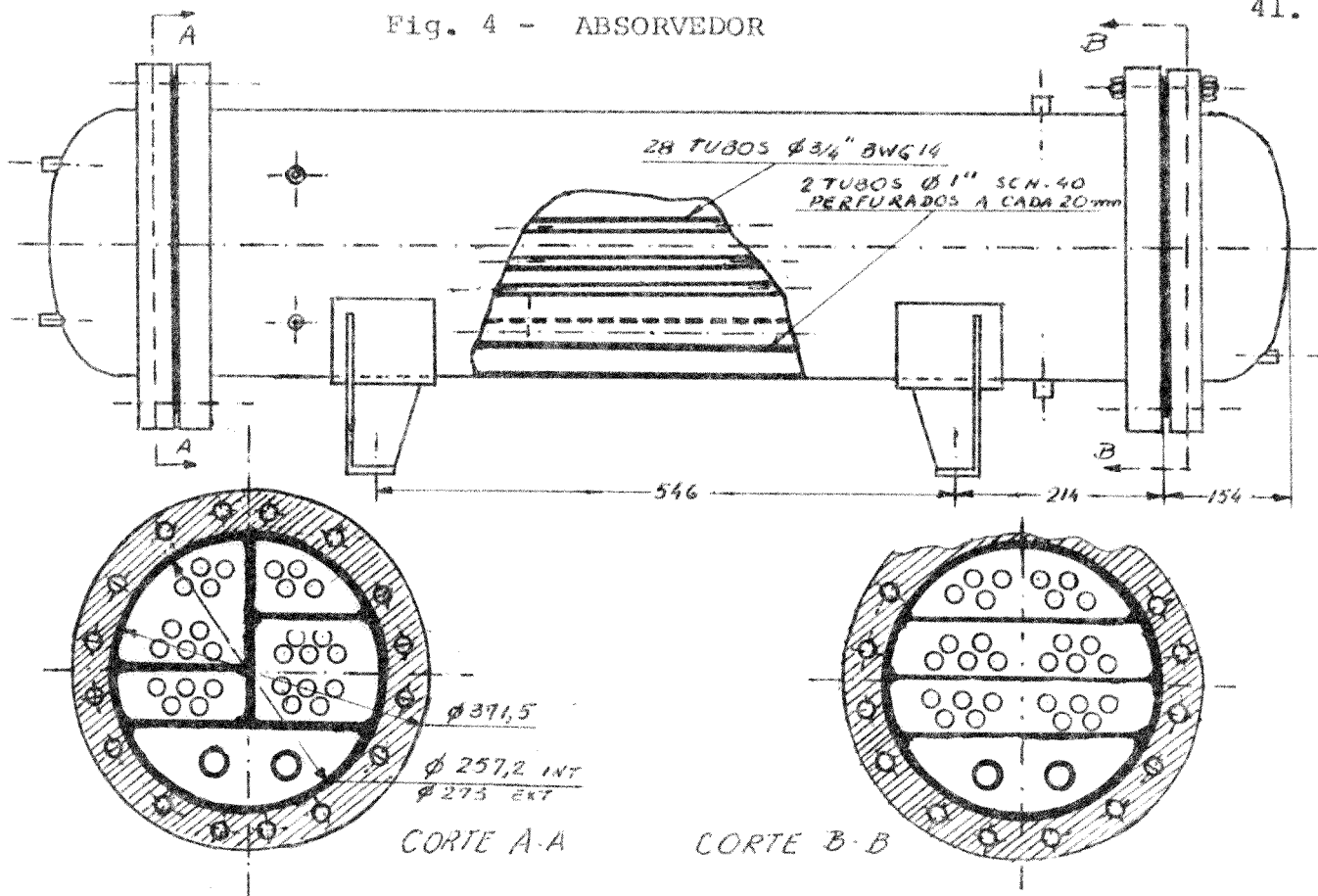


Fig. 5 - TROCADOR DE CALOR

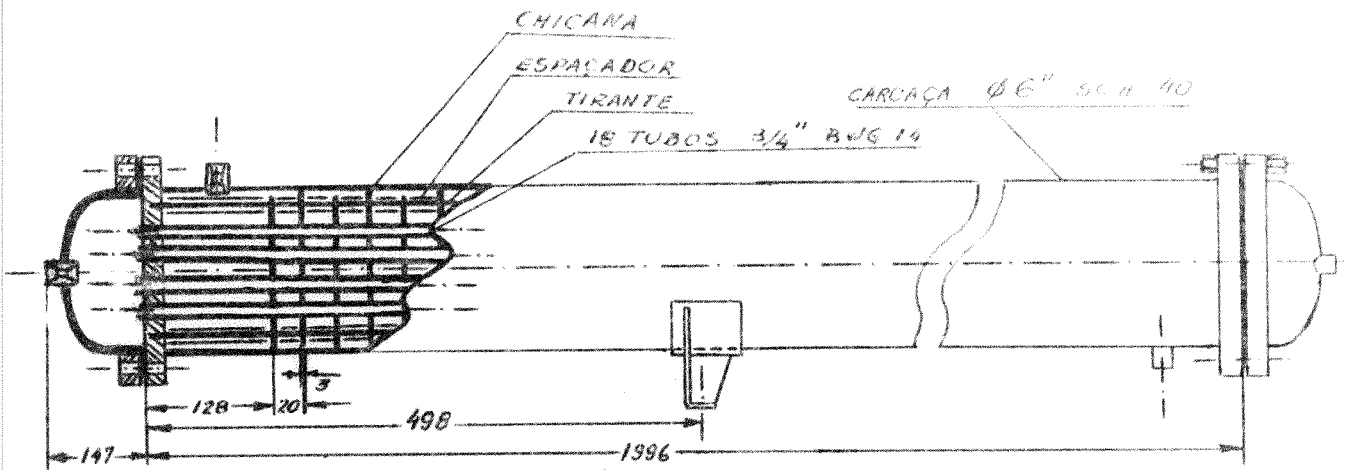


Fig. 6 - CONDENSADOR DE REFLUXO

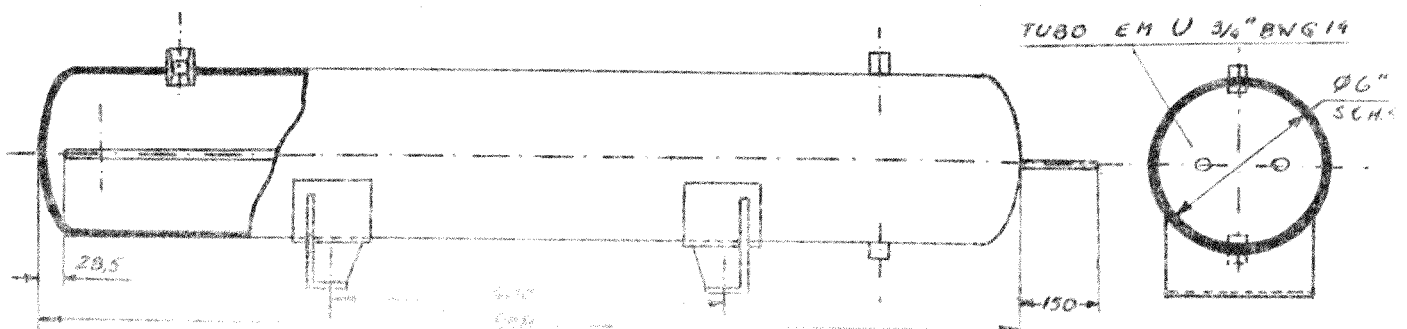


Fig. 8 - RETIFICADOR

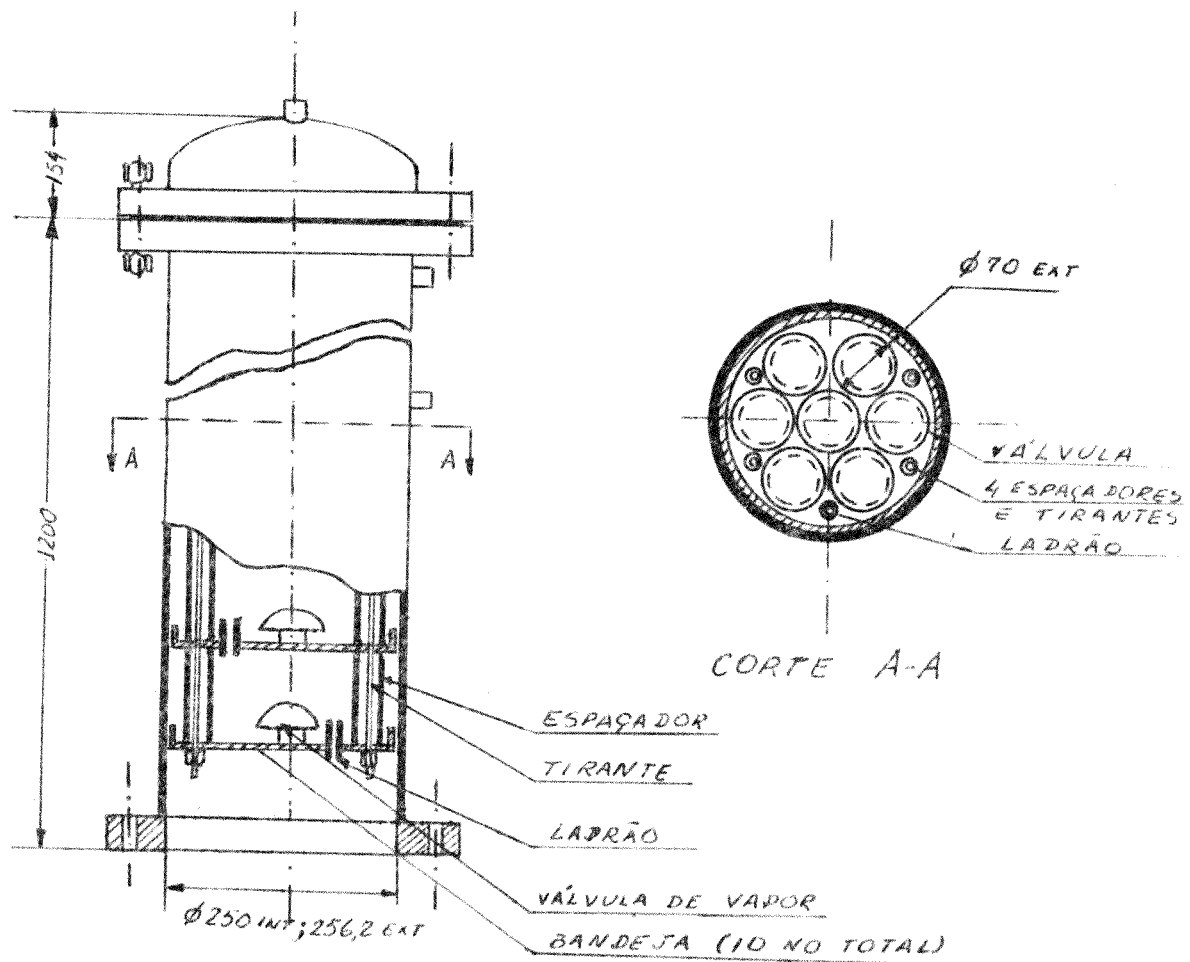
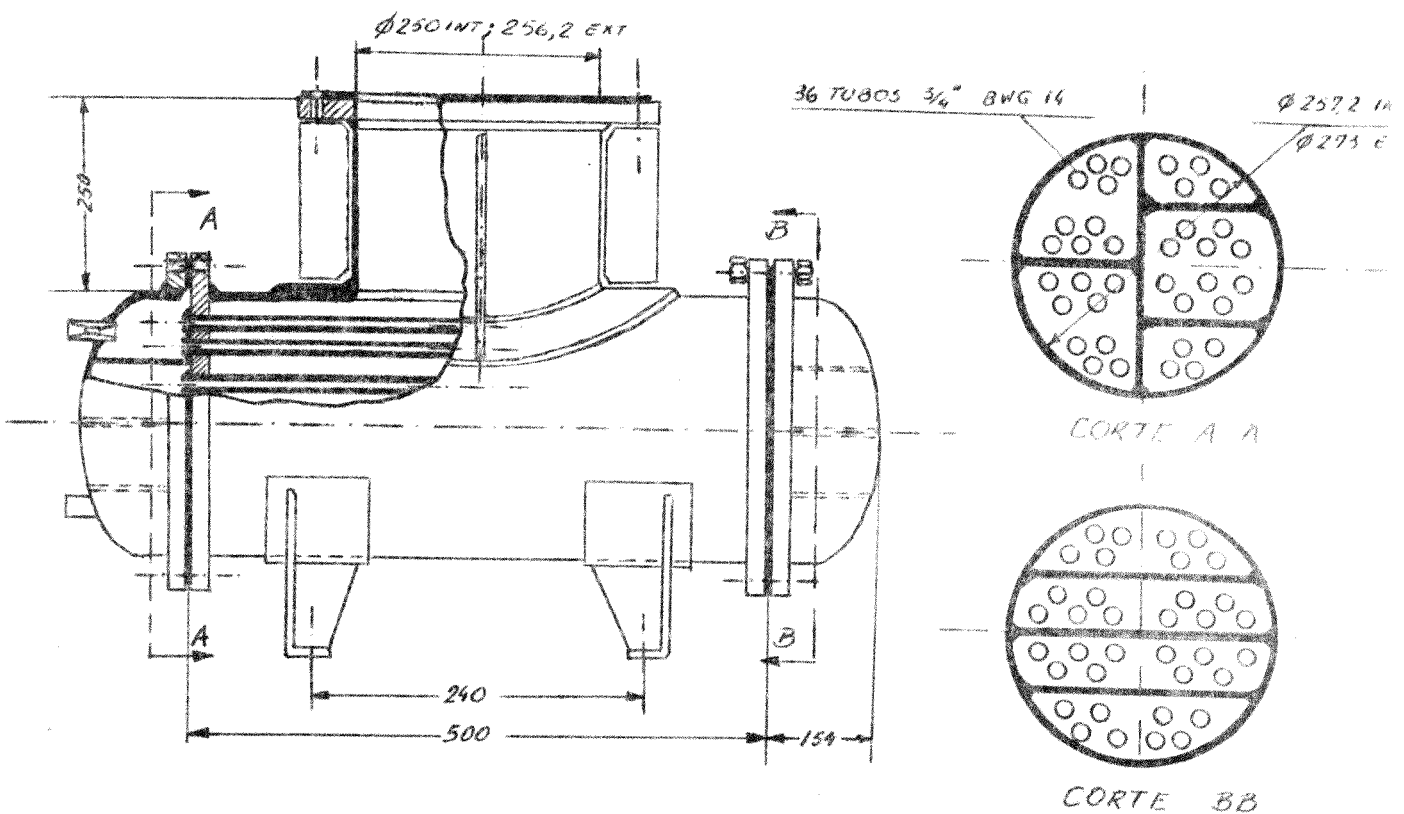


Fig. 7 - GERADOR



3.3. Dispositivos de Medidas

O projeto dos dispositivos de medidas não está completo e se caracteriza, na presente fase, por um grande número de soluções provisórias adotadas por razões econômicas, cuja validade será testada experimentalmente.

Na figura 9 é apresentado o esquema dos dispositivos de medidas. Consta deste esquema algumas das válvulas apresentadas na figura 2, que são relevantes para a compreensão das medições.

As temperaturas T_1 a T_{10} do ciclo de amônia, T_{COL1} e T_{COL2} do circuito de aquecimento, e T_{a1} a T_{a4} da água de resfriamento serão medidas por termopares através de poços termométricos construídos por técnicos do Grupo de Energia.

As pressões alta e baixa serão medidas pelos manômetros M1 e M2 respectivamente. Serão usados manômetros de marca WIKA especiais para amônia.

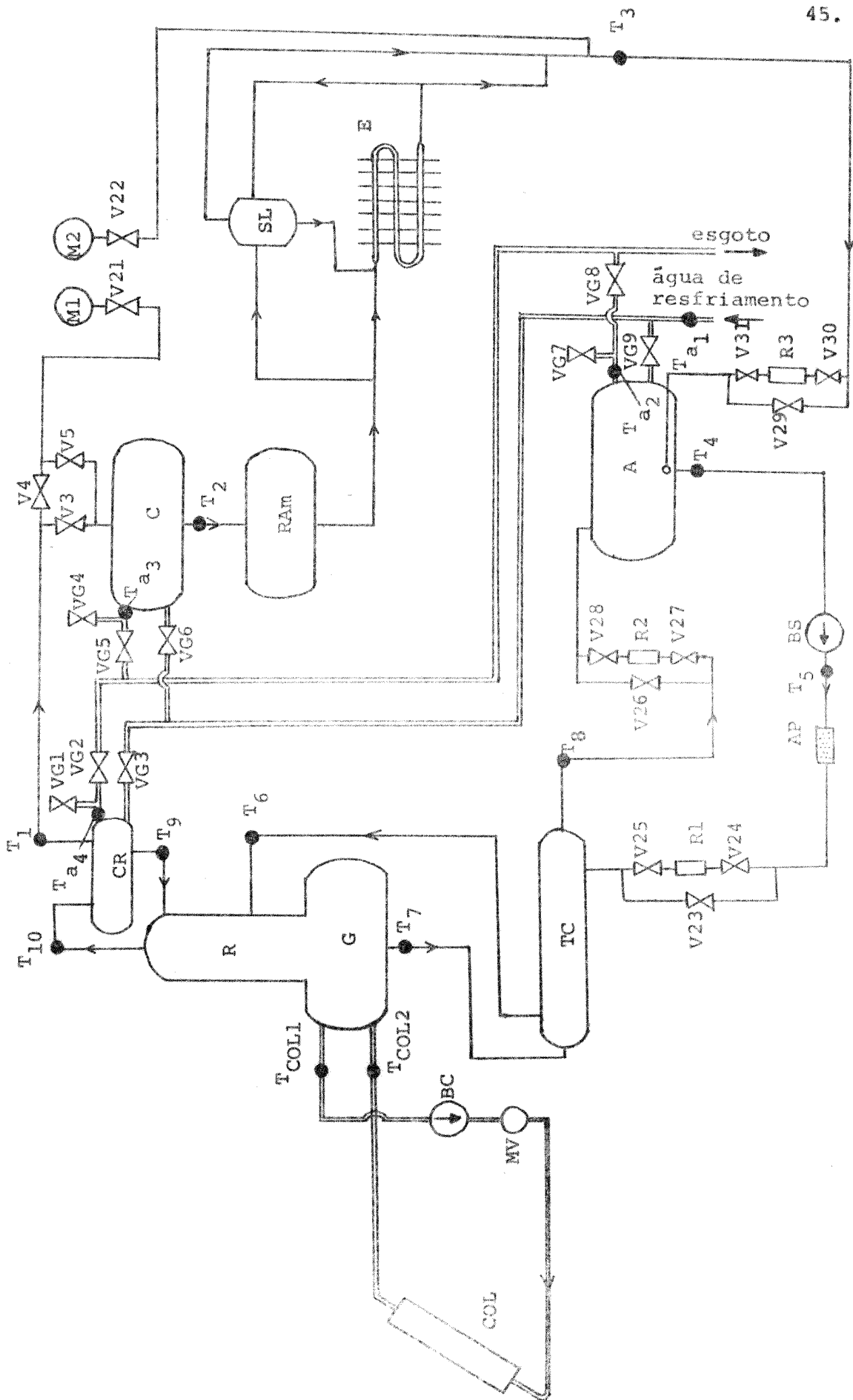
As vazões da água de resfriamento de CR, C e A serão reguladas pelas válvulas de gaveta VG3, VG6 e VG9, e serão medidas por vaso calibrado abrindo-se as válvulas VG1, VG4 e VG7 e fechando-se VG2, VG5 e VG9, respectivamente. O circuito hidráulico tem as tubulações de esgoto com dimensões superiores às de entrada (1 e 1/2 polegadas de diâmetro nominal, respectivamente), fazendo com que as perdas de pressão no esgoto sejam desprezíveis, para que o fechamento de uma válvula e abertura de outra não afete os próprios fluxos que se quer medir.

O medidor de vazão do fluido no coletor (MV) não está definido e talvez se torne desnecessário uma vez que algumas das soluções possíveis para a bomba BC constituem-se de bombas de

deslocamento positivo.

A vazão volumétrica da solução rica é determinada pela bomba BS com precisão 1%. A vazão volumétrica da amônia pura é medida pelo rotâmetro R3. A partir destes dados utilizam-se os rotâmetros R1 e R2 para determinação das vazões mássicas e concentrações de amônia das soluções rica e pobre, segundo as considerações teóricas abordadas no Anexo 3. Uma vez que a vazão fornecida por BS é pulsante, planeja-se colocar na linha de solução rica um amortecedor de pulsações (AP) para que as medições do rotâmetro sejam corretas.

Fig. 9 - ESQUEMA DE MEDIÇÕES DO SISTEMA DE REFRIGERAÇÃO



4. MÉTODO NUMÉRICO UTILIZADO

4.1 - Descrição do método

O sistema de equação apresentado foi solucionado numericamente pelo método de Newton-Raphson através de um programa em linguagem FORTRAN baseado num programa geral para solução de sistemas de equações algébricas não lineares proposto por Stoecker [24]

O método de Newton-Raphson apresenta menos problemas quanto à convergência do que os métodos iterativos de substituição sucessiva. Descreve-se a seguir o método de Newton-Raphson para uma única equação e para um sistema de equações.

Seja a equação:

$$f(x_0) = 0$$

e seja o resíduo R definido por:

$$R = f(x)$$

Esta função é expressa graficamente na figura 10.

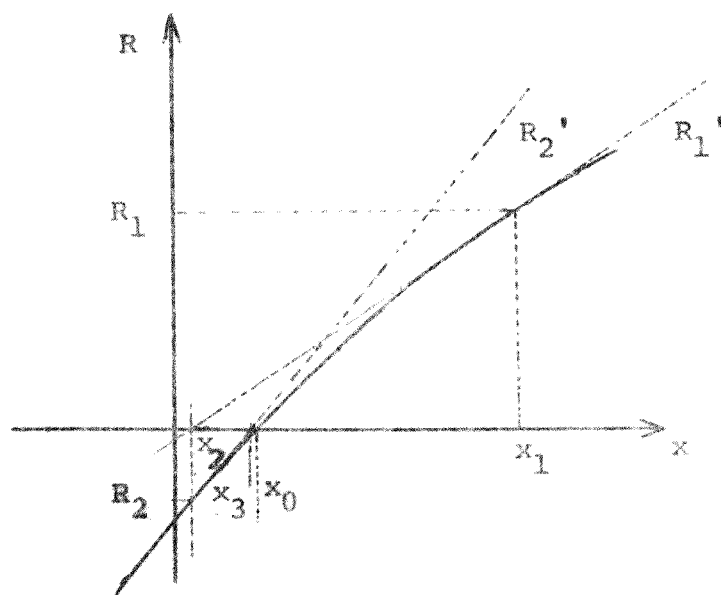


FIG. 10 - MÉTODO DE NEWTON-RAPHSON PARA UMA EQUAÇÃO

O termo x_1 representa um valor inicial para o processo iterativo, possivelmente próximo a x_0 , tal que:

$$R_1 = f(x_1)$$

Expandindo R em série de Taylor em torno do valor inicial x_1 , desprezando os termos de ordem igual ou superior a 2, resulta:

$$R'_1 = (x - x_1) \cdot \frac{\partial f}{\partial x}(x_1)$$

A função R'_1 constitui-se numa aproximação da função R em torno de x_1 . A raiz de R'_1 é:

$$x_2 = x_1 + \frac{R_1}{\frac{\partial f}{\partial x}(x_1)}$$

O valor x_2 assim obtido pode-se constituir numa melhor aproximação para x_0 que x_1 , dependendo das derivadas de ordem superior que foram desprezadas, e da proximidade do valor inicial x_1 à raiz x_0 .

Com este valor x_2 , pode-se repetir o processo e obter uma aproximação ainda melhor x_3 , e assim por diante, iterativamente. O processo pode ser encerrado na k -ésima iteração quando R_k for muito próximo a zero ou quando o valor aproximativo x_k for muito próximo a x_{k-1} .

O método de Newton-Raphson para um sistema de equações é análogo. Seja um conjunto de equações expresso na forma implícita:

$$\begin{aligned}
 f_1(x_{1_0}, \dots, x_{j_0}, \dots, x_{n_0}) &= 0 \\
 \dots & \\
 f_i(x_{1_0}, \dots, x_{j_0}, \dots, x_{n_0}) &= 0 \quad (73) \\
 \dots & \\
 f_n(x_{1_0}, \dots, x_{j_0}, \dots, x_{n_0}) &= 0
 \end{aligned}$$

Sejam os resíduos $R_1, \dots, R_i, \dots, R_n$ definidos por:

$$R_i = f_i(x_1, \dots, x_j, \dots, x_n) \quad (74)$$

e seja um conjunto de valores iniciais $x_{1_1}, \dots, x_{j_1}, \dots, x_{n_1}$ (possivelmente próximas às soluções $x_{1_0}, \dots, x_{j_0}, \dots, x_{n_0}$),

tais que:

$$R_{i_1} = f_i(x_{1_1}, \dots, x_{j_1}, \dots, x_{n_1}) \quad (74-a)$$

Expandindo os R_{i_1} em série de Taylor em torno dos valores iniciais, desprezando os termos de ordem igual ou superior a 2, obtemos n planos n -dimensionais que aproximam as funções R_{i_1} :

$$\begin{aligned}
 R_{i_1} = (x_1 - x_{1_1}) \cdot \frac{\partial f_i}{\partial x_1}(x_{1_1}, \dots, x_{j_1}, \dots, x_{n_1}) + \dots \\
 \dots + (x_j - x_{j_1}) \cdot \frac{\partial f_i}{\partial x_j}(x_{1_1}, \dots, x_{j_1}, \dots, x_{n_1}) + \dots \\
 \dots + (x_n - x_{n_1}) \cdot \frac{\partial f_i}{\partial x_n}(x_{1_1}, \dots, x_{j_1}, \dots, x_{n_1}) \quad (74-
 \end{aligned}$$

Tem-se desta maneira um conjunto de equações lineares que pode ser resolvido para que se obtenha um novo conjunto de valores aproximativos $x_{1_2}, \dots, x_{j_2}, \dots, x_{n_2}$; e assim sucessivamente.

No programa proposto por Stoecker, o processo de encerra quando os valores de x_j obtidos na k -ésima iteração não diferem significativamente dos valores obtidos na iteração anterior, ou seja, quando:

$$\frac{x_{j_k} - x_{j_{k-1}}}{x_{j_k}} < \text{TLRNCE}, \text{ para todos } x_j$$

Os resíduos R_i são calculados na subrotina EQNS.

O cálculo dos derivados parciais é feito na subrotina PARDIF, através da aproximação:

$$\begin{aligned} \frac{\partial f_i}{\partial x_j} (x_{1_k}, \dots, x_{j_k}, \dots, x_{n_k}) &\equiv \\ &\equiv \frac{R_i(x_{1_k}, \dots, x_{j_k} + \Delta x_j, \dots, x_{n_k}) - R_i(x_{1_k}, \dots, x_{j_k}, \dots, x_{n_k})}{\Delta x_j} \end{aligned} \quad (75)$$

A subrotina PARDIF admite os valores dos x_{j_k} e dos

$$R_i(x_{1_k}, \dots, x_{j_k}, \dots, x_{n_k}).$$

Para calcular as derivadas parciais $\frac{\partial f_i}{\partial x_j}$, esta subro

tina encontra inicialmente o incremento Δx_j , que é obtido por:

$$\Delta x_j = \text{DV} \cdot x_j$$

A seguir, a subrotina EQNS é chamada para calcular os valores $R_i(x_{1_k}, \dots, x_{j_k} + \Delta x_j, \dots, x_{n_k})$. Finalmente, é aplicada a equação 75 para cálculo das derivadas parciais.

Variações do método de Newton-Raphson /2/ calculam os valores das derivadas parciais através das expressões analíticas destas derivadas, o que é econômico, quando possível. Neste trabalho adotou-se a proposição de Stoecker.

A solução do sistema de equações lineares é feita pelo método das eliminações sucessivas de Gauss na subrotina GAUSSY, que fornece como resultado $x_{j_k} - x_{j_{k-1}}$, denominado VCORR (I).

As variáveis iniciais, bem como os parâmetros, são lidos pelos programas principais, e são dados de entrada da subrotina EQNS.

Os comandos de impressão das respostas são posicionados no programa principal.

4.2 - Modificações no programa original

As primeiras tentativas de solução do problema proposto concentraram-se na determinação das condições de funcionamento em regime permanente do sistema, supondo coeficientes globais de transferência de calor constantes e descartando a possibilidade de vaporização no trocador de calor. Assim sendo, o sistema de equações constituía-se unicamente das equações 1 até 55 onde, eliminadas as identidades, resultaram 43 equações com 43 incógnitas.

Já neste programa, que é bem mais simples que os que o sucederam, mostrou ser conveniente utilizar, ao invés da proposição original, o maior número possível de equações na forma explícita, e apenas as restantes na forma implícita, da seguinte maneira:

Seja um conjunto de l variáveis (x_1, x_2, \dots, x_l) convenientemente escolhidas. As demais variáveis são obtidas pelas equações do sistema:

$$x_{l+1} = x_{l+1}(x_1, x_2, \dots, x_l)$$

$$\begin{aligned} x_{l+2} &= x_{l+2}(x_1, x_2, \dots, x_l, x_{l+1}(x_1, x_2, \dots, x_l)) = \\ &= \bar{x}_{l+2}(x_1, x_2, \dots, x_l) \end{aligned} \quad (76)$$

.....

$$x_n = x_n(x_1, x_2, \dots, x_l, \dots, \bar{x}_{n-1}(x_1, x_2, \dots, x_l))$$

Uma modificação introduzida no programa GAUSSY faz com que, obtida uma equação dependente, esta equação seja desconsiderada naquele passo específico, e um dos valores VCORR é arbitrariamente assumido como zero. Desta forma, os demais valores VCORR são calculados, e o programa pode continuar, sendo que a dependência é acusada ao usuário.

Do ponto de vista prático, mesmo nos casos em que a dependência resulta de erro efetivo de programação, esta modificação se mostrou útil ao permitir a continuação da execução, fornecendo elementos para busca do erro.

O algoritmo aqui descrito é apresentado em linguagem FORTRAN no anexo 4.

5. MODELAMENTO EM REGIME PERMANENTE

5.1. Coefficientes globais constantes

O modelamento estático em regime permanente que assume valores constantes para os diversos coeficientes globais de transferência de calor constitui-se no programa em linguagem FORTRAN denominado RSE 1, que é apresentado no anexo 5. Os valores dos diversos coeficientes globais de transferência de calor, bem como dos parâmetros η_{OPT} e F_R do coletor solar, são tomados das condições de projeto do sistema (item 3.2.).

As variáveis efetivas deste programa são 9:

$$\begin{aligned} V(1) &= \dot{m}_1, \quad V(2) = x_4, \quad V(3) = P_b, \quad V(4) = P_a, \quad V(5) = T_5, \\ V(6) &= T_6, \quad V(7) = T_8, \quad (V(8) = T_{COL1}, \quad V(9) = T_{COL2}. \end{aligned}$$

Os parâmetros utilizados são:

i) Coeficientes globais e áreas de transferência de calor: UA_G ;

$$UA_E, \quad UA_A, \quad U_{TC_L}, \quad U_{TC_V}, \quad A_{TC}, \quad U_{COL}, \quad A_{COL}, \quad UA_C$$

ii) Parâmetros de desempenho de componentes específicos: η_R ,

$$\Delta P_{SUC}, \quad \eta_{OPT}, \quad F_R, \quad \Delta T_{1+2}, \quad \eta_B$$

iii) Vazões dos fluidos de aquecimento e resfriamento: \dot{m}_{COL} ,

$$\dot{m}_{a_C}, \quad \dot{m}_{a_A}$$

iv) Vazão volumétrica da bomba de solução: q_B

v) Calor específico da água de resfriamento e do vapor de amônia:

$$c_{P_a}, \quad c_{P_{NH3}}$$

vi) Variáveis externas ao sistema: T_{amb} , T_a , T_{cam} , \dot{Q}_s

vii) Equivalente mecânico do calor: J .

Uma vez que a temperatura da água de aquecimento do coletor varia bastante para diferentes condições de funcionamento, o calor específico da água de aquecimento varia e

seu valor não é admitido constante, porém é calculado através de uma equação polinomial aproximativa, dentro do programa. Esta equação é apresentada no anexo 2.

O programa principal lê os valores destes parâmetros e os valores iniciais das variáveis efetivas. Por comandos COMMON, tais valores são aceitos pela subrotina EQNS, que calcula as demais variáveis, e os resíduos correspondentes às equações 19, 20, 21, 24, 46, 47-b, 48-b, 49 e 50.

As funções de estado são utilizadas no programa RSE 1 (como nos demais) através de funções subrotinas ou subprogramas subrotinas, conforme necessário. Estas subrotinas são descritas no anexo 1.

O cálculo das diferenças médias logarítmicas de temperatura também é feito através de uma subrotina (DIFMED). Em alguma das iterações, pode ocorrer o aparecimento de temperatura mais alta para o fluido frio que para o fluido quente num terminal de algum dos trocadores. Para a utilização do programa RSE 1, deve-se tomar o cuidado de evitar que nos valores iniciais tal fato ocorra. Para as iterações seguintes, esta possibilidade foi evitada com um procedimento descrito a seguir:

Antes de calcular a DMLT, a subrotina DIFMED compara os valores das temperaturas. Se em algum dos terminais ocorrer o fato citado, a subrotina não calcula a DMLT, e envia a informação à subrotina EQNS através da variável decisória IDECI (que assume o valor zero para combinações possíveis de temperaturas e um para combinações impossíveis).

Se o valor de IDECI for 1, a subrotina EQNS não efetua os passos seguintes, e o valor de IDECI é enviado ao programa principal. Os valores dos diversos Δx_1 (VCORR (I)) calculados anteriormente para aquela iteração são modificados (arbitrariamente re

duzidos à metade), e o programa continua com novos valores iniciais.

5.2. Coefficientes globais variáveis

O programa RSE 2, apresentado no anexo 6, leva em conta o fato de que, à medida que as condições de funcionamento do sistema variam, os coeficientes de transferência de calor nos diversos trocadores (incluindo o coletor solar) também variam, tanto em função das diferentes vazões de fluido como das diferentes propriedades térmicas médias.

A estrutura básica de RSE 2 é idêntica à de RSE 1, incluindo as mesmas subrotinas, além das que se trata neste item.

De uma maneira geral, os coeficientes globais de transferência de calor são calculados dentro do programa a partir das características geométricas dos componentes e das características térmicas do fluido.

A única exceção refere-se ao coeficiente global de transferência de calor do evaporador. Uma vez que UA_E depende essencialmente da vazão de ar através das aletas do evaporador (que não será modificada), considera-se ainda neste modelamento o parâmetro UA_E constante.

a) Características variáveis do coletor solar

Para o coletor solar, o procedimento adotado constitui-se em incorporar ao programa RSE 2, na forma de subrotina, o programa FRPC, elaborado por França /7/, que foi descrito no item 3.2.j.

Este programa foi novamente modificado para fornecer, em função da temperatura de entrada e vazão do fluido e da insolação, a eficiência global do coletor e a temperatura de saída do

fluido, sendo denominado SUBROTINA FRCOL (RDSOL, FLUX, TFLDE, EFCT, TFLDF) onde RDSOL e FLUX correspondem, nas unidades métricas com que se trabalha no programa RSE, aos valores RADFR e FLUXO, nas unidades SI utilizadas por França. A conversão de unidades é feita em FRCOL.

Desta maneira, a variável V(9) (T_{COL2}) do programa RSE 1 se torna desnecessária, como também os parâmetros η_{OPT} , F_R e U_{COL} , e a equação (24), implícita no programa FRCOL.

A equação (50) é substituída por:

$$Q_{COL} = \eta_{COL} \cdot Q_S \quad (50-a)$$

Dentro da subrotina EQNS, no lugar de

$$T_{COL2} = V(9)$$

é chamada a subrotina FRCOL para determinar T_{COL2} .

Por outro lado, no lugar dos resíduos R(8) e R(9) calculados segundo as equações (24) e (50) utiliza-se um único resíduo R(8) calculado segundo a equação (50-a).

b) Características variáveis dos demais componentes

Para os demais componentes, os coeficientes globais são calculados pelas equações apresentadas nos itens 2.9. e 3.2., a partir dos parâmetros:

- i - características geométricas dos trocadores: diâmetro interno e externo e comprimento dos tubos, número de tubos por passe e número total de tubos para cada trocador, área seccional de escoamento na carcaça do trocador de calor e absorvedor.
- ii - vazões: soluções, água de refrigeração e aquecimento, vapor de amônia.

- iii - condutividade térmica dos tubos.
- iv - resistências de incrustação
- v - propriedades térmicas dos fluidos:
solução rica e pobre, amônia líquida e vapor, água de refrigeração e aquecimento.

O número de tubos por passe no gerador e absorvedor , por simplicidade, é fixados no próprio programa. Os demais parâmetros listados em i, ii, iii e iv são lidos através de comandos READ no programa principal; o mesmo ocorre com as propriedades térmicas da água de refrigeração.

O coeficiente de película no lado da carcaça no condensador é considerado infinito (nas condições de projeto, seu valor foi calculado em cerca de 18000 kcal/h m²C contra 600 nos tubos).

As propriedades térmicas da água de aquecimento dependem da temperatura, que varia significativamente, e as propriedades das soluções de água - amônia dependem da temperatura e concentração, e não podem ser expressas como parâmetros constantes.

A construção deste modelo tornou, portanto, necessário explicitar diversas funções, originalmente expressas em âbacos ou diagramas, em termos algébricos. Tratam-se de funções que expressam as propriedades térmicas citadas, e funções que representam alguns dos coeficientes de película. Estas funções são apresentadas no anexo 2, e são utilizadas no programa ou como subrotina em separado ou como equações dentro do programa, conforme a conveniência.

Uma parcela dos termos dos coeficientes globais é invariável para as diversas condições de funcionamento. Esta parcela invariável de cada componente (denominada RFA para o absorvedor, etc) é calculada no próprio programa principal e, através dos comandos COMMON, é aceita pela subrotina EQNS.

Os coeficientes globais são calculados dentro da subrotina EQNS, pela combinação dos termos variáveis e invariáveis.

5.3. Resultados

a) Influência de alguns parâmetros sobre o desempenho

Na figura 11 é apresentada a dependência, em relação à energia solar incidente, de algumas variáveis significativas do sistema: pressões alta e baixa, temperatura máxima do coletor e coeficiente global de desempenho do sistema. São plotados resultados obtidos segundo os dois programas.

Os resultados obtidos são qualitativa e quantitativa - mente semelhantes para os dois programas. A única diferença substancial relaciona-se ao fenômeno da vaporização no trocador pelo programa RSE 1 inicia entre 300 e 400 kcal/hm² e pelo programa RSE 2 não chega a ocorrer.

Dentro da faixa de 200 a 900 kcal/h m², o coeficiente de desempenho oscila entre (17,9 ± 1,7)% (RSE 1) ou (17,5 ± 1,7) % (RSE 2).

Do ponto de vista de computação, o programa RSE 2 tem uma demora de execução entre 5 e 10 vezes maior, além de requerer estimativas iniciais mais próximas. Em vista da similaridade dos resultados obtidos, preferiu-se utilizar o programa RSE 1 nos desenvolvimentos que se seguem.

A figura 11 apresenta as respostas do sistema a diferentes temperaturas da água de refrigeração e da câmara, calculadas pelo programa RSE 1. As demais variáveis externas são mantidas constantes, com abstração das correlações de caráter meteorológico entre, por exemplo, temperatura ambiente e temperatura da água de refrigeração.

b) Carga de amônia e água

O programa RSE 1 foi ainda utilizado para determinação da carga necessária de amônia e água para o funcionamento adequado do sistema.

A carga mínima de água e amônia no equipamento deve ser suficiente para preencher os componentes e tubulações, em quaisquer condições de funcionamento, da maneira que se segue. Em todos os casos, a massa presente como vapor é desconsiderada.

i - Trocador de calor, interior dos tubos e cabeçotes.

Deve ser enchido totalmente. Do desenho de TC determina-se :

$$V_{TC_{SP}} = 10,1 \text{ l}$$

Este volume é ocupado por solução pobre, desta forma :

$$M_{TC_{SP}} = \rho_{TC_{SP}} \cdot V_{TC_{SP}} \quad (78)$$

$$MA_{TC_{SP}} = x_7 \cdot M_{TC_{SP}} \quad (79)$$

sendo que $\rho_{TC_{SP}}$ pode ser calculado pela aproximação:

$$\rho_{TC_{SP}} \cong f_5 \left(x_7, \frac{T_7 + T_8}{2} \right) \quad (80)$$

ii - Trocador de calor, carcaça

$$V_{TC_{SR}} = 21,4 \text{ l}$$

$$M_{TC_{SR}} = \rho_{TC_{SP}} \cdot (V_{TC_{SR}} - V_{TC_{SRV}}) \quad (81)$$

$$MA_{TC_{SR}} = x_4 \cdot M_{TC_{SR}} \quad (82)$$

$$\rho_{TC_{SR}} \cong f_5 \left(x_4, \frac{T_5 + T_6}{2} \right) \quad (83)$$

O volume ocupado por vapor é zero, para o caso de não haver vaporização; do contrário:

$$V_{TC_{SR_V}} = \frac{\bar{\xi} \cdot V_{TC_{SR}}}{\rho_{VAP}} \cdot \frac{A_{TC_V}}{A_{TC}} \quad (84)$$

onde $\bar{\xi}$ na região de vaporização é estimado por:

$$\bar{\xi} = \frac{\xi}{2} \quad (85)$$

iii - Gerador, carcaça

O gerador deve estar preenchido até o nível superior dos tubos, descontado o volume ocupado pelas bolhas. Considerou-se que o volume de líquido neste componente é:

$$V_G \cong 15 \text{ l}$$

$$M_G = \rho_G \cdot V_G \quad (86)$$

$$MA_G \cong \left(\frac{x_6 + x_7}{2} \right) \cdot M_G \quad (87)$$

$$\rho_G \cong f_5 \left(\frac{x_6 + x_7}{2}, \frac{T_6 + T_7}{2} \right) \quad (88)$$

iv - Retificador

As bandejas deverão estar cheias até o nível determinado pelo ladrão, descontado o volume das bolhas.

$$V_R \cong 1 \text{ l}$$

$$M_R = \rho_R \cdot V_R \quad (89)$$

$$MA_R \cong x_9 \cdot M_R \quad (90)$$

$$\rho_R \cong f_5(x_9, T_9) \quad (91)$$

v - Evaporador

O separador de líquido deverá estar preenchido até

o nível determinado pela válvula CNT.

Haverá algum líquido dentro das tubulações aletadas.

$$V_E \cong 5 \text{ l}$$

$$M_E = MA_E = \rho_E \cdot V_E \quad (92), (93)$$

$$\rho_E = f_5(1, T_3) \quad (94)$$

vi - Absorvedor, carcaça.

Analogamente aos casos anteriores:

$$V_A \cong 35 \text{ l}$$

$$M_A = \rho_A \cdot V_A \quad (95)$$

$$MA_A \cong x_4 \cdot M_A \quad (96)$$

$$\rho_A \cong f_5(x_4, T_4) \quad (97)$$

No reservatório de amônia deverá existir alguma quantidade de líquido para evitar a sucção de vapor pela válvula de expansão. Deverá haver ainda alguma massa disponível para ocupar a bomba e tubulações.

A carga presente tem um limite superior determinado por dois fatores.

i - possibilidade do nível de líquido no gerador atingir o retificador afogando alguma das bandejas, diminuindo a qualidade da retificação.

ii - possibilidade da amônia líquida encher totalmente o reservatório RAM e cobrir uma parcela dos tubos do trocador, diminuindo a área efetiva de transferência de calor.

Para o equipamento projetado, estes limites não são críticos, dado os grandes volumes de RAM e do espaço em R abaixo da bandeja inferior (item 3.2.).

O cálculo das cargas mínimas é feito dentro do programa principal de RSE 1, após a saída dos valores finais das variáveis principais, utilizando a subrotina ROLIQ para cálculos das densidades das misturas líquidas. Este programa foi utilizado para determinar as massas mínimas de água e amônia para modos extremos de funcionamento caracterizados por incidências de insolação 200 e 900 kcal/h m², sendo T_{cam}, T_a e T_{amb} iguais aos valores de projeto. Resultou:

$$\dot{Q}_s = 200 \text{ kcal/h m}^2 :$$

massa de água : 24,49 kg

massa de amônia: 41,77 kg

$$\dot{Q}_s = 900 \text{ kcal/h m}^2 :$$

massa de água: 39,59 kg

massa de amônia: 30,71 kg

Adotou-se:

massa de água: 40 kg

massa de amônia: 60 kg

Estas modificações sobre o programa RSE 1 são apresentadas no Anexo 7.

Fig. 11 - INFLUÊNCIA DA INSOLAÇÃO NO DESEMPENHO

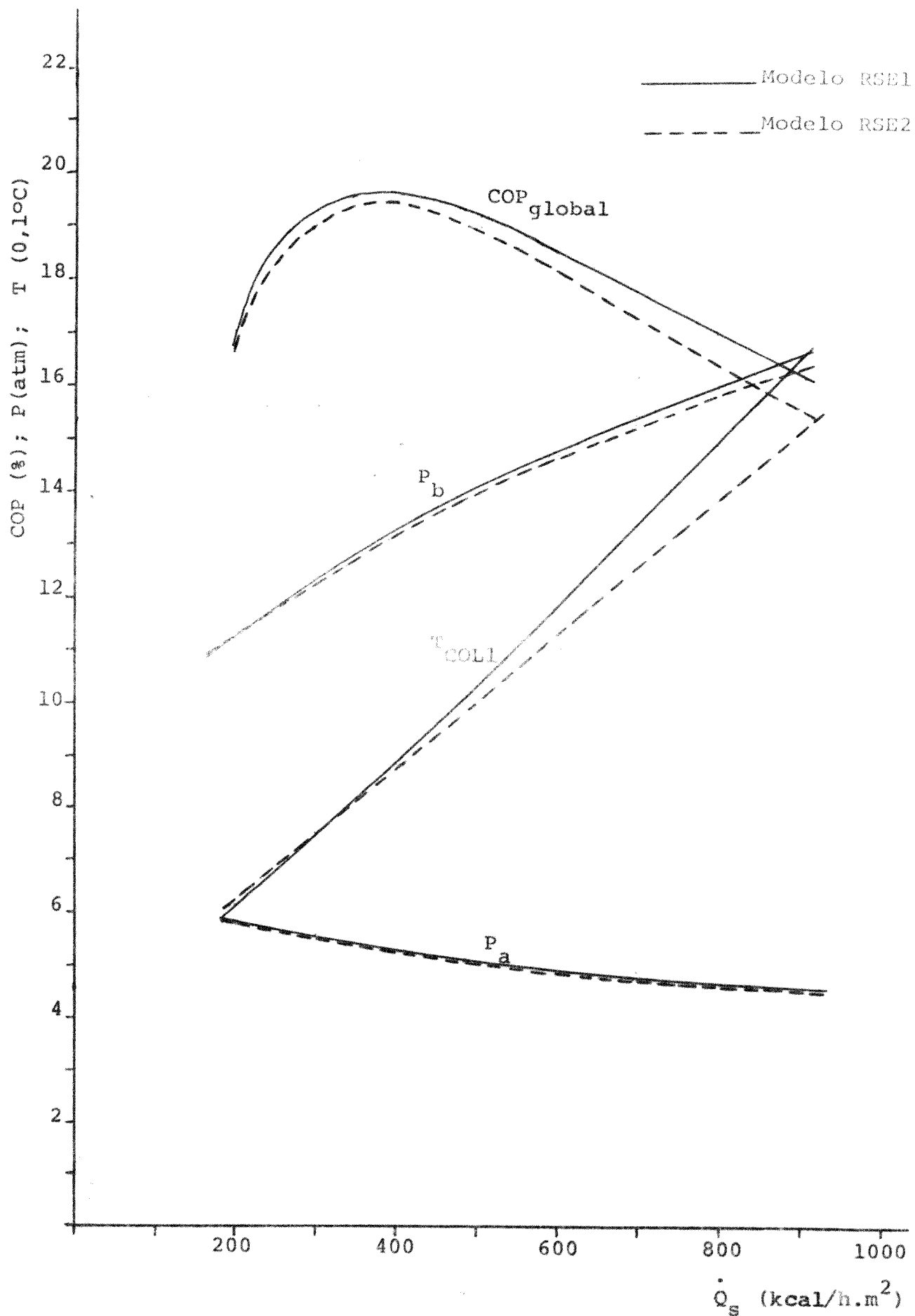
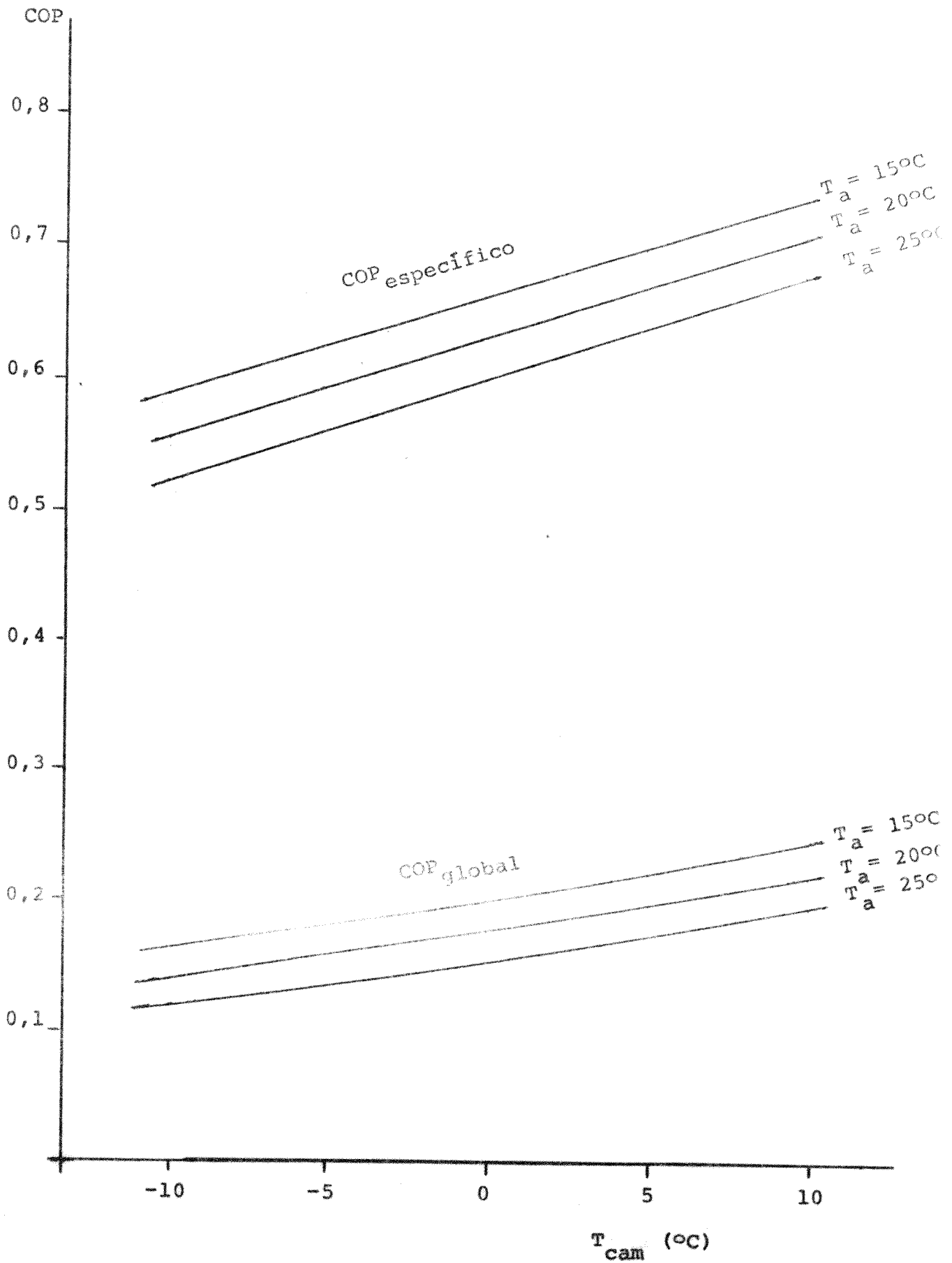


Fig. 12 - INFLUÊNCIA DAS TEMPERATURAS DA CÂMARA E DA ÁGUA DE REFRIGERAÇÃO



6. MODELAMENTO EM REGIME TRANSIENTE

6.1. Descrição qualitativa do funcionamento dinâmico do sistema

Considerar-se-á neste ítem a propagação sobre o sistema de um aumento em degrau na radiação solar incidente sobre os coletores.

Pelo aumento da energia solar incidente, a temperatura da placa absorvedora varia, com o que aumenta o calor transferido pelo coletor ao fluido, (paralelamente, aumenta o calor perdido para o ambiente).

Em consequência, a temperatura do fluido térmico que atravessa o gerador aumenta após um certo atraso de linha. A temperatura com que o fluido térmico deixa o gerador e retorna ao coletor também é aumentada, mas seu valor depende da temperatura e do coeficiente de película da solução de amônia no gerador.

Pelo aumento da temperatura do fluido térmico, a taxa de transferência de calor à solução no gerador aumenta, com o que ocorre:

(i) aumento na taxa de vaporização dentro do gerador. A vaporização passa, portanto, a ocorrer numa faixa mais ampla de concentração da solução; a solução pobre passa a deixar o gerador com concentração mais baixa.

(ii) pelo aumento da taxa de vaporização em G aumenta a pressão alta do sistema, até o ponto em que a taxa de condensação, em CR e C equilibra a taxa de geração de vapor. A taxa de condensação em C aumenta devido à maior diferença de temperaturas entre T_2 e T_a .

(iii) a temperatura da solução pobre em 7 aumenta, possibilitando a vaporização a partir de um valor menor de x_7 e maior de P_a (i e ii).

Devido ao aumento da taxa de condensação em C, ocorre acumulação de maior quantidade de amônia no reservatório, e, pelo aumento de T_2 , aumenta a temperatura da amônia neste reservatório. A vazão de amônia para E, entretanto, deve permanecer quase constante devido à atuação da válvula de controle de nível (evaporador inundado) ou da válvula de expansão (evaporador seco).

O aumento da temperatura e da concentração da solução pobre que deixa o gerador passa a afetar o funcionamento do absorvedor após um atraso de linha correspondente ao escoamento da solução pobre através do trocador de calor e das tubulações. O aumento da pressão alta do sistema, por sua vez, não traz consequências para o absorvedor antes deste atraso de linha porque:

(iv) a vazão da solução rica através da bomba de solução a diafragma independe (dentro dos limites de funcionamento da bomba) das pressões de admissão e escape.

(v) a válvula de bóia se fecha para manter constante o nível do absorvedor e, devido à vazão de solução rica e de amônia terem se mantido constante, a vazão da solução pobre se mantém constante.

Após o atraso de linha acima considerado, a solução no absorvedor passa a se empobrecer. Neste momento a taxa de absorção de vapor no absorvedor começa a aumentar, e com isto a pressão de sucção do vapor diminui. Em consequência, deste fato, a taxa de evaporação no evaporador passa a aumentar, e a temperatura de evaporação a diminuir.

Como o processo de absorção é exotérmico, o aumento na taxa de absorção aquece a mistura presente no absorvedor até que a diferença de temperaturas entre a solução e a água de resfriamento promova uma perda de calor daquela para esta que iguale o calor

de absorção.

Devido à diminuição da pressão baixa do sistema e ao aumento da temperatura de absorção, a solução rica deixando o absorvedor se empobrece.

Esta solução rica passa a penetrar no retificador após o atraso de linha correspondente ao escoamento através do trocador e das tubulações. Neste momento, portanto, as condições de funcionamento do gerador são novamente modificadas, alterando as condições de saída da solução pobre do gerador, num processo de realimentação.

Este processo de realimentação no circuito de água amônia é complexificado por três outros fatores. Por um lado, logo que a solução pobre passa a deixar o gerador com temperatura mais alta e que penetra no trocador de calor, a temperatura da solução rica deixando o trocador aumenta.

No outro lado do trocador ocorre um processo análogo : após o aquecimento da solução dentro do absorvedor, a solução rica que entra no trocador aquecida não consegue resfriar a solução pobre ao nível anterior de temperatura.

Em terceiro lugar, uma vez que a vazão volumétrica da solução rica é mantida constante pela bomba de solução, logo que a concentração da solução rica diminui e sua densidade aumenta, a vazão em massa através da bomba diminui, diminuindo quase instantaneamente a vazão da solução rica que penetra o gerador.

Finalmente, há que se considerar o processo transitório de variação da temperatura das paredes dos diversos componentes e das tubulações, que ocorre paralelamente à variação de temperatura do fluido contido nestes componentes ou tubulações.

6.2. Equações para regime transiente

a) Equação de conservação de massa e energia.

No funcionamento transiente as equações de conservação para os diversos volumes de controle são:

$$\sum_e \dot{m}_e = \sum_s \dot{m}_s + \frac{d}{dt} M_{VC} \quad (98)$$

$$\sum_e \dot{m}_e \cdot x_e = \sum_s \dot{m}_s \cdot x_s + \frac{d}{dt} MA_{VC} \quad (99)$$

$$\dot{Q}_{VC} + \sum_e \dot{m}_e \cdot h_e = \sum_s \dot{m}_s \cdot h_s + \frac{d}{dt} E_{VC} \quad (100)$$

Estas equações aplicam-se aos volumes de controle:

G, R e CR, C e RAM, E, A, TC_{SR}, TC_{SP}

Para o volume de controle associado ao coletor aplicam-se apenas as equações (98) e (100).

Tem-se assim um total de 23 termos característicos de acumulação que operam como novas incógnitas.

A análise dos termos acumulativos, a seguir, fornece uma hierarquização dos termos pela significância numérica e um equacionamento para os termos selecionados. São desprezados, de início, os seguintes itens:

i - variações de massas e energia interna associadas aos fluidos contidos em tubulações, entre as quais o coletor solar.

ii - variações de energia interna das paredes metálicas, em função do baixo calor específico do aço.

Resta portanto considerar-se o volumes internos do sistema de refrigeração propriamente dito.

A equação de conservação de massa e massa de amônia para o volume interno total do sistema fornece:

$$\sum_{VC} M_{VC} = M_{TOT} \quad (101)$$

ou

$$\frac{d}{dt} \left(\sum_{VC} M_{VC} \right) = 0 \quad (101-a)$$

$$\sum_{VC} MA_{VC} = MA_{TOT} \quad (102)$$

ou

$$\frac{d}{dt} \left(\sum_{VC} MA_{VC} \right) = 0 \quad (102-a)$$

Na tabela 7 são apresentadas estimativas da importância relativa dos termos transientes das equações 98, 99 e 100. Para construção desta tabela adotou-se o seguinte procedimento:

Consideraram-se dois diferentes modos de funcionamento em regime permanente (insolações de 500 e 600 kcal/h m² °C, demais parâmetros iguais aos de projeto). Estes modos correspondem aos estados inicial e final de um processo transiente em que a insolação tenha variado.

Para estes dois modos calculou-se a massa total, massa de amônia e energia interna armazenada nos líquidos contidos em cada componente, utilizando-se uma modificação no programa RSE 1 similar àquela descrita no item 5.3.-b, relativa ao cálculo das cargas mínimas de água e amônia.

As massas totais e de amônia para os componentes R, E, TC e A são calculados de maneira idêntica. Os componentes G e Ram,

porém, são componentes onde o nível do líquido pode variar.

Por outro lado, a partir das equações 101 e 102 tem-se:

$$M_{G+RAM} = M_G + M_{RAM} = M_{TOT} - (M_A + M_{TC_{SR}} + M_{TC_{SP}} + M_R + M_E)$$

$$MA_{G+RAM} = MA_G + MA_{RAM} = MA_{TOT} - (MA_A + MA_{TC_{SR}} + MA_{TC_{SP}} + MA_R + M_E)$$

resulta:

$$M_G = \frac{M_{G+RAM} - MA_{G+RAM}}{1 - x_G} \quad (103)$$

$$M_C = \frac{MA_{G+RAM} - x_G \cdot M_{G+RAM}}{1 - x_G} \quad (104)$$

As energias internas são calculadas a partir da simplificação de que energia interna e entalpia são coincidentes para líquidos, segundo as equações:

$$E_{RAM} = M_{RAM} \cdot h_2 \quad (105)$$

$$E_E = M_E \cdot h_3 \quad (106)$$

$$E_A = M_A \cdot h_4 \quad (107)$$

$$E_{TC_{SR}} = M_{TG_{SR}} \cdot f_2 \left(x_5, \frac{T_5 + T_6}{2} \right) \quad (108)$$

$$E_{TC_{SP}} = M_{TG_{SP}} \cdot f_2 \left(x_7, \frac{T_7 + T_8}{2} \right) \quad (109)$$

$$E_G = M_G \cdot f_2 \left(\frac{x_6 + x_7}{2}, \frac{T_6 + T_7}{2} \right) \quad (110)$$

$$E_R = M_R \cdot h_9 \quad (111)$$

Assumiu-se, com base nos cálculos apresentado em

5.3.-b:

$$M_{TOT} = 100 \text{ kg}$$

$$MA_{TOT} = 60 \text{ kg}$$

As modificações sobre o programa RSE 1 que permitem tais cálculos são apresentados no anexo 8.

Tabela 7 - IMPORTÂNCIA RELATIVA DOS TERMOS DE ACUMULAÇÃO

COMPONENTE	$\dot{Q}_s = 500 \frac{\text{kcal}}{\text{h m}^2}$			$\dot{Q}_s = 600 \frac{\text{kcal}}{\text{h m}^2}$			VARIACÃO		
	M_{VC} (kg)	MA_{VC} (kg)	E_{VC} (kcal)	M_{VC} (kg)	MA_{VC} (kg)	E_{VC} (kg)	ΔM_{VC} (kg)	ΔMA_{VC} (kg)	ΔE_{VC} (kcal)
A	27,88	15,16	572,1	28,07	14,76	562,3	+0,19	-0,40	- 9,8
TC _{SR}	16,67	9,07	787,5	16,75	8,81	852,2	+0,08	-0,26	+ 64,7
TC _{SP}	8,32	3,22	401,4	8,50	2,77	475,0	+0,18	-0,45	+ 73,6
E	3,15	3,15	276,6	3,16	3,16	274,1	+0,01	+0,01	- 2,5
R	0,73	0,46	48,3	0,74	0,45	49,7	+0,01	-0,01	+ 1,4
G	26,74	12,44	2095,7	22,17	9,44	1995,2	-4,57	-3,00	-100,5
RAM	16,50	16,50	2076,2	20,62	20,62	2638,7	+4,12	+4,12	+562,5

Com base nestes resultados considerou-se desprezíveis os termos:

$$\frac{d M_A}{dt}, \frac{d M_{TC_{SR}}}{dt}, \frac{d M_{TC_{SP}}}{dt}, \frac{d M_E}{dt}, \frac{d M_R}{dt} \quad (112)$$

e

$$\frac{d MA_E}{dt}, \frac{d MA_R}{dt} \quad (113)$$

$$\frac{d E_A}{dt}, \frac{d E_E}{dt}, \frac{d E_R}{dt} \quad (114)$$

No modelamento dinâmico são mantidas as equações do modelamento estático de números: 5, 6, 7, 8, 9, 10, 11, 15, 17, 18, 19, 22 e 24.

As demais são modificadas para:

$$\dot{m}_2 = \dot{m}_3 + \frac{d M_{RAM}}{dt} \quad (4-a)$$

$$\dot{m}_4 \cdot x_4 = \dot{m}_8 \cdot x_8 + \dot{m}_3 \cdot x_3 - \frac{d MA_A}{dt} \quad (14-a)$$

O termo transiente da equação (14-a) é calculado por:

$$\frac{d MA_A}{dt} = \frac{MA_A - MA_{A0}}{\Delta t} \quad (115)$$

Para o termo transiente da equação (4-a) tem-se, das equações (101) e das aproximações (112), que:

$$\frac{d M_{RAM}}{dt} = - \frac{d M_G}{dt} \quad (116)$$

A equação (98) aplicada ao gerador fornece $\frac{d M_G}{dt}$:

$$\frac{d M_G}{dt} = \dot{m}_6 + \dot{m}_9 - \dot{m}_7 - \dot{m}_{10} \quad (117)$$

Para os dois fluxos do trocador de calor, no lugar de equações de conservação da massa de amônia apropriadas para tratamento de volumes de controle, utilizou-se equações de conservação da massa para os sistemas constituídos por parcelas elementares dos fluidos que se deslocam através do trocador.

Desprezando a variação de concentração destes fluidos por difusão molecular tem-se:

$$x_6(t) = x_5(t - \text{ATL}_{\text{SR}}) \quad (12-a)$$

$$x_8(t) = x_7(t - \text{ATL}_{\text{SP}}) \quad (13-a)$$

Os termos ATL_{SR} e ATL_{SP} correspondem aos atrasos de linha desta solução no trocador, e são calculados por:

$$\text{ATL}_{\text{VC}} \cong \frac{\bar{\rho}_{\text{VC}} \cdot V_{\text{VC}}}{m_{\text{VC}}} \quad (118)$$

Para a faixa considerada de insolações os atrasos de linha médios são:

$$\text{ATL}_{\text{SR}} = 24 \text{ min}$$

$$\text{ATL}_{\text{SP}} = 17 \text{ min}$$

Finalmente, as equações de balanço de energia para o condensador, gerador e trocador de calor ficam:

$$\dot{Q}_C = \dot{m}_2 h_2 - \dot{m}_1 h_1 + \frac{d}{dt} E_C \quad (16-a)$$

$$\dot{Q}_G = \dot{m}_7 h_7 + \dot{m}_{10} h_{10} - \dot{m}_9 h_9 - \dot{m}_6 h_6 + \frac{d}{dt} E_G \quad (23-a)$$

$$\dot{Q}_{\text{TC}} = \dot{m}_7 \cdot (h_7 - h_8) + \frac{d}{dt} E_{\text{TC}_{\text{SP}}} \quad (20-a)$$

$$\dot{Q}_{\text{TC}} = \dot{m}_5 \cdot (h_6 - h_5) + \frac{d}{dt} E_{\text{TC}_{\text{SR}}} \quad (21-a)$$

onde os termos de acumulação são calculados genericamente por:

$$\frac{d E_{\text{VC}}}{dt} \cong \frac{M_{\text{VC}} \cdot h_{\text{VC}} - M_{\text{VC}_0} h_{\text{VC}_0}}{\Delta t} \quad (119)$$

sendo:

$$\bar{h}_{RAM} = h_2$$

$$\bar{h}_G = f_2 \left(\frac{x_6 + x_7}{2}, \frac{T_6 + T_7}{2} \right)$$

$$\bar{h}_{TC_{SP}} = f_2 \left(\frac{x_7 + x_8}{2}, \frac{T_7 + T_8}{2} \right)$$

$$\bar{h}_{TC_{SR}} = f_2 \left(\frac{x_5 + x_6}{2}, \frac{T_5 + T_6}{2} \right)$$

b) Outras equações

Para todas as demais equações foram mantidas as equações do modelamento estático. Em outras palavras, considerou-se:

- i - As relações de equilíbrio de fase são mantidas
- ii - As constantes de tempo inerentes aos componentes de controle são desprezíveis
- iii - As constantes de tempo inerentes aos processos de transferência de calor são desprezíveis.

A ordem de grandeza das constantes de tempo nos processos de transferência de calor entre dois fluidos pode ser estimada considerando que este processo corresponde dois processos em série de transferência de calor entre fluido e tubulação.

A constante de tempo na transferência de calor entre um sólido com temperatura uniforme e um fluido é dada por /14/:

$$\tau = \frac{\rho \cdot c_p \cdot V}{h_C^* \cdot A} \quad (120)$$

onde

$$h_C^* = \frac{1}{\frac{1}{h_C} + R_{INC}}$$

ρ_1, c_p, V = densidade, calor específico e volume do sólido

R_{INC} = resistência de incrustação de superfície.

A = área de transferência de calor.

Dentre os diversos trocadores de calor projetados, a maior constante de tempo envolvida é aquela associada ao processo de transferência entre a solução pobre e as paredes da tubulação do trocador, que é da ordem de 7 segundos. Em comparação, por exemplo, aos atrasos de linha no trocador, justifica-se admitir que estes processos são instantâneos (iii).

6.3. Modelamento dinâmico

O modelamento dinâmico desenvolvido constitui-se no programa RSD, apresentado no anexo 9, e se baseia fundamentalmente no programa RSE 1. As equações 4, 12, 13, 14, 16, 20, 21 e 23 são modificadas conforme apresentado no item anterior. Os termos de acumulação, genericamente:

$$\frac{dx}{dt} \cong \frac{X - X_0}{\Delta t}$$

são calculados dentro do próprio programa, antes de serem utilizados nas equações modificadas 4-a, 14-a, etc. O programa RSD efetua o mesmo processo iterativo que os programas anteriores, para cada instante de tempo, as equações dadas, com as aproximações, continuam a ser equações algébricas.

Após cada passo, os termos X_0 assumem os valores X calculados naquele passo, repetindo novamente o processo, durante um número especificado de iterações.

Desta forma, o programa originalmente utilizado para resolver um sistema de equações algébricas transforma-se num método implícito de solução de equações diferenciais.

Em comparação a RSE 1, o programa RSD requer a introdu

ção de um novo conjunto de variáveis:

i - uma nova variável efetiva:

$$V(10) = x_7$$

ii - volumes confinados ocupados por líquido:

$$V_A, V_{TC_{SR}}, V_{TC_{SP}}$$

iii- valores representativos de algumas condições de funcionamento iniciais:

$$V_0(I), T_{2_0}, T_{4_0}, M_{G_0}, M_{C_0}$$

iv - intervalo de tempo e número de iterações arbitrados.

Após a leitura de dados no programa principal calculam-se as demais condições iniciais:

$$M_{A_0}, MA_{A_0}, E_{A_0}, E_{G_0}, E_{C_0}, E_{TC_{SR_0}}, E_{TC_{SP_0}}$$

e os atrasos de linha:

$$ATL_{SR}, ATL_{SP}$$

Estes valores são aceitos pela subrotina EQNS. Os termos MA_A, E_A, E_G , etc, são calculados dentro de EQNS a partir dos dados disponíveis (temperaturas, concentrações, etc). Calculam-se a seguir os termos transientes propriamente ditos.

Para utilização das equações de balanço de amônia nos dois lados do trocador (eqs. 12-a e 13-a), os valores das concentrações x_5 e x_7 em um número arbitrário de instantes de tempo são armazenados em dois vetores $X5(IAL)$ e $X7(IAL)$

Assim, estas equações se tornam:

$$X(6) = X5(ISR) \quad (12-b)$$

e

$$X(8) = X7(ISP) \quad (13-b)$$

onde ISR e ISP são o número de intervalos de tempo correspondentes aos atrasos de linha das soluções rica e pobre, respectivamente.

Após cada instante de tempo, X5 (IAL) assume o valor anterior de X5(IAL-1), e X5(1) assume o valor de X(5). O mesmo processo ocorre em X7(IAL).

6.4. Resultados

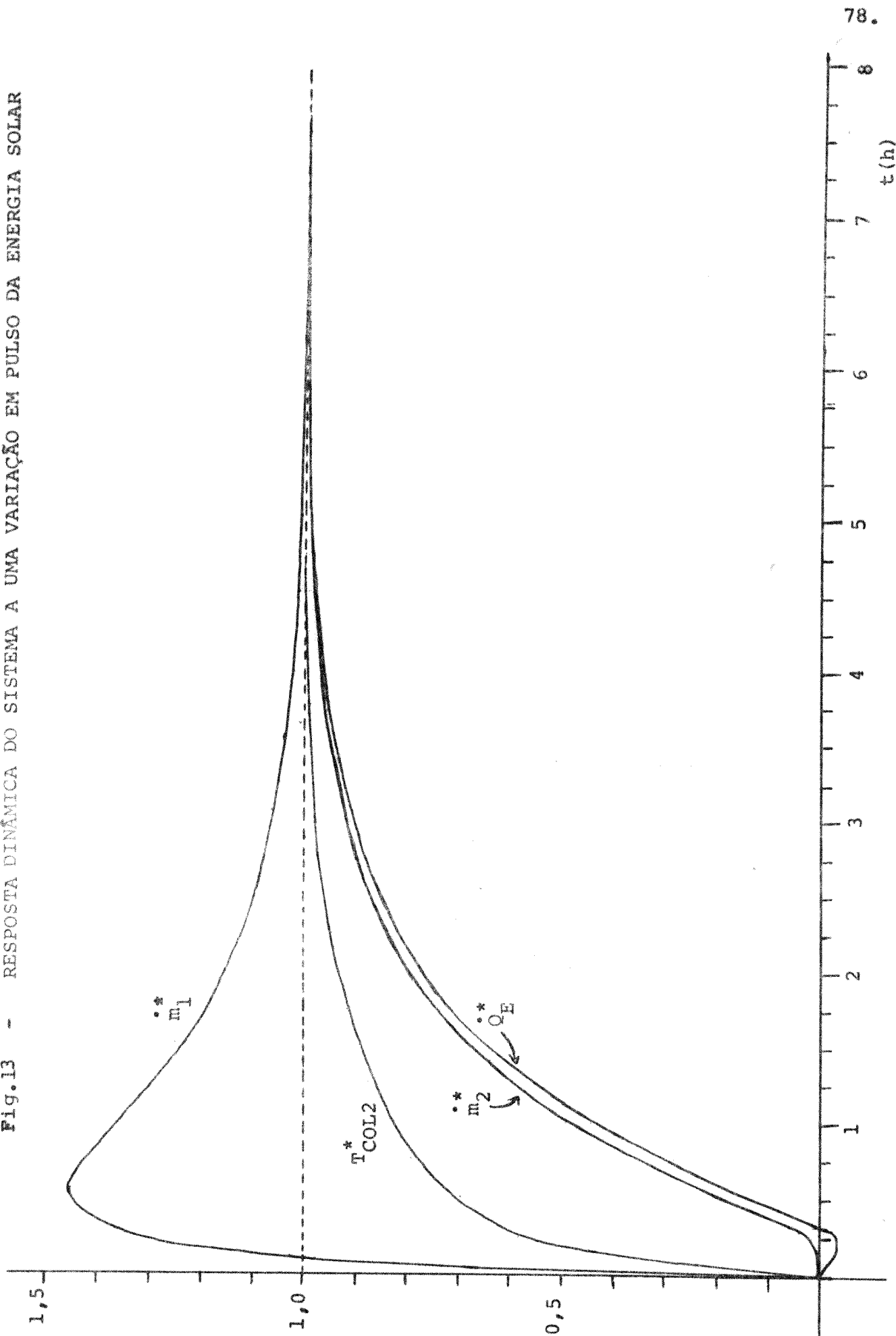
Na figura (13) são apresentadas as variações de algumas das características mais significativas do sistema para uma variação em pulso da insolação desde 500 até 600 kcal/hm², sendo as demais variáveis constantes e iguais às condições de projeto. As características escolhidas foram $\dot{m}_1, \dot{m}_2, T_{COL1}$ e \dot{Q}_E , que estão apresentadas na forma adimensionalizada:

$$v^*(t) = \frac{v(t) - v_0}{v_f - v_0}$$

onde $v(t)$ representa as variáveis $\dot{m}_1, \dot{m}_2, T_{COL1}$ e \dot{Q}_E para cada instante de tempo e v_0 e v_f os valores de regime permanente para 500 e 600 kcal/h m², respectivamente.

Particularmente, o comportamento de \dot{Q}_E é similar ao de um sistema linear com atraso de linha de 20 min. e constante de tempo de 70 min. O programa converge para um regime permanente idêntico àquele obtido no modelamento estático RSE 1. A forma como se processa esta convergência coincide plenamente com a descrição qualitativa apresentada.

Fig.13 - RESPOSTA DINÂMICA DO SISTEMA A UMA VARIÇÃO EM PULSO DA ENERGIA SOLAR



7. CONCLUSÕES

A confiabilidade dos modelamentos apresentados se fundamenta na convergência dos programas de simulação em regime estático e dinâmico para solução matematicamente contínuas, termodinamicamente possíveis nos termos da Segunda Lei /8/ e cujos valores numéricos são próximos aos de sistemas similares /22/, /25/.

Portanto, embora sem a necessária validação de resultados experimentais, os programas desenvolvidos constituem-se em instrumentos de grande potencial para o projeto e otimização de sistemas de refrigeração por absorção solares.

O resultado mais visível dos programas em regime permanente reside na flexibilidade apresentada pelo sistema ao funcionar sob as mais variadas condições de insolação, ou seja, o sistema pode trabalhar praticamente a qualquer hora de dias claros.

O modelamento dinâmico dá margem a duas formas de utilização. Por um lado, através de pequenas modificações na leitura de dados, pode-se estender o programa para fornecer a resposta do sistema a quaisquer curvas diárias de insolação. Por outro lado, o modelamento levou a soluções pelas quais o sistema pode ser aproximado a um sistema linear com ganho (COP), constante de tempo e atraso de linha bem determinados; o que permite uma análise simplificada através de métodos clássicos de tratamento de sistemas lineares.

LISTA DE SÍMBOLOS ALGÉBRICOS

Os símbolos não definidos no texto são identificados a seguir:

Símbolos latinos:

- A - área (m^2)
- ATL - atraso de linha (h)
- c_p - calor específico a pressão constante ($kcal/kg \text{ } ^\circ C$)
- d - diâmetro de tubulação (m)
- DV - constante arbitrariamente pequena (adimensional)
- E - energia interna (kcal)
- f - função genérica
- F_r - eficiência de aleta do coletor solar (adimensional)
- g - aceleração gravitacional ($9,8 \text{ m/s}^2$)
- G - fluxo mássico (kg/hm^2)
- h - entalpia (kcal/kg)
- h - coeficiente de película ($kcal/hm^2 \text{ } ^\circ C$)
- h_{LV} - calor latente de condensação (kcal/kg)
- J - equivalente mecânico do calor ($J = 0,04132 \text{ atm.m}^3/kcal$)
- k - condutividade térmica ($kcal/hm \text{ } ^\circ C$)
- L - comprimento de tubulação (m)
- \dot{m} - vazão mássica (kg/h)
- M - massa acumulada (kg)
- MA - massa de amônia acumulada (kg)
- Nu - número de Nusselt (adimensional)
- P - pressão, índices a,b e b,corr para pressões alta, baixa e de absorção ($atm = 1,0332 \text{ kgf/cm}^2$)
- Pr - número de Prandtl (adimensional)
- q - taxa de transferência de calor por unidade de área ($kcal /hm^2$)

- \dot{Q} - taxa de transferência de calor (kcal/h)
 R - resistência de incrustação ($h\ m^2\ ^\circ C/kcal$)
 R - resíduo de equação implícita
 Re - número de Reynolds (adimensional)
 t - tempo (h)
 T - Temperatura ($^\circ C$)
 U - coeficiente global de transferência de calor relativo à área externa das tubulações ($kcal/h\ m^2\ ^\circ C$)
 UA - produto do coeficiente global pela área de transferência de calor ($kcal/h\ ^\circ C$)
 U_{OG} - velocidade superficial de vapor no absorvedor (m/h)
 v - variável genérica
 V - volume (m^3)
 x - concentração de amônia (adimensional)
 x, X - variável genérica

Símbolos gregos:

- ρ - densidade (kg/m^3)
 μ - viscosidade (kg/hm)
 ξ - título do vapor em mistura líquido-vapor (adimensional)
 η - eficiência

Índices e sub-índices

- 0 - instante inicial em processo dinâmico
 $1, 2, \dots, 10$ - secções correspondentes às indicadas na figura 1
 $9teo$ - refluxo em processo de retificação ideal
 a - água de refrigeração na entrada
 amb - ambiente
 A - absorvedor
 b - valor médio de mistura
 B - bomba de solução

- c - convectivo
- C - condensador
- COL - coletor solar, fluido no coletor
- COL 1- fluido na entrada do coletor
- COL 2- fluido na saída do coletor
- CR - condensador de refluxo
- e - lado externo de tubos
- e - secção de entrada em volume de controle
- E - evaporador
- f - instante final em processo dinâmico
- G - gerador
- i - lado interno de tubos
- i - inteiro genérico
- INT - secção correspondente, nos tubos, ao início da vaporização no trocador
- j - inteiro genérico
- k - inteiro genérico
- L - líquido
- l - inteiro genérico
- n - inteiro genérico
- NH₃ - vapor de amônia
- OPT - fenômenos ópticos no coletor solar
- R - retificador, processo de retificação
- RAM - reservatório de amônia
- s - superfície de tubo
- s - secção de saída de volume de controle
- S - solar
- SA - secção de saída de água de resfriamento do absorvedor
- sC - secção de saída de água de resfriamento do condensador
- SP - solução pobre
- SR - solução rica

- SUC - sucção de vapor pela solução presente no absorvedor
- t - característica do material dos tubos
- TC - trocador de calor
- TOT - total, para todo o sistema de refrigeração propriamente dito
- vs - vapor saturado (em processo de condensação)
- VC - volume de controle genérico
- VSR - vaporização da solução rica no trocador de calor.

REFERÊNCIAS

1. Allen, R.W., Morse, F.H. e Egrican, A.N., "A Thermodynamic and Heat Transfer Analysis of Solar Absorption Air Conditioning Cycles".
- International Solar Energy Society Congress, Los Angeles, July 28 - August 1, 1975.
2. Carnahan, B., Luther, H.A., Wilkes, J.O., Applied Numerical Methods, John Wiley and Sons, New York, 1969.
3. Czikk, A.M., "Improvement of Absorption Cooling Systems Through Advanced Heat Transfer Technology" - AIAA/AAS Solar Energy for Earth Conference, Los Angeles, California, April 21, 1975.
4. Duffie, J.A. e Beckman, W.A., Solar Energy Thermal Processes, John Wiley and Sons, New York, 1974.
5. Fair, J.R., "Designing Gas - Sparged Reactors (I) e (II)" -, Chemical Engineering July 3 - July 17, 1967.
6. Fraas, A.P., e Ozisik, M.N., Heat Exchanger Design, John Wiley and Sons, New York, 1965, p. 143-157.
7. França, F.A., "Desenvolvimento de Coletores Winston de Baixa Concentração". Tese de Mestrado defendida na Faculdade de Engenharia de Campinas, 1979.
8. Gargioni, S.L., Ferreira, R.T.S., Silveira, P.R.P., "Refrigeração por Absorção", publicação da Universidade Federal de Santa Catarina, 1972.
9. González, M.L., "Cálculo dos Ciclos Teóricos de Instalações de Refrigeração por Absorção de Água e Brometo de Lítio", publicação da U.F.S.C., 1975.
10. González, M.L., "Desempenho Teórico de Instalações de Refrigeração por Absorção de Água e Brometo de Lítio Acoplados a Coletores Solares", publicação da U.F.S.C., 1975.

11. Halász, L. e Xidieh, F.E., Tese de mestrado em andamento na Faculdade de Engenharia de Alimentos e Agrícola da UNICAMP, Campinas.
12. Holman, J.P., "Experimental Methods for Engineers", Mc Graw-Hill Kogahusha, Tokyo, 1971, pg 203-6.
13. Jain, P.C. e Gable, G.K., "Equilibrium Property Data Equations for Aqua-Ammonia Mixtures", ASHRAE Semiannual Meeting, Philadelphia, Pennsylvania, January 24-28, 1971.
14. Kreith, F., "Princípios da Transmissão de Calor", Edgard Blücher, São Paulo, 1977, Cap. 8.
15. Kreith, F. e Kreider, J.F., "Principles of Solar Engineering", Mc Graw-Hill Book Company, New York, 1978.
16. Miller, D., "Performance of Water Cooled Lithium Bromide Absorption Units for Solar Energy Applications" - AIAA/AAS Solar Energy for Earth Conference, Los Angeles, California, April 21, 1975.
17. Pereira, J.T.V., Inenami, T., Milanez, L.F. e Figueiredo, J. R., "Elaboração de um Programa de Computador para Calcular Trocador de Calor com Arranjo Triangular" - publicação interna da Faculdade de Engenharia de Campinas, Campinas, 1978.
18. Perry, R.H., "Chemical Engineers' Handbook", Mc Graw-Hill Kogakusha, Tokyo, 1973.
19. Plank, R. "Handbuck der Kältetechnik"; Vol. 7 "Sorptions-Kaltemaschinen", Springer-Verlag, Berlin, 1959.
20. Satcunanathan, S. e Kochhar, G.S., "Optimum Operating Conditions of Ammonia - Water Absorption Refrigeration Systems for Flat Plate Solar Collector Temperatures", International Solar Energy Congress and Exposition, 1975, Los Angeles, California.
21. Schrenk, G. e Lior, N., "The Absorption Cycle Solar Heat Pump and The Potential Role of Thermochemical Storage" - AIAA/AAS Solar Energy for Earth Conference, Los Angeles, Ca-

lifornia, April 21, 1975.

22. Silva, R.B., "Instalações Frigoríficas", publicação da Escola Politécnica da Universidade de São Paulo, São Paulo, 1973.
23. Simmons, M., Wolgast, R., Wahlig, M., "A Solar Driven Ammonia-Water Absorption Air Conditioning" - AIAA/AAS Solar Energy for Earth Conference, Los Angeles, California, April 21, 1975.
24. Stoecker, W.F., "A Generalized Program for Steady - State System Simulation", ASHRAE Semiannual Meeting, Philadelphia, Pennsylvania, January 24-28, 1971.
25. Threlkeld, J.L., "Thermal Environmental Engineering", Prentice - Hall, Englewood Cliffs, New Jersey, 1970, p. 85-115.
26. Weinstein, A. e Chen, C., "Cooling by Solar Heat", AIAA/AAS Solar Energy for Earth Conference, Los Angeles, California, April 21, 1975.
27. Wylen, G.J. Van, e Sonntag, R.E., "Fundamentos da Termodinâmica Clássica", Edgard Blücher, São Paulo, 1976.

Catálogos

28. Arkla Industries Inc., Modelo de Condicionador de Ar "Solaire 501 - WF", Form Nº SP52P-1, Little Rock, USA.
29. Dornier, "Dornier Solar Energy Technology", RFA.
30. Omel Indústria e Comércio S.A., "Bombas Dosadoras Omel Série NSP", São Paulo.
31. Rei-Rio Equipamento Industrial Ltda., Catálogo Geral, Rio de Janeiro.
32. York Division of Borg - Warner Corporation, "Solar Applications of ES Absorption Chillers". Form 155-16-TD (575) - York(USA).

A N E X O 1

RELAÇÕES DE EQUILÍBRIO PARA A MISTURA ÁGUA-AMÔNIA

As relações de equilíbrio da mistura água-amônia são:

$$T = f_1 (x_L, P)$$

$$h_L = f_2 (x_L, T)$$

$$x_V = f_3 (x_L, P)$$

$$h_V = f_4 (x_V, P)$$

Estas relações foram apresentadas por Jain e Gable [13] em unidades inglesas. Nas unidades do sistema métrico ($^{\circ}\text{C}$ para T , atm para P , kcal/kg para h_L e h_V) tem-se, para as altas pressões:

$$\begin{aligned} T = & -133,39 \cdot x_L^5 + 192,39 \cdot x_L^4 - 15,067 \cdot x_L^3 + 92,74 \cdot x_L^2 \\ & - 297,64 \cdot x_L + 0,31712 \cdot x_L \cdot p - 0,021664 \cdot x_L \cdot p^2 \\ & + 151,9 + 3,6441 \cdot p - 0,029140 \cdot p^2 \end{aligned} \quad (1)$$

$$\begin{aligned} h_L = & 312,14 \cdot x_L^5 - 1072,0 \cdot x_L^4 + 1301,8 \cdot x_L^3 - 460,23 \cdot x_L^2 \\ & - 57,49 \cdot x_L - 22,644 + 1,12703 \cdot T \end{aligned} \quad (2)$$

$$x_V = 1 - (1 - x_L)^R \quad (3)$$

onde

$$\begin{aligned} R = & 10,749 \cdot x_L^5 - 17,869 \cdot x_L^4 + 4,0279 \cdot x_L^3 - 1,3086 \cdot x_L^2 \\ & + 0,037656 \cdot x_L^2 \cdot p - 0,06255 \cdot p + 7,1588 \end{aligned}$$

$$\begin{aligned} h_V = & 0,03823 \cdot x_{V_T} + 1,1552 \cdot x_{V_T} + 13,799 \cdot x_{V_T} \\ & + 80,35 \cdot x_{V_T} + 4,8814 \times 10^{-8} \cdot T^4 + 3,4712 \times 10^{-6} \cdot T^3 \\ & + 9,2566 \cdot 10^{-5} \cdot T^2 + 1,0971 \cdot 10^3 \cdot T - (1,2232 \cdot \\ & \cdot 10^{-4} \cdot T^3 + 0,04253 \cdot T^2 - 4,31477 \cdot T - 90,83585) \cdot \\ & \cdot (1 - x_V) + (0,54663 \cdot T + 9,7179) \cdot (1 - x_V)^2 + 504,782 \end{aligned} \quad (4)$$

onde x_{V_T} é dada por

$$x_{V_T} = \ln(1-x_V) \quad \text{para } x_V < 0,99996$$

$$x_{V_T} = \ln(0,0004) \quad \text{para } x_V > 0,99996$$

Para as pressões baixas:

$$\begin{aligned} T = & -348,90 \cdot x_L^5 + 929,61 \cdot x_L^4 - 791,66 \cdot x_L^3 + 437,66 \cdot x_L^2 \\ & -324,88 \cdot x_L - 2,8110 \cdot x_L \cdot p + 0,013601 \cdot x_L \cdot p^2 \\ & +95.444 + 14,992 \cdot p - 0,72133 \cdot p^2 \end{aligned} \quad (5)$$

$$\begin{aligned} h_L = & -364,699 \cdot x_L^4 + 754,961 \cdot x_L^3 - 276,842 \cdot x_L^2 \\ & -101,408 \cdot x_L - 12,3566 + 1,09174 \cdot T \end{aligned} \quad (6)$$

$$x_V = 1 - (1 - x_L)^R \quad (7)$$

onde

$$\begin{aligned} R = & 108,485 \cdot x_L^5 - 229,009 \cdot x_L^4 + 155,247 \cdot x_L^3 - 41,0442 \cdot x_L^2 \\ & + 11,2925 - 0,45937 \cdot p + 0,313539 \cdot p \cdot x_L^2 \end{aligned}$$

$$\begin{aligned} h_V = & -1,6032 \cdot 10^{-5} \cdot T^3 + 1,836324 \cdot 10^{-3} \cdot T^2 \\ & +0,4963622 \cdot T + 303,14045 + (0,0001314 \cdot T^3 \\ & -0,045196 \cdot T^2 + 5,059705 \cdot T + 104,973) \cdot (1-x_V) \end{aligned} \quad (8)$$

Segundo Jain e Gable, os desvios máximos, para pressões altas entre 17,0 e 23,8 atm e para pressões baixas entre 3,4 e 5,4 atm são:

eqs. (1) e (5): $\pm 0,8$ °C

eqs. (2) e (6): $\pm 1,9$ kcal/kg

eqs. (3) e (7): $\pm 13\%$ da concentração de água

eq (4) : $\pm 1,9$ kcal/kg

eq. (8) : $\pm 2,1$ kcal/kg

eq. (4) : $\pm 1,9$ kcal/kg

Os desvios próximos da equação (4) podem ser maiores que estes apresentados para valores de x_L inferiores a 0,36.

O erro de 13% na concentração de água, nas equações (3) e (7), não é excessivo, uma vez que a concentração de água é da ordem de 2% para todos os casos considerados.

Os erros apresentados são duplicados, se as pressões altas excederem em 3,4 atm, e as pressões baixas em 0,7 atm, as faixas consideradas.

Estas equações são utilizadas como as funções subrotinas ou subprogramas subrotinas seguintes, pela ordem:

FUNCTION TPA (XLPA, PA) (1)

FUNCTION SHLPA (XLPAX, TPAX) (2)

FUNCTION XVPA (XLPAY, PAY) (3)

SUBROUTINE ENTVA (XVPAZ, TPAZ, SHVPA) (4)

FUNCTION TPB (XLPB, PB) (5)

FUNCTION SHLPB (XLPBX, TPBX) (6)

FUNCTION SHVPB (XVPBZ, TPBZ) (8)

Sendo que a função $f_3(x_L, T)$ para a faixa de pressões baixas não se fez necessária.

A equação $T = f_1(x_L, p)$ para a faixa de pressões altas foi também utilizada no sentido inverso:

$$x_L = f_1^{-1}(T, p) \quad (3-a)$$

Esta função inversa foi apresentada como a subrotina:

SUBROUTINE CONCT (TPA, PA, XAPR, XL)

Esta subrotina resolve a equação (1), que é uma equação do 5º grau, por um método iterativo de substituição sucessiva descrito a seguir. Seja:

$$F1PA = -0,021664.p^2 + 0,31712.p - 297,64 \quad (9-a)$$

$$F2PA = -0,029140.p^2 + 3,6441.p + 151,9 \quad (9-b)$$

$$FXL = -133,39.x_L^5 + 192,39.x_L^4 - 15,067.x_L^3 + 92,74.x_L^2 \quad (9-c)$$

Resulta:

$$T = FXL + F1PA.x_L + F2PA \quad (10)$$

Donde

$$x_L = \frac{T - FXL + F2PA}{F1PA} \quad (10-a)$$

O método iterativo utiliza fundamentalmente a equação (10-a).

Calcula-se inicialmente F1PA e F2PA (9-a e 9-b). A partir de um valor inicial XAPR calcula-se FXL (9-c) e, pela equação (10-a), encontra-se o novo valor aproximativo x_L , e assim sucessivamente, até que os valores x_L da n-ésima e (n-1)-ésima iteração sejam suficientemente próximos.

A N E X O 2

EXPLICITAÇÃO ALGÉBRICA DE ALGUMAS FUNÇÕES

As equações apresentadas neste anexo foram obtidas a partir de abacos, gráficos e tabelas diversos pelo método dos quadrados mínimos. Referem-se às unidades:

comprimento: m

temperatura: °C

pressão : atm

densidade : kg/m³

viscosidade (dinâmica): kg/h.m

condutividade térmica : kcal/h m °C

calor específico: kcal/kg °C

coeficiente de película: kcal/hm² °C

taxa de transferência de calor por unidade de área: kcal/
h m²

a) propriedades térmicas de mistura água-amônia na fase líquida.

Estas propriedades térmicas são apresentadas por por Plank /19/. As equações obtidas referem-se à faixa entre 0 e 100 °C.

A equação para a condutividade baseou-se ainda em dados para amônia e água puras apresentados por Kreith /15/ e a da densidade em valores tabelados por Perry /18/. Os desvios apresentados pela equação da densidade têm valores máximos de 3 kg/m³ (0,4%), os de viscosidade 0,3 kg/m.h (14%), a condutividade não apresenta desvios em relação ao gráfico encontrado em Planck.

$$\rho = a + b x + c x^2 + dx^3 \quad (1)$$

onde

$$a = 995 - 0,627.T - 0,00377.T^2$$

$$b = 327 + 1,72.T - 0,00958.T^2$$

$$c = 118 + 0,05.T - 0,0125.T^2$$

$$d = 149,6 - 0,43.T - 0,0018.T^2$$

$$\mu = a.e^{-bT} \quad (2)$$

onde

$$a = 5,55 + 4,34.x + 47,57.x^2 - 126,67.x^3 \quad \text{para } x \leq 0,4$$

$$a = 12,44 - 8,91.x - 19,01.x^2 + 16,11.x^3 \quad \text{para } x > 0,4$$

$$b = 0,0189 + 0,0302.x - 0,0596.x^2 + 0,0151.x^3$$

$$k = a + b.T + c.T^2 \quad (3)$$

onde

$$a = 0,476 - 0,011.x$$

$$b = 19,4 - 26,3.x$$

$$c = 8,36 + 0,50.x$$

b) propriedades térmicas da água pura

Estas equações foram obtidas a partir de dados apresentados por Kreith /15/ e aplicam-se à faixa entre 20 e 160°C. A equação para viscosidade tem erro máximo 3%, para calor específico 0,7%, e as demais 0,1%.

$$\rho = 1003 - 0,187.T - 0,00260.T^2 \quad (4)$$

$$\mu = 676,0.(T+30)^{-1,333} \quad (5)$$

$$C_p = 0,976 + 0,00034.T \quad (6)$$

$$k = 0,480 + 1,77 \times 10^{-3}.T - 7,04 \times 10^{-6}.T^2 \quad (7)$$

c) densidade do vapor de amônia pura saturada

Baseia-se em dados apresentados por Wylen e Sountag /28/, e apresenta desvios máximos de 0,09 para a faixa de pressões entre 3 e 20 atm.

$$\rho = 0,15 + 0,775.p \quad (8)$$

d) Coefficientes de película

Para os escoamentos no interior de tubos no regime de transição ($2100 < Re < 6000$), obteve-se, a partir das curvas recomendadas para este regime segundo Kreith /14/, uma equação que apresenta desvios máximos de 12%:

$$Nu = 0,0107 Re^{0,937} Pr^{0,333} \left(\frac{\mu_b}{\mu_s}\right)^{0,14} \left(\frac{L}{D}\right)^{-\frac{456}{Re}} \quad (9)$$

Os coeficientes de transferência de calor no processo de vaporização no gerador são apresentados por Plank /19/, na forma de um ábaco. A equação que se segue não apresenta desvios em relação à precisão do ábaco:

$$h = 0,376 (\alpha + \beta p) Q^{*0,819} + 400 \quad (10)$$

onde

Q^* : taxa de transferência de calor por unidade de área

$$\alpha = 2,58 - 11,16.x + 17,32.x^2 - 5,59.x^3$$

$$\beta = 0,085 - 0,224.x + 0,305.x^2 - 0,107.x^3$$

Para o coeficiente de transferência de calor no lado da carcaça do trocador de calor, Pereira et alii /17/ obtiveram a expressão seguinte, com base no método de Tinker segundo Fraas e Ozisik /6/:

$$h = \frac{k_2^{0,5}}{k_1} (0,65 + 5,08 \cdot 10^{-5} k_2 G_s) G_s^{1/2} \quad (11)$$

onde

$$k_1 = \frac{d_e \cdot Pr_L}{k_L}$$

$$k_2 = \frac{d_e \cdot F_h}{\mu_L \cdot M}$$

$$G_s = \frac{\dot{m}}{A_s}$$

Sendo \dot{m} a vazão mássica escoando pela área seccional mínima entre tubos na média das fileiras de tubos (A_s).

Das equações aqui apresentadas, as de número (4), (5), (6), (7) e (8) são encontradas ao longo da subrotina EQNS. As demais são apresentadas da seguinte forma:

FUNCTION ROLIQ (X,T)	(1)
SUBROUTINE PROPS (TM, X, VI, CD)	(2) e (3)
SUBROUTINE XHIT (DI, DM, XNT, XL, CP, CD, XHI)	(9)
FUNCTION XHVAP (XM, P, QA)	(10)
FUNCTION XHETCL (DM, VI, CP, CD, DE)	(11)

A N E X O 3

UTILIZAÇÃO DOS ROTÂMETROS PARA MEDIÇÃO
DAS VAZÕES MÁSSICAS E CONCENTRAÇÕES

As vazões volumétricas da solução rica e do vapor de amônia são determinados como descrito no item 3.3. Resta encontrar a densidade destes fluidos para que a vazão mássica possa ser calculada.

A densidade do vapor de amônia pode ser obtida em tabelas de vapor de amônia a partir da pressão P_s e/ou temperatura T_3 .

A densidade da solução rica, por sua vez, depende da concentração desta que não é conhecida a priori. Por outro lado a densidade pode ser obtida através do rotâmetro R2 a partir das seguintes considerações:

A vazão volumétrica real (q_{real}) no rotâmetro é dada por [12]:

$$q_{real} = A_s \sqrt{\frac{2g \cdot V_b}{C_d \cdot A_b} \left(\frac{\rho_b}{\rho_f} - 1 \right)} \quad (1)$$

onde

A_s - área seccional anular em torno do flutuador

A_b - área seccional do flutuador

C_d - coeficiente de arrasto do flutuador

g - aceleração gravitacional

V_b - volume do flutuador

ρ - densidade (índice b para flutuador e f para fluido)

Para a mesma posição do indicador, a vazão indicada pelo rotâmetro (q_{ind}), por sua vez, corresponde à vazão do fluido para o qual o instrumento foi calibrado, e é dada por:

$$q_{ind} = A_s \sqrt{\frac{2g V_b}{A_b} \left(\frac{\rho_b}{\rho_{f^*}} - 1 \right)} \quad (2)$$

O rotâmetro R2 (assim como R1) foi calibrado para mistura água-amônia com concentração 50% a 35 C, portanto:

$$\rho_f^* = 820 \text{ kg/m}^3.$$

O coeficiente de arrasto C_d depende em alguma medida da viscosidade do fluido. No entanto, esta dependência pode ser desconsiderada uma vez que as condições de uso de rotâmetro são muito próximas da condição de calibração.

Desta forma, ter-se-á:

$$\rho_f = \frac{\rho_b}{\left(\frac{\rho_b}{\rho_{f^*}} - 1 \right) \left(\frac{q_{real}}{q_{ind}} \right)^2} \quad (3)$$

A partir da densidade da solução rica calculada por (3) e da temperatura medida desta solução (T_5), a concentração pode ser encontrada pelo gráfico:

$$\rho = \rho(x, T)$$

citado no item 2.5. (eq. 43)

A determinação da vazão e concentração pobre poderia ser idêntica ao caso considerado se a vazão mássica fosse medida por algum medidor de deslocamento positivo, por exemplo. A linha de solução pobre não dispõe de nenhum medidor além do rotâmetro R1. Provisoriamente, estas características serão determinadas pelas equações (6) e (14) (ou (6) e (14-a), caso o sistema trabalhe em regime transiente), a partir dos valores anteriormente determinados. Como se trata de medições muito indiretas, a indicação do rotâmetro R1 será utilizada para avaliar o desvio envolvido.

Todo este tratamento supõe que o amortecedor de pulsações da solução rica opere eficazmente. Planeja-se ainda re-calibrar os rotâmetros em função da vazão indicada pela bomba de solução para diminuir os desvios.

A N E X O 4

```

C      PROGRAMA GERAL DE SOLUCAO DE EQUACOE NAO LINEARES
C      BASEADO NO METODO DE NEWTON-RAPHSON
      DIMENSION R(60),V(60),VCORR(60),PD(60,60)
C      LEITURA DE DADOS
      READ(34,10)NVAR,TLRNCE,ITMAX
10     FORMAT(3G)
      READ(34,20)(V(I),I=1,NVAR)
20     FORMAT(G)
C      INICIO DO PROGRAMA PROPRIAMENTE DITO
C      CALCULO DOS RESIDUOS
      ITER=1
30     CALL EQNS(NVAR,V,R)
C      IMPRESSAO OPCIONAL DE RESULTADOS PASSO A PASSO
C      O COMANDO "GO TO 70" E UM "BY-PASS" CASO ESTES DADOS
C      NAO SEJAM NECESSARIOS
40     GO TO 70
      TYPE 50
50     FORMAT('EQUATION NUMBER          RESIDUAL')
      TYPE 60,(I,R(I),I=1,NVAR)
60     FORMAT(18,F20.4)
C      PROCESSO ITERATIVO PROPRIAMENTE DITO
70     CALL PARDIF(NVAR,V,R,PD)
      CALL GAUSSY(PD,R,VCORR,NVAR)
      DO 90  L=1,NVAR
80     V(L)=V(L)-VCORR(L)
      IF(ITER=ITMAX)90,130,130
90     ITER=ITER+1
      K=1
100    VAL=ABS(VCORR(K))-ABS(TLRNCE*V(K))
      IF(VAL)110,30,30
110    IF(K=NVAR)120,130,130
120    K=K+1
      GO TO 100
C      CALCULO E IMPRESSAO DOS VALORES FINAIS
130    CALL EQNS(NVAR,V,R)
      RETURN
      END
      SUBROUTINE EQNS(NVAR,V,R)
C      SUBROTINA PARA CALCULO DOS RESIDUOS
      DIMENSION V(60),R(60)
C      DENTRO DESTA SUBROTINA SAO CALCULADAS AS VARIAVEIS
C      NAO EFETIVAS E, POR FINAL, OS RESIDUOS
10     RETURN
      END
      SUBROUTINE PARDIF(NVAR,V,R,PD)
C      SUBROTINA PARA CALCULO DAS DERIVADAS PARCIAIS
      DIMENSION V(60),R(60),PD(60,60),VD(60),RD(60)
      DV=0.001
      DO 10 K=1,NVAR
10     VD(K)=V(K)
      DO 30 J=1,NVAR
          VD(J)=(1.+DV)*V(J)
          CALL EQNS(NVAR,VD,RD)
          DO 20 I=1,NVAR
20     PD(I,J)=(RD(I)-R(I))/(V(J)*DV)
          VD(J)=V(J)
30     CONTINUE
      RETURN
      END
      SUBROUTINE GAUSSY(PD,R,VCORR,NVAR)
      DIMENSION PD(60,60),R(60),VCORR(60)
      DO 10 I=1,NVAR
10     DO 20 J=1,NVAR
          PD(I,J)=PD(I,J)+PD(I,I)*R(J)
20     CONTINUE
          V(I)=R(I)
          DO 30 J=1,NVAR
          V(I)=V(I)-PD(I,J)*V(J)
30     CONTINUE
          VCORR(I)=V(I)
      END

```

```

C      SUBROTINA PARA ELIMINAR LOS ELEMENTOS SOBRE LAS
C      VARIABLES LINEALES
DIMENSION A(60,60),X(60),B(60),BC(60)
INDEP=0
DO 170 K=1,N
IF(ABS(A(K,K))-0.0000001)10,10,100
10  IF(K=N)20,50,50
20  M=K+1
30  IF(ABS(A(M,K))-0.0000001)40,40,80
40  IF(M=N)70,150,150
50  TYPE 60,K
60  FORMAT('DEG. ARE NOT INDEP          VAR ELIM:',I4)
GO TO 150
70  M=M+1
GO TO 30
80  BC(K)=B(K)
B(K)=B(M)
B(M)=BC(K)
DO 90 J=K,M
CC=A(K,J)
A(K,J)=A(M,J)
A(M,J)=CC
90  CONTINUE
100 KPLUS=K+1
IF(K=N)110,140,140
110 DO 130 I=KPLUS,N
B(I)=B(I)-B(K)*A(I,K)/A(K,K)
ACON=A(I,K)
DO 120 J=K,M
A(I,J)=A(I,J)-A(K,J)*ACON/A(K,K)
120 CONTINUE
130 CONTINUE
140 CONTINUE
GO TO 170
150 A(K,K)=1.
B(K)=0.
KMAIS=K+1
DO 160 KELMN=KMAIS,N
A(K,KELMN)=0.
160 CONTINUE
170 CONTINUE
L=N
SUM=0.0
IF(L=N)190,210,210
190 LPLUS=L+1
DO 200 J=LPLUS,N
SUM=SUM+A(L,J)*X(J)
200 CONTINUE
210 CONTINUE
X(L)=(B(L)-SUM)/A(L,L)
IF(L=1)230,230,220
220 L=L-1
GO TO 180
230 RETURN
END

```

END

A N E X O 5

PROGRAMA RSE 1 - MODELAMENTO ESTÁTICO COM COEFICIENTES GLOBAIS DE TRANSFERÊNCIA DE CALOR CONSTANTES

A simbologia em FORTRAN do programa RSE 1, como dos demais, é apresentada em listagem ao final (Anexo 10). Por simplicidade, apresenta-se abaixo a sequência de obtenção das variáveis não efetivas e dos resíduos, feita na subrotina EQNS.

$$\dot{x}_1 = \dot{x}_2 = \dot{x}_3 = 1 \quad \text{eqs. (8), (9) e (10)}$$

$$\dot{m}_1 = \dot{m}_2 = \dot{m}_3 \quad (1) \text{ e } (2)$$

$$x_4 = x_5 = x_6 \quad (11) \text{ e } (12)$$

$$P_b, \Delta P_{SUC} \rightarrow P_{b,corr} \quad (29)$$

$$x_4, P_{b,corr} \rightarrow T_4 \quad (30)$$

$$T_4, T_5, x_4 \rightarrow \rho_B \quad (44)$$

$$\rho_B, q_B \rightarrow \dot{m}_4 \quad (52)$$

$$\dot{m}_6 = \dot{m}_5 = \dot{m}_4 \quad (3 \text{ e } 4)$$

$$\dot{m}_4, \dot{m}_3 \rightarrow \dot{m}_8 \quad (6)$$

$$\dot{m}_7 = \dot{m}_8 \quad (5)$$

$$\dot{m}_4, x_4, \dot{m}_3, \dot{m}_7 \rightarrow x_8 \quad (14)$$

$$x_7 = x_8 \quad (13)$$

$$x_1, P_a \rightarrow T_2 \quad (27)$$

$$T_2, \Delta T_{1+2} \rightarrow T_1 \quad (51)$$

$$x_3, P_b \rightarrow T_3 \quad (34)$$

$$x_7, P_a \rightarrow T_7 \quad (25)$$

$$x_1, T_1, T_2, c_{p_{NH_3}} \rightarrow h_1 \quad (39 \text{ e } 39.a)$$

$$x_2, T_2 \rightarrow h_2 \quad (28)$$

$$x_3, T_3 \rightarrow h_3 \quad (35)$$

$$x_4, T_4 \rightarrow h_4 \quad (31)$$

$$x_5, T_5 \rightarrow h_5 \quad (40)$$

$$x_7, T_7 \rightarrow h_7 \quad (26)$$

$$x_8, T_8 \rightarrow h_8 \quad (41)$$

$$x_6, P_a \rightarrow T_{VSR} \quad (56)$$

T_6 comparado a T_{VSR} \rightarrow ocorrência ou não de vaporização.

Não havendo ocorrido vaporização tem-se:

$$U_{TC_L}, A_{TC}, T_7, T_6, T_8, T_5 \rightarrow \dot{Q}_{TC} \quad (45)$$

$$x_6, T_6 \rightarrow h_6 \quad (42)$$

$$x_6, P_a \rightarrow x_{10} \quad (38)$$

$$x_6, P_a \rightarrow T_{10} \quad (36)$$

$$x_{10}, T_{10} \rightarrow h_{10} \quad (37)$$

$$x_6, x_{10}, \dot{m}_1 \rightarrow \dot{m}_{9teo} \quad (55)$$

Havendo ocorrido vaporização:

$$T_{VSR}, x_6 \rightarrow h_{VSR} \quad (57)$$

$$h_7, h_8, T_7, T_8 \rightarrow c_{PSP} \quad (45-c)$$

$$h_{VSR}, h_5, \dot{m}_6 \rightarrow Q_{TC_L} \quad (45-b)$$

$$Q_{TC_L}, T_7, c_{PSP} \rightarrow T_{INT} \quad (45-d)$$

$$T_{INT}, T_{VSR}, T_8, T_5, U_{TC_L} \rightarrow A_{TC_L} \quad (45-e)$$

$$A_{TC_L}, A_{TC} \rightarrow A_{TC_V} \quad (45-f)$$

$$T_7, T_6, T_{INT}, T_{VSR}, A_{TC_V}, U_{TC_V} \rightarrow Q_{TC_V} \quad (45-g)$$

$$Q_{TC_V}, Q_{TC_L} \rightarrow Q_{TC} \quad (45-a)$$

$$T_6, P_a \rightarrow x_6 \quad (58)$$

$$x_{6L}, T_6 \rightarrow h_{6L} \quad (59)$$

$$x_{6L}, P_a \rightarrow x_{6V} \quad (60)$$

$$x_{6V}, T_6 \rightarrow h_{6V} \quad (61)$$

$$x_{6L}, x_{6V}, x_6 \rightarrow \xi \quad (62)$$

$$h_{6L}, h_{6V}, \xi \rightarrow h_6 \quad (42-a)$$

$$x_{10} = x_{6V} \quad (38-a)$$

$$T_{10} = T_6 \quad (37-a)$$

$$h_{10} = h_{6V} \quad (36-a)$$

$$x_{10}, x_1, \dot{m}_1 \rightarrow \dot{m}_{9\text{teo}} \quad (55-a)$$

A partir deste ponto as equações são gerais:

$$\dot{m}_{9\text{teo}}, n_R \rightarrow \dot{m}_9 \quad (54)$$

$$\dot{m}_9, \dot{m}_1 \rightarrow \dot{m}_{10} \quad (7)$$

$$\dot{m}_{10}, \dot{m}_1, x_{10}, x_1, \dot{m}_9 \rightarrow x_9 \quad (15)$$

$$x_9, P_a \rightarrow T_9 \quad (32)$$

$$x_9, T_9 \rightarrow h_9 \quad (33)$$

Neste ponto os produtos $\dot{m}_i \cdot h_i$ são denominados mh_i

$$mh_1, mh_2 \rightarrow \dot{Q}_C \quad (16)$$

$$mh_2, mh_3 \rightarrow \dot{Q}_E \quad (17)$$

$$mh_3, mh_4, mh_8 \rightarrow \dot{Q}_A \quad (18)$$

$$mh_{10}, mh_1, mh_9 \rightarrow \dot{Q}_{CR} \quad (22)$$

$$mh_{10}, mh_7, mh_6, mh_9 \rightarrow \dot{Q}_{COL} \quad (23)$$

$$P_a, P_b, P_4, J, n_B \rightarrow \dot{Q}_B \quad (53)$$

A partir deste ponto são calculados, finalmente, os
resíduos do sistema, segundo as equações correspondentes:

R(1)	(19)
R(2)	(20)
R(3)	(47-b)
R(4)	(49)
R(5)	(48-b)
R(6)	(21)
R(7)	(46)
R(8)	(24)
R(9)	(50)

PROGRAMA RSE 1

```

C      NOME DO PROGRAMA: CÁLCULO DE PERDA DE CALOR POR ABSORÇÃO
C      DE ANTRACIM A ENERGIA SOLAR
C      MODELO DE CÁLCULO
C      COEFICIENTES ESCALARES DE TRANSFERÊNCIA DE CALOR CONSTANTES
DIMENSION R(60), V(60), V CORR(60), P(60,60), VANTR(60)
COMMON/X1/DAG, UTCL, ATC, UTCV, UAC, UAE, UAA, EFICK, EFICH, DVR
COMMON/X2/DCOL, DAA, DAC, CPA, CPNH3
COMMON/X3/VARPA, UCUL, ACUL, EFOPT, FFCUL
COMMON/X4/TAMB, TA, TCAM, SVAM, QS, CTRU
COMMON/X5/DH(10), X(10), T(10), SH(10), TCOL1, TCOL2, PA, PBCOR, PB
COMMON/X6/UCUL, UCR, UC, QC, QA, QTC, QH, ROB, JDECI
C      LEITURA DE DADOS
READ(34,10)NVAR, TLNCE, ITHAX
10     FORMAT(3G)
READ(34,20)UCUL, ACUL, DAG, UTCL, ATC, UTCV, UAC, UAE, UAA
20     FORMAT(9G)
READ(34,30)EFICK, EFICH, FFCUL, EFOPT, DVR
30     FORMAT(5G)
READ(34,40)DCOL, DAA, DAC
40     FORMAT(3G)
READ(34,50)CPA, CPNH3
50     FORMAT(1G)
READ(34,60)VARPA
60     FORMAT(G)
READ(34,70)(V(I), I=1, NVAR)
70     FORMAT(9G)
READ(34,80)TAMB, TA, TCAM, SVAM
80     FORMAT(4G)
READ(34,90)QS
90     FORMAT(G)
READ(34,100)CTRU
100    FORMAT(G)
C      IMPRESSÃO DE DADOS DE ENTRADA FUNDAMENTAIS
TYPE 110
110    FORMAT('O *****PARAMETROS EXTERNOS AO SISTEMA*****'
TYPE 120, QS
120    FORMAT('O INSOLOCAU: 'F20.1, ' KCAL/H/M**2')
TYPE 130, TAMB, TA, TCAM
130    FORMAT('O TEMPERATURAS', /, 'O AMBIENTE', F23.2, /,
1 'O AGUA DE REFRIGERACAO', F11.2, /, 'O CAMARA', F25.2, ///)
TYPE 140
140    FORMAT('O *****RESULTADOS*****', /)
TYPE 150
150    FORMAT(' SECCAO    VAZAO    CONCENTRACAO    TEMPERATURA    ENTALP
TYPE 160
160    FORMAT('          (KG/H)          (C)          (KCAL/K
C      INICIO DO PROGRAMA PROPRIAMENTE DITO
C      CALCULO DOS RESIDUOS E TESTE DE VALIDADE DOS V(I)
ITER=1
170    CALL EQNS(NVAR, V, R, IDECI)
IF(IDECI)200,200,180
180    DO 190 L=1, NVAR
V CORR(L)=V CORR(L)/2.
190    V(L)=VANTR(L)-V CORR(L)
GO TO 170
C      IMPRESSAO OPCIONAL DE RESULTADOS PASSO A PASSO
C      O COMANDO "GO TO 270" E UM "BY-PASS" CASO ESTES DADOS
C      NAO SEJAM NECESSARIOS
200    GO TO 270
TYPE 210, (1, DH(I), X(I), T(I), SH(I), I=1, 10)
210    FORMAT(112, 3F12.4)

```

```

TYPE 220,TCOL1,TCOL2,PA,PBCOR,PB
220 FORMAT(5F12.4)
TYPE 230,OCOL,QCR,QC,QE,QA,QTC
230 FORMAT(5F12.4)
TYPE 240,QB,ROB
240 FORMAT(2F12.4)
TYPE 250
250 FORMAT('OCCUPATION NUMBER          RESIDUAL')
TYPE 260,(1,R(1),1=1,NVAR)
260 FORMAT(1H,F20.4)
C
PROCESSO ITERATIVO PROPRIAMENTE DITO
270 CALL BOUNDL(NVAR,V,P,FD)
CALL GAMBLY(PD,TCOL1,TCOL2,YAR)
PD=PD+0.01,TCOL1=TCOL1+0.01
VOLT=(QIAC/10)
280 V(1)=V(2)-VOLT*R(1)
IF(ITER-ITMAX)290,300,310
290 ITER=ITER+1
K=1
300 VAL=ABS(VCURR(K))-ABS(TLRNCD*V(K))
IF(VAL)310,170,170
310 IF(K=NVAR)320,330,330
320 K=K+1
GO TO 300
C
CALCULO E IMPRESSAO DOS VALORES FINAIS
330 CALL EQNS(NVAR,V,P,IDECI)
TYPE 340,(1,DM(1),X(1),T(1),SH(1),1=1,10)
340 FORMAT(14,2F12.5,' ',2F12.3)
TYPE 350,PB,PA
350 FORMAT(//,'OPRESSOES (ATM)',/, 'OBAIXA',F10.4,/, 'OALTA',
1 F9.4)
TYPE 360,TCOL1,TCOL2
360 FORMAT(//,'OTEMPERATURAS NO COLETOR (C)',/, 'OENTRADA',
1 F10.3,/, 'OSAIDA ',F10.3)
IF (JDECI)370,370,390
370 TYPE 380
380 FORMAT(//,'ONAO HA VAPORIZACAO NO TROCADOR')
GO TO 410
390 TYPE 400
400 FORMAT(//,'OHA VAPORIZACAO NO TROCADOR')
410 TYPE 420
420 FORMAT(//,' CALOR TROCADO EM CADA COMPONENTE')
TYPE 430
430 FORMAT('          COMPONENTE                                CALOR(KCAL/HR)')
TYPE 440 ,OCOL,QCR,QC,QE,QTC,QB
440 FORMAT('OGERADOR                                ',F10.1,/'OCONDENSADOR
1 REFLUXO                                ',F9.1,/, 'OCONDENSADOR
2 ',F15.1,/, 'OEVAPORADOR                                ',F11.1,/,
3 'OTROCADOR DE CALOR                                ',F10.1,/, 'OBOMBA (
4 EQUIVALENTE)                                ',F8.1)
OST=QS*ACOL
COPR=QE/OCOL
COPG=QE/OST
TYPE 450,OST,CUPR,COPG
450 FORMAT(//,'OENERGIA SOLAR INCIDENTE                                ',F10.1,///,'OCOP DO
1 REFRIGERADOR                                ',F10.4,/, 'OCOP GLOBAL
2 ',F11.4)
RETURN
END
SUBROUTINE EQNS(NVAR,V,R,IDECI)

```

```

C SUBROTINA PARA CALCULO DOS RESIDUOS
  DIMENSION V(50),R(60),DM(10)
  COMMON/X1/DA8,UTCL,ATC,UTCV,UAC,UAE,UAA,EFICR,EFICH,DVA
  COMMON/X2/DCOL,DAB,DAE,CPA,CPH3
  COMMON/X3/VARPA,UCOL,ACOL,EFOP,PFOL
  COMMON/X4/TAPB,TA,TCAD,SVAM,QS,CTRU
  COMMON/X5/DM(10),X(1-),T(10),SH(10),TCOL1,TCOL2,PA,PROCP,PH
  COMMON/X6/UCOL,QCR,QC,UE,UA,UTC,QH,FOR,JDECI
C CALCULO DAS VARIAVEIS NAO EFETIVAS
  DO 10 I=1,3
  DM(I)=V(I)
10  X(1)=1.
  X(4)=V(2)
  X(5)=V(2)
  X(6)=V(2)
  PB=V(3)
  PBCOR=PB*VARPA
  PA=V(4)
  T(5)=V(5)
  T(6)=V(6)
  T(8)=V(7)
  TCOL1=V(8)
  TCOL2=V(9)
  T(4)=TPB(X(4),PBCOR)
  TM45=(T(4)+T(5))/2.
  ROB=ROLIQ(X(4),TM45)
  DM(4)=DVB*ROB
  DM(5)=DM(4)
  DM(6)=DM(4)
  DM(7)=DM(4)-DM(1)
  DM(8)=DM(7)
  X(7)=(DM(4)*X(4)-DM(1)*X(1))/DM(7)
  X(8)=X(7)
  T(2)=TPA(X(1),PA)
  T(1)=T(2)+SVAM
  T(3)=TPB(X(3),PH)
  T(7)=TPB(X(7),PH)
  CALL ENTVA(X(1),T(2),SH(1))
  SH(1)=SHLPA(X(1),T(2))
  SH(2)=SHLPA(X(2),T(2))
  SH(3)=SHVPA(X(3),T(3))
  SH(4)=SHLPA(X(4),T(4))
  SH(5)=SHLPA(X(5),T(5))
  SH(7)=SHLPA(X(7),T(7))
  SH(8)=SHLPA(X(8),T(8))
  TVSR=TPA(X(6),PA)
C TESTE DE VAPORIZACAO NO TROCADOR
  IF(T(6)-TVSR)20,20,40
C CALCULO DAS VARIAVEIS NAO EFETIVAS -CONTINUACAO
C CASO NAO HAJA VAPORIZACAO
20  CALL DIFMED(T(7),T(6),T(8),T(5),DMTC,IDECI)
  IF(IDECI)30,30,100
30  QTC=UTCL*ATC*DMTC
  SH(6)=SHLPA(X(6),T(6))
  X(10)=XVPA(X(6),PA)
  T(10)=TPA(X(6),PA)
  CALL ENTVA(X(10),T(10),SH(10))
  D9TEO=DM(1)*(X(1)-X(10))/(X(10)-X(6))
  JDECI=0
  GO TO 70
C CALCULO DAS VARIAVEIS NAO EFETIVAS -CONTINUACAO

```

```

C      CASO HAJA VAPORIZACAO
10     SHLST=SHLPA(X(6),TVSR)
      CPSP=(SH(7)-SH(8))/(T(7)-T(8))
      QTCL=DM(6)*(SHLST-SH(5))
      TINT=T(8)+QTCL/(DM(7)*CPSP)
      CALL DIFMED(TINT,TVSR,T(8),T(5),DMTCL,IDECI)
      IF(IDECI)50,50,100
50     ATCL=QTCL/(DMTCL*UTCL)
      ATCV=ATC-ATCL
      CALL DIFMED(T(7),T(6),TINT,TVSR,DMTCV,IDECI)
      IF(IDECI)60,60,100
60     QTCV=UTCV*ATCV*DMTCV
      QTC=QTCV+QTCL
      CALL CORCT(T(6),PA,X(6),XLSB)
      SHL6=SHLPA(XLSB,T(6))
      XVSR=XVPA(XLSB,PA)
      CALL ENTVA(XVSR,T(6),SHV6)
      TITUL=(X(6)-XLSB)/(XVSR-XLSB)
      SH(6)=SHV6+TITUL*SHL6*(1.-TITUL)
      X(10)=XVSR
      T(10)=T(6)
      SH(10)=SHV6
      D9TED=DM(1)*(X(1)-X(10))/(X(10)-XLSB)
      JDECI=1
C      CALCULO DAS VARIAVEIS EFETIVAS-CONTINUACAO
C      CALCULOS GERAIS, HAVENDO OU NAO VAPORIZACAO
70     DM(9)=D9TED/EFICR
      DM(10)=DM(1)+DM(9)
      X(9)=(DM(10)*X(10)-DM(1)*X(1))/DM(9)
      T(9)=TPA(X(9),PA)
      SH(9)=SHLPA(X(9),T(9))
      DO 80 I=1,10
80     DH(I)=DM(I)*SH(I)
      CALL DIFMED(TCOL1,T(10),TCOL2,T(7),DMG,IDECI)
      IF(IDECI)90,90,100
90     QC=DH(1)-DH(2)
      QE=DH(3)-DH(2)
      QA=DH(3)+DH(8)-DH(4)
      QCR=DH(10)-DH(1)-DH(9)
      QCOL=DH(10)+DH(7)+DH(6)-DH(9)
      QB=(PA-PB)*DM(4)/(ROB*CTRU*EFICB)
      TCOLM=(TCOL1+TCOL2)/2.
      CPCOL=0.976+0.00634*TCOLM
C      CALCULO DOS RESULTADOS
      R(1)=QC-(DH(5)-DH(4))
      R(2)=QTC+(DH(1)-DH(2))
      R(3)=QC-(1.-EXP(-DM(3)/(DASC*CPA)))*(T(2)-TA)*DAC*CPA
      R(4)=QE-DAA*(TCAM-T(9))
      R(5)=QA-(1.-EXP(-DAA/(DAA*CPA)))*(T(4)-TA)*DAA*CPA
      R(6)=QTC-DH(6)+DH(5)
      R(7)=QCOL-QAG*DMG
      R(8)=QCOL-QCOL*CPCOL*(TCOL2-TCOL1)
      R(9)=QCOL-ACOL*PRCOL*(EFOPT*QS-UCOL*(TCOL1-TAMB))
100    RETURN
      END
C      SUBROTINA PARA CALCULO DAS DERIVADAS PARCIAIS
      DIMENSION V(60),R(60),PD(60,60)*VD(60),RD(60)
      DV=0.001
      DO 10 K=1,NVAR

```

```

10 VD(K)=V(K)
DO 30 J=1,NVAR
VD(J)=(1.+DV)*V(J)
CALL EQNS(NVAR,VD,RO,IDECI)
DO 20 I=1,NVAR
PD(I,J)=(RO(I)-R(I))/(V(J)*DV)
20 CONTINUE
VD(J)=V(J)
30 CONTINUE
RETURN
END
SUBROUTINE GAUSSY(A,B,X,N)
C SUBROTINA PARA CALCULO DOS INCREMENTOS SOBRE AS
C VARIAVEIS EFETIVAS
DIMENSION A(60,60),X(60),B(60),BC(60)
INDEP=0
DO 170 K=1,N
IF (ABS(A(K,K))-1.000001)10,10,100
IF (K=N)20,50,50
10 K=K+1
20 IF (ABS(A(K,K))-1.000001)10,10,100
IF (K=N)70,100,100
50 TIME=00,K
FORMAT('DDD, AND NOT INDEP' VAF=ELIM: ',I4)
GO TO 150
70 M=M+1
GO TO 30
80 BC(K)=B(K)
B(K)=B(M)
B(M)=BC(K)
DO 90 J=K,N
CC=A(K,J)
A(K,J)=A(M,J)
A(M,J)=CC
90 CONTINUE
KPLUS=K+1
IF (K=N)110,140,140
110 DO 130 I=KPLUS,N
B(I)=B(I)-B(K)*A(I,K)/A(K,K)
ACON=A(I,K)
DO 120 J=K,N
A(I,J)=A(I,J)-A(K,J)*ACON/A(K,K)
120 CONTINUE
130 CONTINUE
140 CONTINUE
GO TO 170
150 A(K,K)=1.
B(K)=0.
KMAIS=K+1
DO 160 KELMN=KMAIS,N
A(K,KELMN)=0.
160 CONTINUE
170 CONTINUE
L=N
SUM=0.0
IF (L=N)190,210,210
190 LPLUS=L+1
DO 200 J=LPLUS,N
SUM=SUM+A(L,J)*X(J)
200 CONTINUE
210 CONTINUE

```

```

X(L)=(B(L)-SUM)/A(L,L)
IF(L-1)230,230,220
220 L=L-1
GO TO 180
230 RETURN
END
FUNCTION TPA(XLPA,PA)
FUNCOES E SUBPROGRAMAS QUE EXPRESSAM FUNCOES DE
ESTADO
TPA=((((-133.39*XLPA+192.39)*XLPA-15.067)*XLPA+92.74)
1 *XLPA-297.64)*XLPA+(0.31712-0.021664*PA)*XLPA*PA+151.9+
2 (3.6441-0.02914*PA)*PA
RETURN
END
FUNCTION SHLPA(XLPAX,TPAX)
SHLPA((((312.14*XLPAX-1072.0)*XLPAX+1301.8)*XLPAX-460.23
1 )*XLPAX-57.49)*XLPAX-22.644+1.12703*TPAX+83.*XLPAX
RETURN
END
FUNCTION XVPA(XLPAY,PAY)
XVPA=1.0-(1.0-XLPAY)**((((10.749*XLPAY-17.869)*XLPAY+
1 4.0279)*XLPAY-1.3086)*XLPAY+0.037656*PAY*XLPAY)*XLPAY-
2 0.06255*PAY+7.1598)
RETURN
END
SUBROUTINE ENTVA(XVPAZ,TPAZ,SHVPA)
IF (XVPAZ=0.99996)10,10,20
10 XVI=ALOG(1.-XVPAZ)
GO TO 30
20 XVI=-10.1266
30 SHVPA=((0.038203*XVI+1.1552)*XVI+13.797)*XVI+80.35)*
1 XVI+1114.7718-0.01*TPAZ+3.4712E-06)*TPAZ+9.2566E-05)*TPAZ+
2 (1.0-718-0.1)*XVI+(-1.2232E-04*TPAZ+0.04253)*TPAZ
3 +(-2.0177E-05)*XVI+(-1.0115E-11*XVI**3)+(0.54663*TPAZ+9.7179)
4 *XVI+0.7177E-04)*XVI+1.0*XVI**2
RETURN
END
FUNCTION TPB(XLPB,PB)
TPB(((((-384.99*XLPB+729.61)*XLPB-791.66)*XLPB+437.
1 66)*XLPB-324.88)*XLPB+(-2.8110+0.013601*PB)*PB*XLPB
2 +95.444+(14.992-0.72133*PB)*PB
RETURN
END
FUNCTION SHLPB(XLPBX,TPBX)
SHLPB(((((-364.699*XLPBX+754.961)*XLPBX-276.842)*XLPBX
1 -101.408)*XLPBX-12.3566+1.09174*TPBX+83.*XLPBX
RETURN
END
FUNCTION SHVPB(XVPBZ,TPBZ)
SHVPB((-1.6032E-05*TPBZ+1.836324E-03)*TPBZ+0.4963622
1 )*TPBZ+303.14045+(((0.0001314*TPBZ-0.045196)*TPBZ+5.
2 059705)*TPBZ+104.973)*(1.-XVPBZ)+83.*XVPBZ
RETURN
END
SUBROUTINE DIFMED(TH1,TC2,TH2,TC1,DMLT,IDECI)
SUBROTINA PARA CALCULO DA DIFERENCA MEDIA LOGARITMICA
DE TEMPERATURA
DT1=TH1-TC2
DT2=TH2-TC1
IF(DT1)30,30,10

```



```

10 IF(DT2)30,30,20
20 IDECI=0
   DMLT=(DT1-DT2)/(ALOG(DT1/DT2))
   GO TO 40
30 IDECI=1
40 RETURN
   END
SUBROUTINE CONCT(TPA,PA,XAPP,XL)
C   SUBROTINA PARA CALCULO DA CONCENTRACAO A PARTIR DA PRESSAO
C   E DA TEMPERATURA DA MISTURA LIQUIDA
   FIPA=(-0.02166*PA+0.3172)*PA-297.64
   FIPR=(-0.02914*PA+3.0341)*PA+151.9
   XL=XAPP
1   XLANT=XL
   FAL=(11-113.4*XL+117.3*XL-15.0*XL+92.74)*XL*XL
   XL=(TPA-FIPA-FAL)/(FIPR-FIPR)
   VARXL=ABS(XL-XLANT)
2   IF(VARXL<0.0001)20,20,10
   RETURN
   END
C   FUNCTION ROLIO(X,T)
   SUBROTINA PARA CALCULO DA DENSIDADE DA MISTURA LIQUIDA
   A=(-0.00337*T-0.0627)*T+995.
   B=(-0.00958*T+1.72)*T+327.
   C=(-0.0125*T+0.05)*T+118.
   D=(-0.0018*T-0.13)*T+149.4
   ROLIO=((-D*X+C)*X-B)*X+A
   RETURN
   END

```

ARQUIVO DE DADOS

```

9,0,0001,10
1,985,28.8,370.,92.9,2.153,87.6,330.,520.,700.
0.8,0.5,0.981,0.550,0.052
400.,1000.,540.
0.998,0.513
0.2
10.,0.5,5.,14.,32.,70.,40.,90.,100.
27.,25.,10.,10.
500.
0.04132

```

A N E X O 6

PROGRAMA RSE 2

```

C      MODELAGEM DE SISTEMA DE REFRIGERACAO POR ABSORCAO
C      DE AMONIA A ENERGIA SOLAR
C      MODULAMENTO ESTADICO
C      COEFICIENTES GLOBAIS VARIAVEIS
DIMENSION R(60), V(60), VCDRR(60), PD(60,60), VANTR(60)
COMMON/X1/ACOL, DCOL, DAA, DAC, XLA, XLC, XLTIC, XLTG, XNTIC
COMMON/X2/ALTA, ALTA4, ALTA5, ALTA44, ALTA55
COMMON/X3/ICAM, ICAM4, ICAM5, ICAM44, ICAM55
COMMON/X4/TA, TA4, TA5, TA44, TA55, CDTR
COMMON/X5/DT(10), R(10), T(10), SH(10), TCJL1, FCOL2, PA, PB
COMMON/X6/ACOL, DCOL, DAA, DAC, XLA, XLC, XLTIC, XLTG, XNTIC
COMMON/X7/DITC, DITA, DITTC, DITG, DETC, DETA, DETTC, DETG
COMMON/X8/RFC, RFA, RTTC, RFG, ASMA
C      LEITURA DE DADOS
READ(38,10)NVAR, TURNCE, ITMAX
10     FORMAT(3G)
READ(38,20)EFICR, EFICB, DVB, ACOL
20     FORMAT(4G)
READ(38,30)DCOL, DAA, DAC
30     FORMAT(3G)
READ(38,40)CPA, CPN4, VIA, CDA, UAE
40     FORMAT(5G)
READ(38,50)VARPA
50     FORMAT(G)
READ(38,60)(V(I), I=1, NVAR)
60     FORMAT(9G)
READ(38,70)TAMB, TA, TCAM, SVAM
70     FORMAT(4G)
READ(38,80)QS
80     FORMAT(G)
READ(38,90)CTRJ
90     FORMAT(G)
READ(38,100)DITC, DITA, DITTC, DITG, DETC, DETA, DETTC, DETG
100    FORMAT(8G)
READ(38,110)XLC, XLA, XLTIC, XLTG, XNTIC, XNTA, XNTTC, XNTG
110    FORMAT(8G)
READ(38,120)RINAM, RINA, RINOS, CDTR, ASMA, XNTPC, XNTA4, XNTA5
120    FORMAT(9G)
C      CALCULO DAS PARCELAS FIXAS DOS COEFICIENTES GLOBAIS
C      DE TRANSFERENCIA DE CALOR
PI=3.141592654
AC=PI*DETC*XLC*XNTC
AA=PI*XLA*DETA*XNTA
ATC=PI*DETTTC*XLTIC*XNTTC
AG=PI*DETG*XLTG*XNTG
CALL XHIT(DITC, DAC, XNTPC, XLC, VIA, CPA, CDA, XHITC)
CALL XHIT(DITA, DAA, XNTA4, XLA, VIA, CPA, CDA, XHIA4)
CALL XHIT(DITA, DAA, XNTA5, XLA, VIA, CPA, CDA, XHIA5)
XHITA=0.285714*XHIA4+0.714286*XHIA5
RFG=RINAM+DETG*ALOG(DETG/DITG)/(2.*CDTR)
1   +RINOL*DETG/DITG
RFA=RINAM+DETA*ALOG(DETA/DITA)/(2.*CDTR)+(1./XHITA+RINA)*DETA
1   /DITA
RTTC=RINAM*(1.+DETTTC/DITTC)+DETTTC*ALOG(DETTTC/DITTC)/(2.
1   *CDTR)
RFC=RINAM+DETC*ALOG(DETC/DITC)/(2.*CDTR)+(1./XHITC+RINA)
1   *DETC/DITC
C      IMPRESSAO DE DADOS FUNDAMENTAIS DE ENTRADA
TYPE 130
130   FORMAT('O*****PARAMETROS EXTERNOS AO SISTEMA*****')
TYPE 140, QS, TAMB, TA, ICAM

```

```

140  FORMAT('OINSOLACAO:',F20.1,'KCAL/HR/M**2',/,
1      'O TEMPERATURAS',/, 'O AMBIENTE',F23.2,/,
2      'O AGUA DE REFRIGERACAO',F11.2,/, 'O CAMARA',F25.2,///,
3      'O*****RESULTADOS*****',/)
TYPE 150
150  FORMAT(' SECCAO VAZAO      CONCENTRACAO TEMPERATURA ENTALPIA')
TYPE 160
160  FORMAT('              (KG/H)              (C)              (KCAL/KG)
C      INICIO DO PROGRAMA PROPRIAMENTE DITO
C      CALCULO DOS RESIDUOS E TESTE DA VALIDADE DOS V(I)
ITER=1
170  CALL EQNS(NVAR,V,R,IDECI)
IF(IDECI)200,200,180
180  DO 190 L=1,NVAR
VCORR(L)=VCORR(L)/2.
190  V(L)=VANTH(L)-VCORR(L)
GO TO 170
C      IMPRESSAO OPCIONAL DE DADOS PASSO A PASSO
C      O COMANDO "GO TO 270" E UM "BY-PASS" CASO ESTES DADOS
C      NAO SEJAM NECESSARIOS
200  GO TO 270
TYPE 210,(1,08(I),X(I),T(I),SH(I),I=1,10)
210  FORMAT(I12,4F12.4)
TYPE 220,TCOL1,TCOL2,PA,PB
220  FORMAT(4F12.4)
TYPE 230,OCUL,OCR,OC,OE,OTC,QA,QB
230  FORMAT(7F12.4)
TYPE 240,OB,ROB
240  FORMAT(2F12.4)
TYPE 250
250  FORMAT('O EQUATION NUMBER      RESIDUAL')
TYPE 260,(I,R(I),I=1,NVAR)
260  FORMAT(I8,F20.4)
C      PROCESSO ITERATIVO PROPRIAMENTE DITO
270  CALL PARDIF(NVAR,V,R,PD)
CALL GAUSSY(PD,R,VCORR,NVAR)
DO 280 L=1,NVAR
VANTH(L)=V(L)
280  V(L)=V(L)-VCORR(L)
GO TO 320
TYPE 290,ITER
290  FORMAT('O RESULTS AFTER',I4,' ITERATIONS')
TYPE 300
300  FORMAT('O',4X,'VARIABLE',9X,'VALUE',9X,'CHANGE')
TYPE 310,(1,V(I),VCORR(I),I=1,NVAR)
310  FORMAT(I10,2F21.5)
320  IF(ITER=ITMAX)340,370,370
330  ITER=ITER+1
K=1
340  VAL=ABS(VCORR(K))-ABS(ITERNC*V(K))
IF(VAL)350,170,170
350  IF(K=NVAR)360,370,370
360  K=K+1
GO TO 340
C      CALCULO E IMPRESSAO DOS RESULTADOS FINAIS
370  CALL EQNS(NVAR,V,R,IDECI)
TYPE 380,(1,DM(I),X(I),T(I),SH(I),I=1,10)
380  FORMAT(I4,4F12.4)
390  FORMAT(//,'O PRESSOES(ATM)',/, 'O BAIXA',F10.4,/, 'O ALTA',
1      F11.4,//,'O TEMPERATURAS NO COLETOR(C)',/, 'O ENTRADA',

```

```

2 F10.3,/, 'SAIDA', F12.3)
IF(JDECI)400,400,420
400 TYPE 410
410 FORMAT(/, 'HAJ HA VAPORIZACAO NO TROCADOR')
GU TO 440
420 TYPE 430
430 FORMAT(/, 'HA VAPORIZACAO NO TROCADOR')
440 TYPE 450
450 FORMAT(/, ' CALOR TROCADO EM CADA COMPONENTE')
TYPE 460
460 FORMAT(' COMPONENTE CALOR(KCAL/H)')
TYPE 470, QCOL, QCR, QC, QE, QTC, QA, QB
470 FORMAT('GERADOR', F30.1, /, 'CONDENSADOR DE REFLUXO',
1 F20.1, /, 'CONDENSADOR', F30.1, /, 'EVAPORADOR', F30.1, /,
2 'TROCADOR DE CALOR', F25.1, /, 'ABSORVEDOR', F30.1, /,
3 'BOMBA (EQUIVALENTE)', F20.1)
TYPE 390, PB, PA, TCOL1, TCOL2
QSOL=QS*ACOL
COPRF=QE/QCOL
COPGB=QE/QSOL
TYPE 480, QSOL, COPRF, COPGB
480 FORMAT(/, 'QSOL=', F20.1, /, 'COPRF=', F20.5, /, 'COPGB=', F20.5)
STOP
END
SUBROUTINE S DIS(NVAR, V, N, IORCI)
C
SUBROTEINA PARA CALCULO DOS RESIDUOS
DIMENSION V(10), S(10), D(10)
COMMON /X1/ QCOL, QCR, QC, QE, QA, QB, QTC, QH, ROH, DVB
COMMON /X2/ QCOL, QCR, QC, QE, QA, QB, QTC, QH, ROH
COMMON /X3/ QCOL, QCR, QC, QE, QA, QB, QTC, QH, ROH
COMMON /X4/ TA, TB, TC, TCA, SVAM, QS, CTRU
COMMON /X5/ DM(1), A(1), F(1), SB(1), TCOL1, TCOL2, PA, PB
COMMON /X6/ QCOL, QCR, QC, QE, QA, QTC, QH, ROH
COMMON /X7/ DITC, DITG, DETC, DETG, XLTC, XLG, XNTTC
COMMON /X8/ RFC, RFA, RFTC, RFG, ASMA
UATC=UTC*ATC
C
CALCULO DAS VARIAVEIS NAO EFETIVAS
DO 10 I=1, 3
10 DM(I)=V(1)
X(1)=1.
X(4)=V(2)
X(5)=V(2)
X(6)=V(2)
PB=V(3)
PA=V(4)
PBCOR=PB-VARPA
T(5)=V(5)
T(6)=V(6)
T(8)=V(7)
TCOL1=V(8)
CALL FRCOL(QS, QCOL, TCOL1, EFCOL, TCOL2)
T(4)=TPB(X(4), PBCUR)
TM45=(T(4)+T(5))/2.
ROB=ROLIQ(X(4), TM45)
DM(4)=DVB*ROB
DM(5)=DM(4)
DM(6)=DM(4)
DM(7)=DM(4)-DM(1)
DM(8)=DM(7)
X(7)=(DM(4)*X(4)-DM(1)*X(1))/DM(7)
X(8)=X(7)

```

```

T(2)=TPA(X(1),PA)
T(1)=T(2)+SVAN
T(3)=TPB(X(3),PB)
T(7)=TPA(X(7),PA)
CALL ENTVA(X(1),T(2),SH1AP)
SH(1)=SH1AP+CPHR3*(T(1)-T(2))
SH(2)=SHLPA(X(2),T(2))
SH(3)=SHVPB(X(3),T(3))
SH(4)=SHLPB(X(4),T(4))
SH(5)=SHLPB(X(5),T(5))
SH(7)=SHLPA(X(7),T(7))
SH(8)=SHLPA(X(8),T(8))
TM78=(T(7)+T(8))/2.
C
C
CALCULO DO COEFICIENTE DE PELICULA INTERNO
DO TROCADOR
CALL PROPS(TM78,X(7),VISP,CDSP)
CPSP=(SH(7)-SH(8))/(T(7)-T(8))
CALL XHIT(DITTC,DM(7),XHTTC,XLTC,VISP,CPSP,CDSP,XHITT)
RPTC=RFTC+DETTTC/(DITTC*XHITT)
TVSR=TPA(X(6),PA)
C
TESTE DA VAPORIZACAO NO TROCADOR
IF(T(6)-TVSR)20,20,40
C
CALCULO DAS VARIAVEIS NAO EFETIVAS-CONTINUACAO
C
CASO NAO HAJA VAPORIZACAO
20 CALL DIFMED(T(7),T(6),T(8),T(5),DMTC,IDECI)
IF(IDECI)30,30,130
30 TM56=(T(5)+T(6))/2.
C
COEFICIENTE DE PELICULA EXTERNO E COEFICIENTE GLOBAL
DO TROCADOR
C
CALL PROPS(TM56,X(5),VISR,CDSR)
SH(6)=SHLPA(X(6),T(6))
CPSR=(SH(6)-SH(5))/(T(6)-T(5))
XHETL=XHETCL(D+(5),VISR,CPSR,CDSR,DETTC)
UTCL=1./(1./XHETL+RPTC)
OTC=UTCL*ATC*DMTC
XLMG=(X(6)+X(7))/2.
X(10)=XVPA(X(6),PA)
T(10)=TPA(X(6),PA)
CALL ENTVA(X(10),T(10),SH(10))
D9TEU=DM(1)*(X(1)-X(10))/(X(10)-X(6))
GO TO 100
C
CALCULO DAS VARIAVEIS NAO EFETIVAS-CONTINUACAO
C
CASO HAJA VAPORIZACAO
40 SHLST=SHLPA(X(6),TVSR)
CPSP=(SH(7)-SH(8))/(T(7)-T(8))
QTCL=DM(6)*(SHLST-SH(5))
TINT=T(8)+QTCL/(DM(7)*CPSP)
CALL CONCT(T(6),PA,X(6),XLSR)
SHL6=SHLPA(XLSR,T(6))
XVSR=XVPA(XLSR,PA)
CALL ENTVA(XVSR,T(6),SHV6)
TITUL=(X(6)-XLSR)/(XVSR-XLSR)
SH(6)=SHV6*TITUL+SHL6*(1.-TITUL)
CALL DIFMED(TINT,TVSR,T(8),T(5),DMTCL,IDECI)
IF(IDECI)50,50,130
50 TM5V=(T(5)+TVSR)/2.
C
COEF. PELIC. EXT. E COEF. GLOBAL NA PARTE SEM VAPORIZACAO
CALL PROPS(TM5V,X(5),VISR,CDSR)
CPSR=(SHLST-SH(5))/(TVSR-T(5))
XHETL=XHETCL(D+(5),VISR,CPSR,CDSR,DETTC)

```

```

UTCL=1./(1./XHETL+RPTC)
C *****
ATCL=QTCL/(DMTCL*UTCL)
ATCV=ATC-ATCL
CALL DIFMED(F(7),T(6),TINT,TVSR,DMTCV,IDECL)
IF(IDECL)60,60,130
C COEF.PELIC.EXT.E COEF.GLOBAL NA PARTE COM VAPORIZACAO
60 XLNV=(X(5)+XVSR)/2.
QTCVA=(SH(6)-SHLST)*DM(6)/ATCV
IF(QTCVA)70,70,90
70 XHETV=XHETL
GO TO 90
80 XHETV=XHVAP(XLNV,PA,QTCVA)
90 UTCV=(1./(1./XHETV+RPTC))
C *****
QTCV=UTCV*ATCV*DMTCV
XLNG=(XVSR+X(7))/2.
QTC=QTCV+QTCL
X(10)=XVSR
T(10)=T(6)
SH(10)=SHV6
D9TED=DM(1)*(X(1)-X(10))/(X(10)-XLSR)
C CALCULO DAS VARIAVEIS NAO EFETIVAS-CONTINUACAO
C CALCULUS GERAIS,HAVENDO OU NAO VAPORIZACAO
100 DM(9)=D9TED/EFICR
DH(10)=DM(1)+DM(9)
X(9)=(DM(10)*X(10)-DM(1)*X(1))/DM(9)
T(9)=TPA(X(9),PA)
SH(9)=SHLPA(X(9),T(9))
DO 110 I=1,10
110 DH(I)=DM(I)*SH(I)
CALL DIFMED(TCOL1,T(10),TCOL2,T(7),DMG,IDECL)
IF(IDECL)120,120,130
120 QC=DH(1)-DH(2)
QE=DH(3)-DH(2)
QA=DH(3)+DH(8)-DH(4)
QCR=DH(10)-DH(1)-DH(9)
QCUL=DH(10)+DH(7)-DH(6)-DH(9)
QB=(PA-PB)*DM(4)/(ROB*CTRU*EFICB)
C COEF.PELIC.EXT.E COEF.GLOBAL DO GERADOR
TMCOL=(TCOL1+TCOL2)/2.
VICOL=676.*(TMCOL+30.)*-1.333
CDCOL=(-7.04E-6*TMCOL+1.77E-3)*TMCOL+0.390
CPCOL=0.976-0.00034*TMCOL
CALL XHIT(DITG,DCOL,4.,XLG,VICOL,CPCOL,CDCOL,XHIG4)
CALL XHIT(DITG,DCOL,5.,XLG,VICOL,CPCOL,CDCOL,XHIG5)
XHITG=0.44444444*XHIG4+0.55555556*XHIG5
QGA=QCUL/AG
XHEG=XHVAP(XLNG,PA,QGA)
UAG=AG/(1./XHEG+RFG+DETG/(DITG*XHITG))
C IDEM, ABSORVEDOR
ROAMO=0.147+0.775*PB
XHEA=744.*(DM(3)/(ROAMO*ASMA))*-0.22
UAA=AA/(1./XHEA+RFA)
C IDEM, CONDENSADOR
UAC=AC/RFC
C CALCULO DOS RESIDUOS
R(1)=QB-(DH(5)-DH(4))
R(2)=QTC-(DH(7)-DH(8))
R(3)=QC-(1.-EXP(-UAC/(DAC*CPA)))*(T(2)-TA)*DAC*CPA
R(4)=QE-UAE*(TCAM-T(3))

```

```

R(5)=QA-(1.-EXP(-UAA/(DAA*CPA)))*(T(4)-TA)*DAA*CPA
R(6)=JTC-DH(6)+DH(5)
R(7)=QCOL-UAG*D4G
R(8)=QCOL-EFCOL*ACOL*QS
130 RETURN
END

```

Tem-se agora as mesmas subrotinas do programa RSE 1:

```

PARDIF
GAUSSY
TPA
SHLPA
XVPA
ENTVA
TPB
SHLPB
SHLPB
DIPMED
CONCT
ROLIQ

```

Além destas subrotinas, segue-se:

```

SUBROUTINE XHIT(DI, DH, XHT, XL, VI, CP, CD, XHI)
AI=0.7853982*DI+DI
GE=DH/(AI*XHT)
REYND=GE*DI/VI
PRAND=VI*CP/CD
RLDI=XL/DI
IF(REYND=2100)19,10,40
10 ENTDA=REYND*PRAND/RLDI
IF(ENTDA=12.8901)20,20,30
20 ANUSEL=4.36
GO TO 80
30 ANUSEL=1.86*ENTDA**0.33
GO TO 80
40 IF(REYND=6000.)50,50,60
50 RLDIE=-456./REYND
ANUSEL=0.0107*REYND**0.937*PRAND**0.33*RLDI**RLDIE
GO TO 80
60 ANUSEL=0.023*REYND**0.8*PRAND**0.33
IF(RLDI=60.)70,70,80
70 ANUSEL=ANUSEL*(1.+6./RLDI)
80 XHI=ANUSEL*CD/DI
RETURN
END
SUBROUTINE PROPS(TM, X, VI, CD)
C SUBROTINA PARA CALCULO DE VISCOSIDADE E CONDUTIVIDADE
C TERMICA DE MISTURA LIQUIDA DE AGUA-AMONIA
IF(X=0.4)10,10,20

```



```

10 A=(-125.67*X+47.57)*X+4.34)*X+5.55
   GO TO 30
20 A=((16.11*X-19.01)*X+3.91)*X+12.44
30 B=(0.0151*X-0.0506)*X+0.0302)*X+0.0189
   BTMEN=-B*TM
   VI=A*EXP(BTMEN)
   CD=0.476-0.011*X+(19.4-26.3*X)*0.0001*TM-
   1 (8.36-0.50*X)*0.000001*TM*TM
   RETURN
   END

```

```

C FUNCTION XHETCL(DM,VI,CP,CD,DE)
C SUBROTINA PARA CALCULO DO COEFICIENTE DE PELICULA
C NA CARCAÇA DO TROCADOR DE CALOR
A=0.000378
FHM=0.55
GS=DM/A
PRAND=VI*CP/CD
XK1=DE/(PRAND+0.333333333333*CD)
XK2=DE*FHM/VI
SGS=SQRT(GS)
SKK2=SQRT(XK2)
XHETCL=(SKK2/XK1)*(0.75+0.475*0.5*XK2*GS)*0.475
RETURN
END

```

```

C CACEREM DO COEFICIENTE DE PELICULA EM PROCESSOS
C DE VAPORIZAÇÃO DE NÍQUEL AGUA-AQUA
ALFA=(-5.59*X+17.32)*X+11.16)*X+2.53
BETA=(-0.107*X+0.305)*X+0.224)*X+0.195
GAMA=ALFA+BETA*P
DELTA=0.376*QA**0.819
XHVAP=DELTA*GAMA+400.
RETURN
END

```

```

C SUBROUTINE FRCOL(RDSOL,FLUX,TFLDE,EFCT,TFLDS)
C SUBROTINA PARA CALCULO DO COLETOR SOLAR MODELO CPC COM
C COBERTURA DE VIDRO PROXIMA DA SUPERFICIE ABSORVEDORA
DIMENSION TCOB(0/2000),TFLD(0/400),TABS(0/400),TFLDM(15)
DIMENSION TCOBM(15),TFLDF(15),TABS(15),HRACF(15)
DIMENSION HRCCF(15),HCACF(15),HCABF(15),EFC(15)
C ENTRADA DE DADOS
RADFR=RDSOL*1.163
FLUXU=(FLUX/2.)/3600.
DELTA=.349
ESPC=.02
CCTRC=4.
TETA=.251
ABSL=.30
HBAR=1.2
REFLC=.1
REFLA=.08
REFLP=.9

```

TRMTC=.75
ABSTA=.92
ABSTC=.07
REFLTY=.85
GAMA=.9
ALARA=.15
EXPA=.001
CONDA=211.
CONDS=385.
DMTEX=.011
DMTIN=.008
AKISL=.0743
BISL=.05
SIGMA=5.67E-8
VZERO=9.76E-10
AKZRO=4.86E-4
GRAV=9.8
VENTO=2.
TAMB=27.
TABS(0)=110.
TCOB(0)=50.

C PREPARACAO
TCEU=TAMB-10.
C=1./((2.*(ABSL*(1.+SIN(TETA))))
Y=1.
CORL=ABSL*CCTPC
AREAA=ABSL*Y
AREAC=CORL*Y

C CALCULO EFICIENCIA OPTICA
ERRR=1.-(1./CCTPC)
ETAD=GAMA*TRITC+ABSTA*(REFLTY**ERRR)
ETA=.94
EMTC=1.-REFLTY
EMTP=1.-REFLTY

10 LY=1
TFLD(0)=TFLD0
20 I=0
J=0
K=0

C CALCULO COEFICIENTE PELICULA
NT=ABSL/ALARA
AREAT=(NT*3.1416*DMTIN**2)/4.
TEMPF=TFLD(0)+273.1
VISF=0.1878*(TFLD(0)+30.)***-1.333
CEPE=4085.+1.42*TFLD(0)
AKF=(-8.19E-6*TFLD(0)+2.06E-3)*TFLD(0)+0.558
PRF=(VISF*CEPE)/AKF
DENSF=6421.07/TEMPF**-.335
VELF=(FLUXO/DENSF)/AREAT
REY=(DENSF*VELF*DMTIN)/VISF
IF(REY=2100.)60,60,30
30 IF(REY=6000.)40,40,50
40 HFLD=(AKF/DMTIN)*REY**-.937*PRF**-.3333*(LY/DMTIN)**(-456./
1 REY)*.0107
GO TO 70
50 HFLD=(AKF/DMTIN)*.23*REY**-.8*PRF**-.333
GO TO 70
60 HFLD=(AKF/DMTIN)*4.36
70 TCOB(I)=TCOB(I)+273.1
TABS(J)=TABS(J)+273.1

```

TAMB=TAMB+273.1
TCEU=TCEU+273.1
C
CALCULO COEFICIENTE RADIAÇÃO ABSORVEDOR-COBERTURA
HRAC=(SIGMA*(TABS(J)**2+TCOB(I)**2)*(TABS(J)+TCOB(I)))/((1./EM
1  TA)+(1./EMTC-1.))
C
COEFICIENTE DE RADIAÇÃO
HRCC=EMTC*SIGMA*(TCOB(I)**2+TCEU**2)*(TCOB(I)+TCEU)*((TCOB
1  (I)-TCEU)/(TCOB(I)-TAMB))
C
COEFICIENTE CONVECÇÃO ABSORVEDOR COBERTURA
FUNCD=(SIN(1.8*DELTA))**3
TAR=((TABS(J)+TCOB(I))/2.)
GRASH=(GRAV*(1./TAR)*(TABS(J)-TCOB(I))*ESPC**3)/((VZERO*TAR**
1  1.7)**2)
RAY=GRASH*.71
HCAC=((AZERO*TAR**.7)/ESPC)*(1.+(1.43*(1.-((1709.*(FUNCD)/(PAY
1  *COS(DELTA))))*(1.-((1709./(RAY*COS(DELTA)))))+(((PAY*COS(DF
2  TA))/5830.))**.333)-1.))
TABS(J)=TABS(J)-273.1
TCOB(I)=TCOB(I)-273.1
TAMB=TAMB-273.1
TCEU=TCEU-273.1
C
COEFICIENTE CONVECÇÃO COBERTURA AMBIENTE
HCAB=5.7+3.8*VENTO
C
COEFICIENTE DE CONDUÇÃO
HCON=AKISL/BISL
C
CALCULO TEMPERATURA DA COBERTURA
I=I+1
HINT=HCAC+HRAC
HEXT=HCAB+HRCC
TCOB(I)=(HINT*TABS(J)+RADFR*GAMA*(REFLI**ERPE)
1  *ABSTC+HEXT*TAMB)/(HEXT+HINT)
B=TCOB(I)-TCOB(I-1)
B=ABS(B)
IF(B=.2)80,90,70
C
CALCULO TEMPERATURA FLUIDO
80
K=K+1
HINTE=HRAC+HCAC
HEXTE=HRCC+HCAB
UGLBE=((1./((1./HINTE)+(1./HEXTE)))+HCON)*(AREAA/AREAC)
EME=SQRT(UGLBE/(CONDA*EXPA))
EFE=(TANH(EME*(ALARA-DMTEX)/2.))/(EME*(ALARA-DMTEX)/2.)
EFLIN=(1./UGLBE)/(ALARA*(1./(UGLBE*(DMTEX+(ALARA-DMTEX)
1  *EFE)))+(1./((3.14*DMTIN*HFLD)+(1./CONDS))))
FR=((FLUXO*CEPE)/UGLBE)*(1.-EXP(-(UGLBE*EFLIN)/(FLUXO
1  *CEPE)))
RADD=RADFR*ETA
TFLD(K)=(AREAC*EFLIN*(RADD-UGLBE*(TFLD(O)-TAMB)))/(FLUXO**
1  CEPE)+TFLD(O)
TFLDM(LY)=(TFLD(O)+TFLD(K))/2.
C
CALCULO TEMPERATURA DO ABSORVEDOR
J=J+1
EEE=((1./((HFLD*3.14*DMTIN)))+(1./CONDS))*((ALARA-DMTEX)*EF
1  +HCON)
TABS(J)=(TFLDM(LY)+EEE*(RADD+UGLBE*TAMB))/(1.+EEE*UGLBE)
A=TABS(J)-TABS(J-1)
A=ABS(A)
IF(A=.2)90,90,70
90
TCOB(LY)=TCOB(I)
TFLDF(LY)=TFLD(K)
TABS(LY)=TABS(J)
HRACF(LY)=HRAC
HRCCF(LY)=HRCC

```

```

HCACF(LY)=HCAC
HCABF(LY)=HCAB
BFC(LY)=(FLUXO*CEPE*(TFDDF(LY)-TFDD(0))*100.)/(RADFR*AREAC)
IF(LY-12)100,110,101
100  TCOB(0)=TCOB(LY)+5.
     TABS(0)=TFDDF(LY)+10.
     TFLD(0)=TFDDF(LY)
     LY=LY+1
     GO TO 20
110  TFLDS=TFDDF(LY)
C     EFICIENCIA DO COLETOR
     EFCT=(FLUXO*CEPE*(TFLDS-TFLDE)*100.)/(RADFR*CORL*LY)
     EFCT=EFCT/100.
120  END

```

ARQUIVO DE DADOS

```

8,0,0001,10
0,8,0,5,0,052,23,8
400,,996,,540.
0,998,0,507,3,10,0,522,520.
0,2
14,77,0,507,4,666,15,96,35,5,85,4,38,,123,6
27,,25,,10,,10.
800.
0,04132
0,01575,,01483,,01483,,01483,,01905,,01905,,01905,,01905
0,755,,932,1,952,0,423,24,,28,,21,,36.
0,0002,0,0002,0,0002,37,216,0,2,6,,4,,5.

```

A N E X O 7

O cálculo das massas é feito, finalmente, no programa principal, após a convergência para a solução final, através de:

C

CALCULOS DE MASSAS MINIMAS ARMazenADAS

TMSP=(T(8)+T(7))/2.

ROSP=ROLIQ(X(7),TMSP)

XMSP=VSP*ROSP

XMASP=XMSP*X(7)

TMSR=(T(5)+T(6))/2.

ROSR=ROLIQ(X(5),TMSR)

XMSR=VSR*(1.-VVV)*ROSR

XMASR=X(5)*XMSR

XMA=DENSA*VA

XMAA=XMA*X(4)

ROK=ROLIQ(X(9),T(9))

XMR=VK*ROK

XMAR=X(9)*XMR

ROE=ROLIQ(X(3),T(3))

XME=ROE*VE

XMDG=(X(6)+X(7))/2.

TMG=(T(6)+T(7))/2.

ROG=ROLIQ(XMDG,TMG)

XMG=PUG*VG

XMAG=XMDG*XMG

XRTI=XMSR+XMSP+XMAA+XME+XMR+XMG

XMATI=XMASR+XMASP+XMAR+XME+XMAR+XMAG

TYPE 352,XRTI,XMATI

FORMAT('OMASSA TOTAL:',F10.2,/, 'OMASSA DE ANIDIA:',F6.2)

352

A N E X O 8

CÁLCULO DAS MASSAS E ENERGIAS PRESENTES EM CADA COMPONENTE DO SISTEMA

Em relação ao programa RSE 1, deve-se inserir no programa principal e no arquivo de dados os valores:

```
112 READ(31,112)XMT, XMTA, VA, VE, VSR, VSP, VR  
FORMAT(7G)
```

```
100.,60.,0.035,0.005,0.0215,0.0101,0.001
```

O cálculo do volume de vapor no trocador é análogo ao do anexo 7.

Nos cálculos para o caso de não haver vaporização:

```
VVV=0
```

Para o caso de haver vaporização

```
ROVAP=0.147+0.775*PA  
VVV=TITUL*ATCV/(2.*ROVAP*ATC)
```

Para enviar o valor até o programa principal:

```
COMMON/X7/VVV
```


No final do programa principal:

```
C      CALCULO DE MASSAS E ENERGIAS ACUMULADAS NOS COMPONENTES
TMSD=(T(8)+T(7))/2.
RQSD=ROLIQ(X(7),T(8))
XMSD=VSD*VA
XMASD=XMSD*AA(2)
EISD=(SH(7)+SH(8))/2.
EISP=XMSD*EISD
TMSR=(T(5)+T(6))/2.
RQSR=ROLIQ(X(5),T(5R))
XMSR=VSR*(1.-VVV)*RQSR
XMASR=X(5)*XMSR
EISR=XMSR*(SH(5)+SH(6))/2.
XMA=DENSA*VA
XMAA=XMA*X(4)
EIA=SH(4)*XMA
ROR=ROLIQ(X(9),T(9))
XMR=VR*ROR
XMAR=X(9)*XMR
EIR=SH(9)*XMR
ROE=ROLIQ(X(3),T(3))
XME=ROE*VE
EIE=SHLPB(X(3),T(3))*XME
STPM=XMT-(XMA+XMSR+XMSD+XMR+XME)
STPMA=XMTA-(XMAA+XMASR+XMASD+XMAR+XME)
XG=(X(6)+X(7))/2.
XMG=(STPM-STPMA)/(1.-XG)
XMRAM=(STPMA-XG*STPM)/(1.-XG)
XMAG=XG*XMG
EIG=XMG*(SH(6)+SH(7))/2.
EIRAM=XMRAM*SH(2)
TYPE 352
FORMAT('OCORRÊNCIA'  A      TCSR      TCSP      K      G      ',
1  'RAM      E')
TYPE 354, XMA, XMSR, XMSD, XMR, XMG, XMRAM, XME
354  FORMAT('MASSAS',7F8.2)
TYPE 356, XMAA, XMASR, XMASD, XMAR, XMAG, XMRAM, XME
356  FORMAT('OM. AMON',7F8.2)
TYPE 358, EIA, EISR, EISP, EIR, EIG, EIRAM, EIE
358  FORMAT('GEN. INT.',7F6.2)
IF(JDECI)410,410,430
```

A N E X O 9

PROGRAMA RSD

```

C      MODELAGEM DE SISTEMA DE REFRIGERACAO POR ABSORCAO
C      DE AMONIA A ENERGIA SOLAR
C      MODELAGEM DINAMICA
DIMENSION R(60),V(60),V CORR(60),PD(60,60),VANTR(60)
DIMENSION VG(60),VARV(60),XX5(12),XX7(12)
COMMON/Y1/UAG,UTCL,ATC,UTCV,UAC,UAE,UAA,EFICR,EFICB,DVR
COMMON/Y2/DCOL,DAA,DAC,CPA,CPNH3
COMMON/Y3/VARPA,UCOL,ACOL,EFOPT,FRCOL
COMMON/Y4/TAMB,TA,TCAM,SVAM,QS,CTRU
COMMON/Y5/DH(10),X(10),T(10),SH(10),TCOL1,TCOL2,PA,PBCOR,PB
COMMON/Y6/QCOL,QCR,QC,QE,QA,UTC,QB,DENSA
COMMON/Y7/XMG0,XMC0,XMAA0,EIC,EIG,EISP,EISR,EIG0,EIC0
COMMON/Y8/XMC,XMG,XMAA,EISPO,EISRO,ISR,ISP,XMTR,XMTP,XMAT0,XMA0
COMMON/Y9/ACRET,X5(12),X7(12)
C      LEITURA DE DADOS
READ(30,10)NVAR,ELRNC,ITMAX
10     FORMAT(3G)
READ(30,20)UCOL,ACOL,UAG,UTCL,ATC,UTCV,UAC,UAE,UAA
20     FORMAT(9G)
READ(30,30)EFICR,EFICB,FRCOL,EFOPT,DVR
30     FORMAT(5G)
READ(30,40)DCOL,DAA,DAC
40     FORMAT(3G)
READ(30,50)CPA,CPNH3
50     FORMAT(4G)
READ(30,60)VARPA
60     FORMAT(G)
READ(30,70)(V0(I),I=1,NVAR)
70     FORMAT(5G)
READ(30,80)TAMB,TA,TCAM,SVAM
80     FORMAT(4G)
READ(30,90)QS
90     FORMAT(G)
READ(30,100)CTRU
100    FORMAT(G)
READ(30,110)VA,ACRET,XMTR,XMTP,VSR0,VSP0
110    FORMAT(6G)
READ(30,120)XMG0,XMC0,T40,T70,T20
120    FORMAT(5G)
READ(30,130)(VARV(I),I=1,NVAR)
130    FORMAT(10G)
C      CALCULO DAS CONDICAOES INICIAIS DE OPERACAO
RQAO=POLIO(V0(2),T40)
XMA0=VA*RQAO
TG0=(V0(6)+T70)/2.
XMAA0=V0(2)*XMA0
XMG0=(V0(2)+V0(10))/2.
EIEG0=SHLPA(XMG0,TG0)
EIG0=XMG0*EIEG0
EIEC0=SHLPA(1.,T20)
EIC0=XMC0*EIEC0
XMA0=XMTR*V0(2)
XMA0=XMTP*V0(10)
XMA0=XMG0*XMG0
XMAT0=XMA0+XMA0+XMA0+XMA0+XMC0
TMSR0=(V0(5)+V0(6))/2.
TMSPO=(V0(7)+T70)/2.
EITR0=XMTR*SHLPA(V0(2),TMSR0)
EITPO=XMTP*SHLPA(V0(10),TMSPO)
ALSR=XMTR/VSR0

```

```

ALSP=XMTP/VSP0
XISR=ALSR/ACRET
JSR=XISR
YISR=JSR
IF(XISR-YISR=0.5)140,150,150
140  ISR=JSR
    GO TO 160
150  ISR=JSR+1
160  XISP=ALSP/ACRET
    JSP=XISP
    YISP=JSP
IF(XISP-YISP=0.5)170,180,180
170  ISP=JSP
    GO TO 190
180  ISP=JSP+1
190  DO 200  IAL=1,12
    X5(IAL)=V0(2)
200  X7(IAL)=V0(10)
C    CONTAGEM DE TEMPO DO PROCESSO DINAMICO
DO 510  ITEMP=1,30
    XTEMP=ITEMP
    TEMP=XTEMP*ACRET*60.
    TYPE210,TEMP
210  FORMAT(///'O INSTANTE DE TEMPO:',F4.0,'MIN')
DO 220  I=1,NVAR
220  V(I)=V0(I)+VARV(I)
    TYPE230
230  FORMAT('  SECCAO          VAZAO          CONCENTRACAO          TEMPERATURA  ET
1  IA')
    TYPE 240
240  FORMAT('          KG/HR          C
1  KCAL/KG')
C    INICIO DO PROGRAMA PROPRIAMENTE DITO
C    CALCULO DOS RESIDUOS E TESTE DA VALIDADE DOS V(I)
ITER=1
250  CALL EQNS(NVAR,V,R,IDECI)
IF(IDECI)280,280,260
260  DO 270  L=1,NVAR
    VCORR(L)=VCORR(L)/2.
270  V(L)=VATR(L)-VCORR(L)
    GO TO 250
C    IMPRESSAO DE RESULTADOS PASSO A PASSO
C    O COMANDO "GO TO 350" E UM "BY-PASS" CASO ESTES DADOS
C    NAO SEJAM NECESSARIOS
280  GO TO 350
    TYPE 290,(I,DM(I),X(I),T(I),SR(I),I=1,10)
290  FORMAT(I12,4F12.4)
    TYPE 300,TCOL1,TCOL2,PA,PBCOR,PB
300  FORMAT(5F12.4)
    TYPE 310,OCOL,OCR,OC,OE,OA,OTC
310  FORMAT(6F12.4)
    TYPE 320,OB,DENSA
320  FORMAT(2F12.4)
    TYPE 330
330  FORMAT('OEQUATION NUMBER          RESIDUAL')
    TYPE 340,(I,R(I),I=1,NVAR)
340  FORMAT(I8,F20.4)
C    PROCESSO ITERATIVO PROPRIAMENTE DITO
350  CALL PARDIF(NVAR,V,R,PD)
    CALL GAUSSY(PD,R,VCORR,NVAR)
DO 360  L=1,NVAR

```

```

VANTE(L)=V(L)
360 V(L)=V(L)-V CORR(L)
IF(ITER-ITMAX)370,410,410
370 ITER=ITER+1
K=1
380 VAL=ABS(VCURR(K))-ABS(TLRNCE*V(K))
IF(VAL)390,250,250
390 IF(K=NVAR)400,410,410
400 K=K+1
GO TO 380
C
CALCULO E IMPRESSAO DOS RESULTADOS A CADA INSTANTE
410 CALL EOUS(NVAR,V,R,IOECI)
TYPE 120,(I,DM(I),X(I),T(I),SH(I),I=1,10)
420 FORMAT(I12,2F12.4,2F12.1)
TYPE 130
430 FOR I=1//10 TCOL1 TCOL2 PA PB
TYPE 140,TCOL1,TCOL2,PA,PB
440 FORMAT(3X,4F12.1)
TYPE 150
450 FORMAT(//,' CALHA TRICADA EM CADA COMPONENTE')
TYPE 160
460 FORMAT(' COMPONENTE CALOR(FCAL/HR)')
TYPE 170,UCOL,ICH,OC,UE,UTC,UB
470 FORMAT('GERADOR ',F10.1,/, 'CONDENSADOR
1 DE REFLUXO ',F10.1,/, 'DE VAPORADOR ',F10.1,/,
2 ' ,F10.1,/, 'EVAPORADOR ',F10.1,/,
3 'TROCADOR DE CALOR ',F10.1,/, 'EQUIVALENTE (
4 EQUIVALENTE) ',F10.1)
C
PREPARACAO PARA NOVO INSTANTE DE TEMPO
C
AS CONDICAOES INICIAIS"X0" ASSUMEM OS VALORES DE"X"
DO 480 I=1,NVAR
VARV(I)=V(I)-V0(I)
480 V0(I)=V(I)
XMG0=XMG
XMAA0=XMAA
XMC0=XMC
EIG0=EIG
EIC0=EIC
EISR0=EISR
EISP0=EISP
DO 490 IAL=1,11
JAL=IAL+1
XAS(JAL)=XAS(IAL)
490 XX7(JAL)=XX7(IAL)
DO 500 IAL=2,12
X5(IAL)=XX5(IAL)
500 X7(IAL)=XX7(IAL)
X5(1)=X(5)
X7(1)=X(7)
510 CONTINUE
PRINT
END
SUBROUTINE EOUS(NVAR,V,R,IOECI)
C
SUBROTINA PARA CALCULO DOS RESIDUOS
DIMENSION V(60),R(60),OS(10)
COMMON/Y1/UAG,UTCL,ATC,UTCV,UAC,UAE,UAA,EFICR,EFICB,DVR
COMMON/Y2/DCOL,DAA,DAC,CPA,CPNH3
COMMON/Y3/VARPA,UCOL,ACOL,EFOPT,FRCOL
COMMON/Y4/TAMB,TA,TCAM,SVAM,OS,CTRU
COMMON/Y5/DM(10),X(10),T(10),SH(10),TCOL1,TCOL2,PA,PBCOR,PB

```

COMMON/Y6/UCUL,UCR,UC,UC,QA,QTC,QH,PDB
COMMON/Y7/XMGO,XMCO,XMRO,EIC,EIG,EISP,EISR,EIGO,EICO
COMMON/Y8/XMC,XIG,XMAA,EISPO,EISRU,ISR,ISP,XMTP,XMTP,XMATO,XMAC
COMMON/Y9/ACRETF,X5(12),X7(12)

C CALCULO DAS VARIAVEIS NAO EFETIVAS

DO 10 I=1,3

10

X(1)=1.
DM(1)=V(1)
X(4)=V(2)
X(5)=V(2)
X(6)=X5(ISR)
PB=V(3)
PBCOR=PB-VARP)
PA=V(4)
T(5)=V(5)
T(6)=V(5)
T(8)=V(7)
TCUL1=V(8)
TCUL2=V(9)
X(7)=V(10)
X(8)=X7(ISP)
T(1)=TP5(X(1),PBCOR)
TM45=(T(4)+T(5))/2.
EJN=TRU10(X(4),TM45)
DM(4)=DM(1)*EJN
DM(5)=DM(1)
DM(6)=DM(5)

C CALCULO DA VERIFICAO DE BASSA DE AFOUMIA DO AFOUMADO

MDA=KOLIS(X(1),T(1))
XMAA=X(1)*XMAO
DMDTA=(XMAA-XMAO)/ACRETF

C CALCULO DAS VARIAVEIS NAO EFETIVAS-CONTINUACAO

DM(8)=(DM(4)*(1.-X(1))-DMDTA)/(1.-X(8))
DM(3)=DM(4)-DM(8)
DM(2)=DM(3)
DM(7)=DM(8)

T(2)=TPA(X(1),PA)
T(1)=T(2)+SVAM
T(3)=TPB(X(3),PA)
T(7)=TPA(X(7),PA)
CALL ENTVA(X(1),T(2),SH1AP)
SH(1)=SH1AP+CPNH3*(T(1)-T(2))
SH(2)=SHLPA(X(2),T(2))
SH(3)=SHVPB(X(3),T(3))
SH(4)=SHLPB(X(4),T(4))
SH(5)=SHLPB(X(5),T(5))
SH(7)=SHLPA(X(7),T(7))
SH(8)=SHLPA(X(8),T(8))

C TESTE DE VAPORIZACAO NO TROCADOR

IF(T(6)-TVSR)20,20,40

C CALCULO DAS VARIAVEIS NAO EFETIVAS-CONTINUACAO

C CASO NAO HAJA VAPORIZACAO

20 CALL DIFNEB(T(7),T(6),T(8),T(5),DMTC,IDECI)

IF(IDECI)10,30,10

30

DMTC=DMTC+1
SH(6)=SHLPA(X(6),T(6))
X(10)=XVPA(X(6),PA)
T(10)=TPA(X(6),PA)
CALL ENTVA(X(10),T(10),SH(10))
DM(10)=DM(1)*(X(1)-X(10))/(X(10)-X(6))

```

X6EF=X(6)
DO 70 70
C   CALCULO DAS VARIÁVEIS NAO EFETIVAS-CONTINUAÇÃO
C   CASO BAIXA VAPORIZAÇÃO
40  SHLST=SHLPA(X(6),TVSR)
    CPSP=(SH(7)-SH(3))/(T(7)-T(3))
    QTCL=DM(6)*(SHLST-SH(5))
    TINT=T(8)+QTCL/(DM(7)*CPSP)
    CALL DIFMED(TINT,TVSR,T(8),T(5),DMTCL,IDECI)
    IF(IDECI)50,50,100
50  ATCL=QTCL/(DMTCL*UTCL)
    ATCV=ATC-ATCL
    CALL DIFMED(T(7),T(6),TINT,TVSR,DMTCV,IDECI)
    IF(IDECI)60,60,100
60  QTCV=UTCV*ATCV*DMTCV
    QTC=QTCV+QTCL
    CALL CONCT(T(6),PA,X(6),XLSR)
    SHL6=SHLPA(XLSR,T(6))
    XVSR=XVPA(XLSR,PA)
    CALL ENTVA(XVSR,T(6),SHV6)
    TITUL=(X(6)-XLSR)/(XVSR-XLSR)
    SH(6)=SHV6*TITUL+SHL6*(1.-TITUL)
    X(10)=XVSR
    T(10)=T(6)
    SH(10)=SHV6
    DM(10)=DM(1)*(X(1)-X(10))/(X(10)-XLSR)
    X6EF=XLSR
C   CALCULO DAS VARIÁVEIS NAO EFETIVAS-CONTINUAÇÃO
C   CALCULOS GERAIS, HAVENDO OU NAO VAPORIZAÇÃO
70  DM(9)=D9TEG/EFICR
    DM(10)=DM(1)+DM(9)
    X(9)=(DM(10)*X(10)-DM(1)*X(1))/DM(9)
    T(9)=TPA(X(9),PA)
    SH(9)=SHLPA(X(9),T(9))
    DO 80 I=1,10
80  DM(I)=DM(I)*SH(I)
    CALL DIFMED(TCOL1,T(10),TCOL2,T(7),DMG,IDECI)
    IF(IDECI)90,90,100
C   CALCULOS RELACIONADOS AOS TERMOS TRANSIENTES(ACUMULAÇÃO
C   DE MASSA, MASSA DE AMONIA E ENERGIA) DOS COMPONENTES
90  ACRMG=(DM(6)+DM(9)-DM(10)-DM(7))*ACRET
    XMG=XMG0+ACRMG
    XGMED=(X6EF+X(7))/2.
    TGMED=(T(6)+T(7))/2.
    SHG=SHLPA(XGMED,TGMED)
    EIG=XMG*SHG
    DEDIG=(EIG-EIG0)/ACRET
    ACRMIC=-ACRMG
    DM(10)=ACRMIC/ACRET
    XMC=XMC0+ACRMIC
    EIC=XMC*SH(2)
    DEDIC=(EIC-EIC0)/ACRET
    TMSR=(T(5)+T(6))/2.
    TMSP=(T(7)+T(8))/2.
    XMDTR=(X(5)+X(6))/2.
    XMDTP=(X(7)+X(8))/2.
    EISR=XMDTR*SHLPA(XMDTR,TMSR)
    EISP=XMDTP*SHLPA(XMDTP,TMSP)
    DEDTR=(EISR-EISR0)/ACRET
    DEDTP=(EISP-EISP0)/ACRET

```

```

C      CALCULO DAS VARIÁVEIS NÃO EFETIVAS-CONTINUAÇÃO
QC=OH(1)-OH(2)-DEBTC
QE=OH(3)-OH(2)
QA=OH(3)+OH(8)-OH(4)
OCR=DH(10)-DH(1)-DH(9)
QCCL=DH(10)+OH(7)-DH(6)-DH(9)+DEDTG
QB=(PA-PB)*DH(4)/(RDB*CTRU*SFICB)
TCOLM=(TCOL1+TCOL2)/2.
CPCOL=0.976+0.00034*TCOLM
C      CALCULO DOS RESÍDUOS
R(1)=QB-(DH(5)-DH(4))
R(2)=QTC-(DH(7)-DH(3))+DEBTP
R(3)=QC-(1.-EXP(-HAC/(DAC*CPA)))*(I(2)-TA)*DAC*CPA
R(4)=QE-UAE*(TCAM-T(3))
R(5)=QA-(1.-EXP(-UAA/(DAA*CPA)))*(T(4)-TA)*DAA*CPA
R(6)=QTC-DH(6)+DH(5)-DEBTR
R(7)=QCCL-UAG*ONG
R(8)=QCCL-DCCL*CPCOL*(TCOL2-TCOL1)
R(9)=QCCL-ACCL*PRCOL*(EFUPT*QS-UCCL*(TCOL1-TAMB))
C      BALANÇO DE ÁGUA PARA O SISTEMA COMO UM TODO
XMASR=XMDTR*XMR
XMASP=XMDTP*XMP
XMASG=XGRED*XMG
XMAT=XMASR+XMASP+XMASG+XMAA+XMC
R(10)=XMAT-XMRP
1.0   RETURN
      END

```

Seguem-se as mesmas subrotinas do programa RSE 1 (PARDIF, GAUSSY, TPA, etc.)

ARQUIVO DE DADOS

```

10,0,0001,10
1.985,28.8,370.,92.9,2.453,87.6,330.,520.,700.
0.8,0.5,0.981,0.550,0.052
400.,1000.,540.
0.998,0.513
0.2
10.54859,0.54407,5.0365,14.0601,32.762,
72.123,36.057,93.054,103.122,0.39829
27.,25.,10.,10.
600.
0.01132
0.015,0.25,10.7,8.1,11.12,1.437
10.7,23,0.34,200,08.121,10.000
0.1,0.0,0.0,2.0,0.0,2.3,0.0,0.7,0.7,0.002

```


A N E X O 10

LISTA DE SÍMBOLOS EM FORTRAN

Os símbolos finalizados por 0 aplicam-se às condições iniciais de funcionamento (modelamento dinâmico)

<u>SÍMBOLO</u> <u>FORTRAN</u>	<u>SÍMBOLO</u> <u>ALGÉBRICO</u>	<u>SIGNIFICADO</u>
AA	A_A	Área de transf.de calor do Absorvedor
AC	A_C	Área de transf.de calor do Condensador
ACOL	A_{COL}	Área de abertura dos Coletores
ACRET	Δt	Intervalo de tempo no modelo dinâmico
ACRMC	ΔM_C	Incremento de massa do Reservatório de amônia.
ACRMG	ΔM_G	Incremento de massa do Gerador
AG	A_G	Área de transf.de calor do Gerador
ALSP	ATL_{SP}	Atraso de linha da solução pobre no trocador
ALSR	ATL_{SR}	Atraso de linha da solução rica no trocador
ANUSEL	Nu	Número de Nusselt nos tubos: $h.de/k$
ATC	A_{TC}	Área de transf.de calor no Trocador
ATCL	A_{TC_L}	Área de transf.de calor do trocador, parte sem vaporização
ATCV	A_{TC_V}	Área de transf.de calor do trocador, parte com vaporização
ASMA		Área seccional ao nível dos tubos de refrigeração inferiores na carcaça do absorvedor
CDA	k	Condutividade térmica da água de refrigeração
CDCOL	k	Condutividade térmica do fluido dos Coletores
CDSP	k	Condutividade térmica da solução pobre

CDSR	k	Condutividade térmica da solução rica
CDTB	k_t	Condutividade térmica do aço dos tubos
COPRS	\dot{Q}_E / \dot{Q}_G	Coefficiente de desempenho do Sistema de Refrigeração
COPG	$\dot{Q}_E / (A_{COL} \cdot \dot{Q}_S)$	Coefficiente de desempenho global
CPA	c_{Pa}	Calor específico da água de refrigeração
CPCOL	c_{PCOL}	Calor específico do fluido pelos coletores
CPNH3	c_{PNH3}	Calor específico a pressão constante do vapor de amônia
CPSP		Calor específico da solução pobre
CPSR		Calor específico da solução rica
CTRU	J	Equivalente mecânico do calor
D9TEO	\dot{m}_{9teo}	Vazão de refluxo para processo ideal
DAA	\dot{m}_{aA}	Vazão de água de refrigeração pelo Absorvedor
DAC	\dot{m}_{aC}	Vazão de água de refrigeração pelo Condensador
DCOL	\dot{m}_{COL}	Vazão do fluido do coletor
DEDTC	$\frac{d E_{RAM}}{dt}$	Variação no tempo da energia interna do Reservatório de Amônia
DEDTG	$\frac{d E_G}{dt}$	Variação no tempo da energia interna do Gerador
DEDTP	$\frac{d}{dt} E_{TC_{SP}}$	Variação no tempo da energia interna do Trocador-lado da solução pobre
DEDTR	$\frac{d}{dt} E_{TC_{SR}}$	Variação no tempo da energia interna do trocador-lado da solução rica
DETA	d_e	Diâmetro externo dos tubos do Absorvedor
DETC	d_e	Diâmetro externo dos tubos do Condensador
DETG	d_e	Diâmetro externo dos tubos do Gerador
DETTC	d_e	Diâmetro externo dos tubos do Trocador
DH (I)	h_i	Entalpia específica na secção i do equipamento

DITA	d_i		Diâmetro interno dos tubos do Absorvedor
DITC	d_i		Diâmetro interno dos tubos do Condensador
DITG	d_i		Diâmetro interno dos tubos do Gerador
DITTC	d_i		Diâmetro interno dos tubos do Trocador
DM(I)	\dot{m}_i		Vazão mássica na secção i do equipamento
DMDTA	$\frac{d}{dt}$	M_A	Variação no tempo da massa de amônia do Absorvedor
DMTTC	$\frac{d}{dt}$	M_C	Variação no tempo da massa do Reservatório de Amônia
DMDTG	$\frac{d}{dt}$	M_G	Variação no tempo da massa do Gerador
DMG			Diferença média logarítmica de temperatura do gerador
DMTC			Diferença média logarítmica de temperatura do Trocador
DMTCL			Diferença média logarítmica de temperatura da parte sem vaporização do Trocador
DMTCV			Diferença média logarítmica de temperatura da parte com vaporização do Trocador
DVB	q_B		Vazão volumétrica da bomba
EFCOL			Eficiência do Coletor
EFICB	η_B		Eficiência da bomba de solução
EFICR	η_R		Eficiência do processo de retificação
EFOPT	η_{OPT}		Eficiência ótica do coletor
EIA	E_A		Energia interna do Absorvedor
EIC,EICO	E_C, E_{CO}		Energia interna do Reservatório de Amônia
EIE	E_E		Energia interna do Evaporador
EIEC,EIECO			Energia interna específica do Reservatório de Amônia
EIEG,EIEGO			Energia interna específica do Gerador
EIESP			Energia interna específica de TC-lado da solução pobre
EIESR			Energia interna específica de TC-lado da solução rica

EIG,EIGO	E_G, E_{G_0}	Energia interna do Gerador
EIR	E_R	Energia interna do Retificador
EIRAM	E_{RAM}	Energia interna do Reservatório de Amônia (=EIC)
EISP,EISPO	$E_{TC_{SP}}, E_{TC_{SP_0}}$	Energia interna do Trocador - lado da Solução Pobre
EISR,EISRO	$E_{TC_{SR}}, E_{TC_{SR_0}}$	Energia Interna do Trocador-lado da Solução Rica
FHM	F_h/M	Fatores corretivos do cálculo do Trocador - carcaça
FRCOL	F_R	Eficiência de aleta do Coletor
GE		Vazão mássica nos tubos
GS		Vazão mássica na carcaça de TC
IDECI		Variável indicativa da validade de um conjunto de valores iniciais
ISP		Número de intervalos de tempo correspondente ao atraso de linha da solução pobre
ISR		Número de intervalos de tempo correspondente ao atraso de linha da solução rica
ITEMP		Instante de tempo do processo dinâmico
ITER		Número de iterações para solução do sistema de equações
ITMAX		Número de iterações máximo
JDECI		Variável indicativa da ocorrência de vaporização em TC
JSP		Variável auxiliar para cálculo de ISP
JSR		Variável auxiliar para cálculo de ISR
NVAR		Número de variáveis do sistema de equações.
PA	P_A	Pressão alta
PB	P_B	Pressão baixa
PBCOR	$P_{B,CORR}$	Pressão de absorção em A
PD(I,J)	$\frac{\partial R_i}{\partial x_j}$	Derivadas parciais do Sistema de Equações

QA	\dot{Q}_A	Taxa de transf.de calor do Absorvedor
QB	\dot{Q}_B	Equivalente térmico do trabalho da bomba
QC	\dot{Q}_C	Taxa de transf. de calor do Condensador
QCOL	\dot{Q}_{COL}	Taxa de transf. de calor do Gerador
QCR	\dot{Q}_{CR}	Taxa de transf. de calor do Condensador de Refluxo
QE	\dot{Q}_E	Taxa de transf. de calor do Evaporador
QGA	$\frac{\dot{Q}_{COL}}{A_G}$	Taxa de transf.de calor por unidade de área do gerador
QTC	\dot{Q}_{TC}	Taxa de transf. de calor do Trocador
QTCL	\dot{Q}_{TC_L}	Taxa de transf. de calor do Trocador -parte sem vaporização
QTCV	\dot{Q}_{TC_V}	Taxa de transf. de calor do Trocador -parte com vaporização
QS	\dot{Q}_S	Insolação normal ao coletor por unidade de área
QST		Insolação total normal sobre os coletores
R(I)	R_i	Resíduos das equações
REYND	Re	Número de Reynolds
RFA		Somatória das resistências térmicas constantes do Absorvedor
RFC		Somatória das resistências térmicas constantes do Condensador
RFG		Somatória das resistências térmicas constantes do Gerador
RFTC		Somatória das resistências térmicas constantes do Trocador de Calor
RINA		Resistência de incrustação da água de refrigeração
RINAM		Resistência de incrustação da amônia e solução
RINOS		Resistência de incrustação do fluido dos coletores
ROA, ROAO	ρ_A	Densidade do fluido no Absorvedor
ROAMO		Densidade do vapor de amônia no Absorvedor

ROB	ρ_B	Densidade do fluido na bomba
ROE	ρ_E	Densidade do fluido do Evaporador
ROG	ρ_G	Densidade do fluido do Gerador
ROR	ρ_R	Densidade do fluido no Retificador
ROSP	$\rho_{TC_{SP}}$	Densidade do fluido no Trocador-lado da Solução Pobre
ROSR	$\rho_{TC_{SR}}$	Densidade do fluido no Trocador-lado da Solução Rica
ROVAP		Densidade do vapor de amônia no Trocador
RPTC		Somatória parcial das resistências térmicas do Trocador, excluída a convecção na carcaça
SH(I)	h_i	Entalpia específica na secção i do sistema
SH1AP	h_i^*	Entalpia específica do vapor saturado no processo de condensação em C
SHL6	h_{6L}	Entalpia específica do líquido deixando o trocador (caso haja vaporização)
SHLST	h_{VSR}	Entalpia específica do líquido saturado no trocador (caso haja vaporização)
SHV6	h_{6V}	Entalpia específica do vapor deixando o trocador (caso haja vaporização)
STPM		Somatória parcial das massas totais armazenadas
STPMA		Somatória parcial das massas de amônia armazenadas
SVAM	$\Delta T_{1 \rightarrow 2}$	Superaquecimento do vapor de amônia
T(I)	T_i	Temperatura na secção i do Sistema
T20	T_{20}	Temperatura inicial (mod.din.) na secção 2
T40	T_{40}	Temperatura inicial (mod.din.) na secção 4
T70	T_{70}	Temperatura inicial (mod.din.) na secção 7
TA	T_a	Temperatura da água de refrigeração
TAMB	T_{amb}	Temperatura ambiente
TCAM	T_{cam}	Temperatura do ar da câmara frigorífica

TCOL1	T_{COL1}	Temperatura na entrada do Coletor
TCOL2	T_{COL2}	Temperatura na saída do coletor
TCOLM		Temperatura média no coletor
TEMP		Instante de Tempo
TGM, TGMO		Temperatura média no Gerador
TGMED		= TGM
TINT	T_{INT}	Temperatura intermediária no trocador de calor (lado da solução pobre)
TITUL	ξ	Título da mistura
TLRNCE		Tolerância admitida na solução do sistema de equações
TM45		Temperatura média na bomba
TM56		Temperatura média no trocador, lado da solução rica
TM78		Temperatura média no trocador, lado da solução pobre
TM5V		Temperatura média na parte sem vaporização do trocador (lado da sol. rica)
TMCOL		= TCOLM
TMG		Temperatura média no Gerador
TMSP, TMSPO		= TM78
TM SR, TMSRO		= TM56
TVSR		Temperatura de vaporização da solução rica no trocador
UA	U_A	Coefficiente global de transf. de calor no Absorvedor
UAA	U_{A_A}	Produto do coef. global pela área de transf. de calor do Absorvedor
UAC	U_{C_C}	Produto do coef. global pela área de transf. de calor do Condensador
UAE	U_{E_E}	Produto do coef. global pela área de transf. de calor do Evaporador
UAG	U_{G_G}	Produto do coef. global pela área de transf. de calor do Gerador

UC	U_C	Coefficiente global de transf. de calor do <u>Condensador</u>
UCOL	U_{COL}	Coefficiente global de transf. de calor do coletor solar (perdas para o <u>ambiente</u>)
UG	U_G	Coefficiente global de transf. de calor do gerador
UTC	U_{TC}	Coefficiente global de transf. de calor do trocador de calor
UTCL	U_{TCL}	Coefficiente global de transf. de calor do trocador de calor, região sem vaporização
UTCV	U_{TCV}	Coefficiente global de transf. de calor do trocador de calor, região com vaporização
V(I)	x_i	Variáveis efetivas do sistema de eqs.
VO(I)		Variáveis efetivas no instante anterior
VA	V_A	Volume do absorvedor
VANT(I)		Valor dos V(I) na iteração anterior
VARPA	ΔP_{SUC}	Pressão de sucção no Absorvedor
VARV(I)		Incremento das variáveis V(I) entre dois instantes sucessivos
VCORR(I)		Varição dos V(I) entre duas iterações
VE	V_E	Volume de líquido de Evaporador
VG	V_G	Volume de líquido do Gerador
VICOL		Viscosidade do fluido no coletor
VISP		Viscosidade da solução pobre
VISR		Viscosidade da solução rica
VR	V_R	Volume de líquido do Retificador
VSP	$V_{TC_{SP}}$	Volume de líquido do Trocador de calor-lado da solução pobre
VSR	$V_{TC_{SR}}$	Volume de líquido do Trocador - lado da solução rica
VVV	$V_{TC_{SRV}}$	Volume de vapor no Trocador de calor (<u>ca</u> so haja vaporização)

X(I)	x_i	Concentração de amônia na secção i do sistema
X5 (IAL)		Vetor que acumula valores de x_5 em diversos instantes de tempo
X6EF	x_6 ou x_{6L}	Concentração de amônia líquida que deixa o trocador (solução rica)
X7 (IAL)		Vetor que acumula valores de x_7 em diversos instantes de tempo
XGMED, XGMDO		Concentração média de amônia no gerador
XHEA	h_e	Coef. de película na carcaça do absorvedor
XHEG	h_e	Coef. de película na carcaça do Gerador
XHETL	h_e	Coef. de película no trocador-carcaça , parte sem vaporização
XHETV	h_e	Coef. de película no trocador-carcaça , parte com vaporização
XHIA4	h_i	Coef. de película interno no absorvedor, passes com 4 tubos
XHIA5	h_i	Idem, 5 tubos
XHIG4	h_i	Coef. de película interno no gerador, passes com 4 tubos
XHIG5	h_i	Idem, 5 tubos
XHITA	h_i	Coef. de película interno dos tubos do absorvedor (valor médio)
XHITC	h_i	Coef. de película interno dos tubos do Condensador
XHITG	h_i	Coef. de película interno dos tubos do Gerador (valor médio)
XHITT	h_i	Coef. de película interno dos tubos do trocador de calor
XISP		Auxiliar no cálculo de ISP
XISR		Auxiliar no cálculo de ISR
XLA	L	Comprimento dos tubos do absorvedor
XLC	L	Comprimento dos tubos do condensador

XLG	L	Comprimento dos tubos do Gerador
XLMG		= XMDG
XLMV		Concentração média do líquido na parte vaporizada do trocador de calor (caso haja vaporização)
XLSR	$x_6 L$	Concentração de amônia do líquido na secção 6 (caso haja vaporização)
XLTC	L	Comprimento dos tubos do trocador
XMA, XMAO	M_A, M_{A_0}	Massa total do absorvedor
XMAA, XMAAO	MA_A, MA_{A_0}	Massa de amônia no absorvedor
XMAG, XMAGO	MA_G, MA_{G_0}	Massa de amônia do gerador
XMAR, XMARO	MA_R, MA_{R_0}	Massa de amônia do retificador
XMASP, XMAPO	$MA_{TC_{SP}}, MA_{TC_{SP_0}}$	Massa de amônia do trocador de calor (sol. pobre)
XMASR, XMARO	$MA_{TC_{SR}}, MA_{TC_{SR_0}}$	Massa de amônia do trocador de calor (sol. rica)
XMATT, XMATO	ΣMA_{VC}	Massa de amônia total
XMC, XMCO	M_C, M_{C_0}	Massa de amônia no Reservatório de Amônia
XMDG		Concentração média do Gerador
XMDTP		Concentração média de amônia na solução pobre no trocador de calor
XMDTR		Concentração média de amônia na solução rica no trocador de calor
XME	M_E	Massa no evaporador
XMG, XMGO	M_G, M_{G_0}	Massa no gerador
XMR	M_R	Massa no retificador
XMRAM	M_{RAM}	Massa no reservatório de amônia
XMSP	$M_{TC_{SP}}$	Massa no trocador de calor-lado da solução pobre
XMSR		Massa no trocador de calor-lado da solução rica
XMTP, XMTPO		= XMSP
XMTR, XMTR0		= XMSR
XMT		Massa total no sistema

XMTT		= XMT
XNTA		Número de tubos do Absorvedor
XNTA4		Número de tubos por passe no Absorvedor
XNTA5		Número de tubos por passe no Absorvedor
XNTC		Número de tubos no condensador
XNTG		Número de tubos no Gerador
XNTPC		Número de tubos por passe no condensador
XNTTC		Número de tubos totais no trocador de calor
XTEMP		Auxiliar para TEMP
XVSR	$\times 6_V$	Concentração de amônia no vapor da seção 6 (caso haja vaporização)
XX5 (IAL)		Vetor auxiliar de X5 (IAL)
XX7 (IAL)		Vetor auxiliar de X7 (IAL)
YSP		Auxiliar de ISP
YSR		Auxiliar de ISR