

UNIVERSIDADE ESTADUAL DE CAMPINAS
FACULDADE DE ENGENHARIA MECÂNICA
ENERGIA

**Análise e simulação de um sistema de absorção
água - amônia para produção de gelo em
escamas**

Autor: Rodolfo de Jesús Rodríguez Silverio.
Orientador: José Ricardo Figueiredo.

Curso: Engenharia Mecânica
Área de Concentração: Térmica e Fluidos

**Tese de Doutorado apresentada à comissão de Pós Graduação da Faculdade de Engenharia Mecânica, como
requisito para a obtenção do título de Doutor em Engenharia Mecânica.**

Campinas, S.P. - Brasil
1999

6877-1-1000

UNIDADE BAE/FEM
 N.º CHAMADA:
UNICAMP
R618s
 V. _____ Ex. _____
 TOMBO BC/ 4.114.0
 PREC: 278/00
 C. _____ D. ☒
 PREC: 0.9.11.00
 DATA 16-06-00
 N.º CPD _____

CM-00142383-3

FICHA CATALOGRÁFICA ELABORADA PELA
 BIBLIOTECA DA ÁREA DE ENGENHARIA - BAE - UNICAMP

R618s

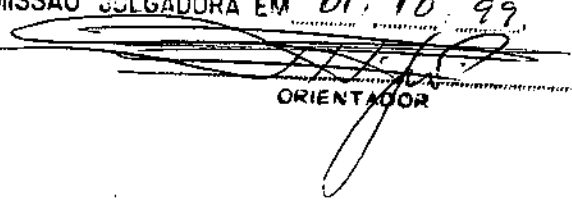
Rodríguez Silverio, Rodolfo Jesús

Análise e simulação de um sistema de absorção
 água-amônia para produção de gelo em escamas /
 Rodolfo de Jesús Rodríguez Silverio.--Campinas, SP:
 [s.n.], 1999.

Orientador: José Ricardo Figueiredo.
 Tese (doutorado) - Universidade Estadual de
 Campinas, Faculdade de Engenharia Mecânica.

1. Refrigeração. 2. Modelos matemáticos. 3. Gelo -
 Indústria. 4. Absorção I. Figueiredo, José Ricardo.
 II. Universidade Estadual de Campinas. Faculdade de
 Engenharia Mecânica. III. Título.

ESTE EXEMPLAR CORRESPONDE A REDAÇÃO FINAL DA
TESE DEFENDIDA POR *Rodolfo Jesus*
Rodriguez Silverio E APROVADA PELA
COMISSÃO JULGADORA EM 01.10.99


ORIENTADOR

UNIVERSIDADE ESTADUAL DE CAMPINAS
FACULDADE DE ENGENHARIA MECÂNICA

Análise e simulação de um sistema de absorção água - amônia para produção de gelo em escamas

Autor: **Rodolfo de Jesús Rodríguez Silverio.**
Orientador: **José Ricardo Figueiredo.**

64/99

BIBLIOTECA DA ÁREA DE ENGENHARIA
UNICAMP

UNICAMP
BIBLIOTECA CENTRAL

UNIVERSIDADE ESTADUAL DE CAMPINAS
FACULDADE DE ENGENHARIA MECÂNICA
ENERGIA

TESE DE DOUTORADO

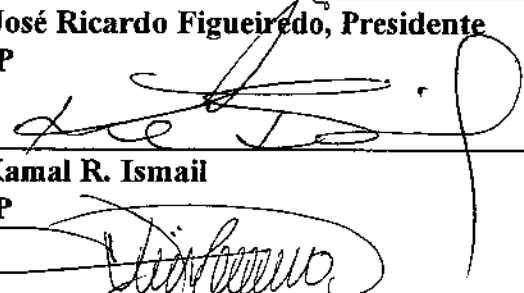
**Análise e simulação de um sistema de absorção
água - amônia para produção de gelo em
escamas**

Autor : **Rodolfo Jesús Rodríguez Silverio**

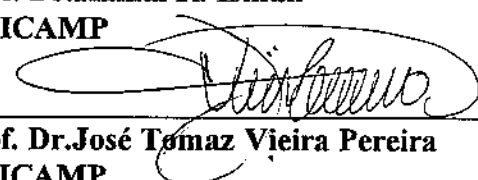
Orientador: **José Ricardo Figueiredo**



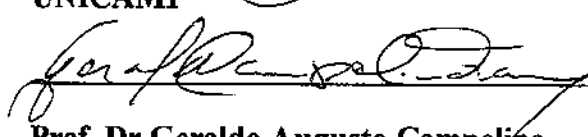
Prof. Dr. José Ricardo Figueiredo, Presidente
UNICAMP



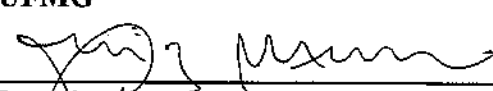
Prof. Dr. Kamal R. Ismail
UNICAMP



Prof. Dr. José Tomaz Vieira Pereira
UNICAMP



Prof. Dr. Geraldo Augusto Campolina
UFMG



Prof. Dr. Luiz Machado
UFMG

Campinas, 1º de outubro de 1999

Dedicatória

Dedico este trabalho às três pessoas mais importantes na minha vida,
A minha esposa, pelo seu amor e pelas tantas horas preciosas que me dedica,
A minha irmã, um grande motivo para minha luta,
E muito especialmente a minha mãe, de quem sou fruto em todos os sentidos.

Agradecimentos

O presente trabalho é relativamente volumoso, mas não reflete todo o esforço experimental e teórico dedicado à realização deste, que foi possível somente pelo apoio de varias pessoas e instituições que colaboraram de forma efetiva na culminação deste. Pedindo desculpa por qualquer esquecimento, aproveito-me desta oportunidade para colocar meu reconhecimento e agradecimento:

Ao meu orientador, o Professor José Ricardo Figueiredo, pelo esforço e dedicação ao trabalho, a paciência com a linguagem, e principalmente pelo rigor científico e a consciência política que alcancei nestes anos de trabalho ao seu lado.

Ao Professor Kamal A. R. Ismail, um grande amigo de quem recebi todo apoio material e intelectual, tornando menos difícil a tarefa.

Ao Professor José Tomaz V. Pereira pelas sempre oportunas ajudas e reflexões, e pelo seu exemplo de grandeza e simplicidade.

Ao Sr. Ingo Norberto Mülhe, diretor industrial da MADEF S.A., pelo apoio, ânimo e a atenção que sempre nos prestou quando necessário.

Ao Professor Leonardo Goldstein Jr. pelo aconselhamento, encorajamento e sua ajuda na busca bibliográfica que ajudaram na efetivação deste trabalho.

Ao Professor Ganzarolli, pelo ânimo, o apoio bibliográfico e os seus aconselhamentos.

Aos Professores do Departamento de Energia com os quais aprendi e me esclareci em muitos dos fenômenos das ciência térmicas.

Ao Sr. José Benedito dos Santos, técnico com grane experiência prática de quem recebi todo apoio a qualquer momento.

Aos técnicos do Hospital das Clínicas, cujo apoio foi fundamental na realização das experiências levadas a cabo na instalação, entre eles: O “Biro-Biro”, Aldo, Mendes, Valdecir, Emerson, Rogério, Osvaldo, entre outros.

Ao pessoal administrativo, os quais fazem menos árido e alegre o nosso diário, além do apoio fundamental que nos oferecem para o cumprimento de nossas tarefas. Destaco meu particular agradecimento a: Rodrigues, Neusa, Sônia e Denise.

Também agradeço a familiares e amigos que de uma forma ou outra sempre oferecem seu apoio no trabalho e na vida em geral.

Agradeço a FAPESP pelo seu apoio material, e pelas sugestões dos assessores que efetivadas ou não constituíram uma guia de trabalho.

À UNICAMP por me acolher como estudante

Finalmente e de forma muito especial ao meu mentor, o Professor Omar Herrera Martínez, de quem adquiri minha base e vergonha científica, e minha força e amor pela pesquisa.

“O homem pode tanto quanto sabe”

Francis Bacon

Resumo

O presente trabalho procura obter uma detalhada simulação numérica de uma máquina de produção de gelo em escamas que opera sob um ciclo de absorção utilizando o par água - amônia. Com este objetivo é apresentado um modelo matemático que engloba os fenômenos termodinâmicos, de transferência de calor e de mecânica dos fluidos. Tal modelo constitui-se numa importante ferramenta para análise e posterior aperfeiçoamento do sistema.

É apresentado primeiramente um modelo em regime permanente que ajuda a entender e aprofundar os processos que transcorrem em cada componente, e como estes afetam a operação e o desempenho da instalação global. Em segundo lugar é elaborado o modelamento do evaporador em sua operação transitória. Em terceiro rescreve-se a simulação do sistema para incluir o modelo da operação em regime transitório de cada componente. Ao serem acoplados o segundo e o terceiro modelos é efetuada a simulação dinâmica do sistema.

Ambos modelamentos, permanente e transiente, fornecem os principais parâmetros de operação do sistema em função das características construtivas da máquina e das variáveis externas tais como temperatura de bulbo úmido e pressão do vapor de aquecimento.

Palavras chaves

Refrigeração por absorção, simulação matemática, fabricação de gelo, estudo experimental.

Abstract.

The present work searches for a detailed numerical simulation of an scale ice-maker operating on an absorption cycle using the pair water - ammonia. With such aim a mathematical model was constructed embodying thermodynamics, heat transfer and fluid mechanics phenomena. Such model turns to be an important tool for analysis and development of the system.

Firstly a steady state model is presented that helps understanding the processes going on each component and how those affect the operation and performance of the whole installation. Secondly the transient model of the evaporator is developed. Third the whole system simulation is rewritten to include models of the transient regime operation of each component. By coupling the second and the third models the dynamic simulation of the system is built.

Both steady state and transient modeling provide the main operating parameters of the system as function machine constructive characteristics and of the external variables such as wet bulb temperature and heating steam pressure.

Key Words

Absorption refrigeration, mathematical simulation, ice making, experimental study.

Índice

1.- Introdução	1
1.1.- Apresentação	3
1.2.- Objetivos	4
1.3.- Pesquisa bibliográfica	5
1.4.- Materiais e métodos	9
1.4.1.- Materiais	9
1.4.2.- Método	15
2.- Modelo matemático do sistema na operação em regime permanente.	
Primeira aproximação.	18
2.1.- Condensador	21
2.2. - Evaporador, válvula de expansão e sub-resfriador de amônia	25
2.3. - Gerador de amônia	32
2.3.1.- Retificador	33
2.3.2.- Desorvedor	37
2.3.3.- Coluna de destilação	39
2.4.- Absorvedor	42
2.5.- Trocador solução - solução	49
2.6.- Resfriador da solução pobre	50
2.7.- Bomba de solução	52
3.- Propriedades de estado da mistura $\text{NH}_3\text{-H}_2\text{O}$	58

4.- Avaliação dos coeficientes de transferência de calor	67
4.1.- Dados experimentais	67
4.2.- Metodologia de avaliação dos coeficientes de transferência de calor e massa	69
4.2.1.- Trocadores de calor evaporativos	70
4.2.2.- Evaporador	73
4.2.3.- Sub-resfriador de amônia	74
4.2.4.- Trocador de calor solução - solução	77
4.2.5.- Desorvedor	79
4.2.6.- Retificador	81
4.3.- Valores estimados dos coeficientes de transferência de calor e massa	83
5.- Simulação do sistema em regime permanente	85
5.1.- Parâmetros e equações para simulação	86
5.1.1.- Equações	87
5.1.2.- Parâmetros	94
5.2.- Método numérico	97
5.2.1.- Descrição do método	98
5.2.2.- Modificações ao programa original	100
5.3.- Algoritmo computacional	101
6.- Análise da operação em regime permanente	106
6.1.- Validação do modelo em regime permanente	106
6.2.- Análise da operação em regime permanente	110
6.3.- Análise do desempenho da máquina	115
7.- Simulação do evaporador nos processos transitórios de produção de gelo e degelo	126
7.1.- Modelamento matemático do evaporador durante a formação de gelo	129
7.1.1.- Modelo matemático do filme d'água	133
7.1.2.- Modelamento da parede metálica	140
7.1.3.- Modelamento do processo de mudança de fase (solidificação)	142
7.1.4.- Sistema de equações em diferenças. Método de solução	144

7.1.5.- Algoritmo de solução	150
7.2.- Estudo do refinamento das malhas	153
7.3.- Análise do evaporador durante o processo de formação de gelo	159
7.4.- Modelamento do evaporador durante o processo de degelo	167
8.- Simulação transitória do sistema	170
8.1.- Modelo transitório do compressor térmico	171
8.2.- Algoritmo para simulação transitória do sistema	180
8.3.- Discussão dos resultados	183
8.3.1.- Determinação do ciclo ótimo	189
9.- Conclusões e recomendações	194
Referências Bibliográficas	197
Anexo I.- Vista geral da instalação	208
Anexo II.- Características dos principais componentes do sistema	210
Anexo III.- Sistemas de medições e aquisição de dados	214
Anexo IV.- Trocadores de calor evaporativos	218
Anexo V.- Processo de evaporação	229
Anexo VI.- Sub-resfriador de amônia	238
Anexo VII.- Processos de geração e retificação de amônia	242
Anexo VIII.- Processo de absorção	257
Anexo IX.- Trocador de calor solução - solução	263
Anexo X.- Perda de pressão nos trocadores e tubulações	269
Anexo XI.- Equação de estado da solução $\text{NH}_3\text{-H}_2\text{O}$	274
Anexo XII.- Algoritmo de cálculo das variáveis não efetivas	284
Anexo XIII.- Variação dos parâmetros termodinâmicos com a temperatura de bulbo úmido - Operação em regime permanente	290
Anexo XIV.- Método numérico de Newton-Raphson para uma equação não linear	302
Anexo XV.- Potencial de entalpia	304

Lista de figuras

1.1.- Esquema representativo da máquina durante o ciclo de formação de gelo	9
1.2.- Esquema representativo da máquina durante o ciclo de degelo	12
1.3.- Esquema representativo dos pontos de coleta de dados experimentais	14
1.4.- Esquema representativo do processo de simulação matemática	15
2.1.- Esquema representativo do condensador evaporativo	21
2.2.- Processo de condensação no interior dos tubos	22
2.3.- Esquema representativo do evaporador	26
2.4.- Representação termodinâmica dos processos de subresfriamento, expansão e evaporação do líquido	27
2.5.- Esquema representativo da válvula de expansão	30
2.6.- Processo termodinâmico de expansão adiabática	30
2.7.- Representação esquemática do subresfriador de amônia	31
2.8.- Esquema representativo do retificador	33
2.9.- Processo termodinâmico de retificação	34
2.10.- Esquema representativo do desorvedor	36
2.11.- Representação esquemática da coluna de destilação	39
2.12.- Processo de geração de amônia	42
2.13.- Esquema representativo do absorvedor evaporativo	43
2.14.- Processo termodinâmico de absorção	44

2.15.- Esquema representativo do trocador de calor solução - solução	48
2.16.- Esquema representativo do resfriador de solução pobre	50
2.17.- Representação esquemática da bomba de solução	52
2.18.- Diagrama qualitativo do ciclo termodinâmico da máquina	57
3.1.- Representação gráfica das leis de adição das misturas	60
5.1.- Diagrama de fluxo de informação	87
5.2.- Diagrama em blocos do algoritmo de cálculo para simulação em regime permanente	102
6.1.- Comparação dos ciclos experimental e teórico	109
6.2.- Variação da pressão de condensação com a temperatura de bulbo úmido	110
6.3.- Potência consumida pela bomba de solução	111
6.4.- Taxas de transferência de calor externas	112
6.5.- Taxas internas de transferência de calor	113
6.6.- Variação do coeficiente de desempenho	115
6.7.- COP. Em função da temperatura do vapor de aquecimento	116
6.8.- Variação das temperaturas que afetam diretamente o COP ideal interno	118
6.9.- Variações de COPs ideais com a temperatura de bulbo úmido	119
6.10.- Variações das eficiências relativas com a temperatura de bulbo úmido	119
6.11.- Variação da eficiência do absorvedor com a temperatura de bulbo úmida	124
6.12.- Efeito do valor (AU) sobre o COP do sistema	124
7.1.- Esquema representativo do gerador de gelo	130
7.2.- Esquema representativo de um tubo evaporador	131
7.3.- Representação do tubo evaporador antes da formação de gelo	132
7.4.- Representação esquemática do tubo evaporador durante processo de solidificação	133
7.5.- Malha matemática da parede externa. Sem formação de gelo	144
7.6.- Malha matemática da parede externa. Com frente de solidificação	148
7.7.- Diagrama em blocos do algoritmo de solução	152
7.8(a).- Variação do coeficiente U com o refinamento da malha da parede	154
7.8(b).- Variação da massa de gelo com o refinamento da malha da parede	155

7.9(a).- Variação do coeficiente U com o refinamento da malha do gelo	155
7.9(b).- Variação da massa de gelo com o refinamento da malha do gelo	156
7.10(a).- Variação do coeficiente U com o refinamento da malha do filme de líquido	157
7.10(b).- Variação da massa de gelo com o refinamento da malha do filme de líquido	157
7.11(a).- Variação do coeficiente U com o refinamento da malha em z	158
7.11(b).- Variação da massa de gelo com o refinamento da malha em z	158
7.12(a).- Variação da massa de gelo no tempo para diferentes vazões d'água	160
7.12(b).- Variação do coeficiente U no tempo para diferentes vazões d'água	160
7.13(a).- Variação da massa de gelo no tempo para diferentes T_e	161
7.13(b).- Variação do coeficiente U no tempo para diferentes T_e	161
7.14(a).- Variação da massa de gelo no tempo para diferentes valores de h_e	162
7.14(b).- Variação do coeficiente U no tempo para diferentes valores de h_e	163
7.15.- Perfil de temperaturas num instante de tempo	164
7.16.- Perfil da espessura de gelo num ciclo de 10 min	165
7.17.- Perfil do filme d'água num instante de tempo	166
8.1.- Diagrama em blocos do algoritmo de simulação dinâmica	182
8.2.- Pressões de alta e de baixa	184
8.3.- Temperaturas no subresfriador de amônia	185
8.4.- Temperaturas no trocador de calor solução - solução	186
8.5.- Temperaturas da solução rica	187
8.6.- Temperaturas da solução pobre	188
8.7.- Temperaturas nos trocadores evaporativos	189
8.8.- Ciclo de operação ótimo	190
8.9.- Gelo produzido em 24 horas	191
8.10.- Quantidade de energia mínima empregada no processo de degelo	192
8.11.- Tempo de ciclo ótimo	193

Lista de tabelas

1.1.- Classificação dos problemas matemáticos pela complexidade de solução	17
4.1.- Cálculo dos valores médios experimentais para avaliação da operação da máquina	68
4.2.- Valores dos coeficientes de troca de calor e massa	84
6.1.- Comparação das taxas de transferência de calor e do COP do ciclo	107
6.2.- Comparação das temperaturas de alguns pontos do sistema	108
6.3.- Comparação entre parâmetros relevantes	108
6.4.- Variação dos principais parâmetros com a temperatura de bulbo úmido	117

Nomenclatura

Letras latinas

A – Área de transferência de calor, Área de transferência de massa [m^2].

Abs – Temperatura experimental no receptor do absorvedor [$^{\circ}C$].

Abs(S) – Temperatura simulada no receptor do absorvedor [$^{\circ}C$].

ALsC(E) – Temperatura experimental da amônia líquida à saída do condensador [$^{\circ}C$].

ALsC(S) – Temperatura simulada da amônia líquida à saída do condensador [$^{\circ}C$].

ALsSR(E) – Temperatura experimental da amônia líquida à saída do subresfriador [$^{\circ}C$].

ALsSR(S) – Temperatura simulada da amônia líquida à saída do condensador [$^{\circ}C$].

AVsSR(E) – Temperatura experimental do vapor de amônia saída do subresfriador [$^{\circ}C$].

AVsSR(S) – Temperatura simulada do vapor de amônia saída do subresfriador [$^{\circ}C$].

AVsE(E) – Temperatura experimental do vapor de amônia saída do evaporador [$^{\circ}C$].

AVsE(S) – Temperatura simulada do vapor de amônia saída do evaporador [$^{\circ}C$].

C – Capacidade calorífica [$J/^{\circ}C$].

Cond – Temperatura experimental no receptor de amônia do condensador [$^{\circ}C$].

Cond(S) – Temperatura simulada no receptor de amônia do condensador [$^{\circ}C$].

Cp – Calor específico [$J/kg^{\circ}C$].

Cpm – Calor específico médio do ar úmido [$J/kg^{\circ}C$].

D – diâmetro [m].

dF/dX – Derivada total do parâmetro genérico F respeito ao parâmetro genérico X .
 E – Energia interna [J].
 F, f – função genérica.
 f_0 – Coeficiente de correção da diferença média baseada no DMLT.
 g – aceleração da gravidade [m/s^2].
 G – Energia livre de Gibbs [J/kg].
 h – Entalpia específica [J/kg], Coef. de transf. de calor convectivo [$W/m^2/^\circ C$].
 H – Entalpia de certa quantidade de massa [J], Entalpia do ar não saturado [J/kg].
 H_s – Entalpia do ar saturado [J/kg].
 k – Coeficiente de condutividade térmica [$W/m/^\circ C$].
 K_M – Coeficiente de transferência de massa [$kg/m/s$].
 l – Número total de equações efetivas.
 L – Comprimento [m], dimensão característica.
 L_F – Calor latente de fusão [J/kg].
 L_t – Comprimento do tubo [m].
 m – número total de nós na direção r , fluxo de massa [kg/s].
 M – Massa [kg].
 $ModF$ – Módulo do vector das funcionais no algoritmo de Newton-Raphson.
 $ModX$ – Módulo do vector das variáveis efetivas no algoritmo de Newton-Raphson.
 n – Número total de equações.
 P – Pressão [bar].
 P_a – Pressão do lado de alta [bar].
 P_b – Pressão do lado de baixa [bar].
 $P_a(E)$ – Pressão de alta experimental [bar].
 $P_a(S)$ – Pressão simulada do lado de alta [bar].
 $P_b(E)$ – Pressão de baixa experimental [bar].
 $P_b(S)$ – Pressão simulada do lado de baixa [bar].
 P_aM – Valor médio da pressão de alta [bar].
 P_bM – Valor médio da pressão de baixa [bar].

P_1 – Polo de retificação.
 P_2 – Polo de destilação.
 q – Calor transferido por unidade de massa [kW/kg].
 Q – Calor transferido [kW].
 r – Raio [m].
 R – Resíduo, variável auxiliar.
 Ra – Fluxo volumétrico de ar por unidade de área frontal [$m^3/s/m^2$].
 Re – Número de Reynolds.
 RSP – Temperatura experimental na saída do resfriador de solução pobre [°C].
 $RSP(S)$ – Temperatura simulada na saída do resfriador de solução pobre [°C].
 Rw – Fluxo volumétrico de água por unidade de área frontal [$m^3/s/m^2$].
 s – Espessura da camada de gelo [m], Entropia específica[J/kg°C].
 S – Entropia [J/°C], variável auxiliar.
 $SPsG$ – Temperatura da solução pobre à saída do gerador [°C].
 $SPeTSS(E)$ – Temperatura experimental da solução pobre à entrada do trocador sol-sol [°C].
 $SPeTSS(S)$ – Temperatura simulada da solução pobre à entrada do trocador sol-sol [°C].
 $SPsTSS(E)$ – Temperatura experimental da solução pobre à saída do trocador sol-sol [°C].
 $SPsTSS(S)$ – Temperatura simulada da solução pobre à saída do trocador sol-sol [°C].
 $SReR(E)$ – Temperatura experimental da solução rica à entrada do retificador sol-sol [°C].
 $SReR(S)$ – Temperatura simulada da solução rica à entrada do retificador sol-sol [°C].
 $SReTSS(E)$ – Temperatura experimental da solução rica à entrada do trocador sol-sol [°C].
 $SReTSS(S)$ – Temperatura simulada da solução rica à entrada do trocador sol-sol [°C].
 $SRsTSS(E)$ – Temperatura experimental da solução rica à saída do trocador sol-sol [°C].
 $SReTSS(S)$ – Temperatura simulada da solução rica à entrada do trocador sol-sol [°C].
 t – Tempo [s]
 T – Temperatura [°C].
 Tbu – Temperatura de bulbo úmido [°C].
 T_F – Temperatura de fusão [°C].

U – Coeficiente global de transferência de calor [$\text{kW/m}^2/^\circ\text{C}$], qualidade do vapor.

X – Concentração.

X_G – Concentração no vapor.

X_L – Concentração no líquido.

V – Volume [m^3], velocidade do fluxo [m/s].

v – Volume específico [m^3/kg].

Z – Concentração total [%].

Letras Gregas

α - Coeficiente de difusividade térmica [-].

δ - Espessura do filme [m].

ϑ - Componente angular do parâmetro determinado.

Δ - Variação do parâmetro.

ϕ - Umidade relativa.

ε - rugosidade relativa superficial.

η - Eficiência.

η_r^i - Eficiência relativa interna.

η_r^e - Eficiência relativa externa.

f - Função implícita genérica.

μ - Potencial químico, viscosidade dinâmica [kg/m/s].

ρ - Densidade [kg/m^3].

ν - Viscosidade cinemática [m^2/s].

∂ - Derivada parcial.

$\Delta h_f^{0^\circ\text{C}}$ - Entalpia de formação do gelo a 0°C .

ΔT_{TG}^0 - Variação de temperatura da massa de gelo desde 0°C até a temperatura atual.

λ_G^0 - Calor de fusão do gelo a 0°C .

ΔT_0^{Tamb} - Variação da temperatura da água de reposição desde a temperatura ambiente até 0°C .

Capítulo 1

Introdução

É cada vez mais aceito que o uso adequado da energia requer que as diferentes demandas sejam supridas com fontes energéticas de qualidade compatível. O aquecimento ou condicionamento térmico de um determinado espaço ou processo, dever-se-á, sempre que possível, tentar efetuar a partir de fontes de calor de baixa temperatura, tais como calor residual de indústrias ou de usinas de potência.

Outra fonte prática de calor a baixa temperatura é constituída pela energia térmica obtida do Sol, através de coletores solares planos ou de baixa concentração, já disponíveis no mercado com uma eficiência aceitável e um custo relativamente baixo.

As máquinas térmicas trabalhando sob o princípio da sorção (tanto absorção como adsorção) se apresentam como os melhores transformadores da energia térmica destas fontes energética de baixa qualidade, para propósito de aquecimento ou resfriamento. Estas podem constituir refrigeradores, bombas de calor ou transformadores de calor (Ramachandran, 1988).

Além dos problemas econômicos e energéticos, o conceito de desenvolvimento sustentável e a luta contra a contaminação ambiental fundamentam a retomada do estudo destes sistemas que operam sob os princípios da sorção, utilizando substâncias que reduzem parcial ou totalmente os efeitos adversos dos freons sobre o meio ambiente. Convém notar neste sentido que a amônia aparece como um dos refrigerantes com maior potencial de utilização em grande escala, para

aplicação em sistemas de maior porte. E se bem este pode ser aproveitado em instalações de compressão, que possuem maior COP que as instalações de absorção, desde o ponto de vista da 2ª Lei não existem grandes vantagens de um sistema sobre outro.

Existem problemas nos sistemas de compressão de amônia, como o arraste de óleo de lubrificação do compressor ao evaporador, diminuindo sua capacidade, e o alto nível de ruído, com grandes dificuldades técnicas de solução. Mas este é um tema que já foi bastante debatido, e certamente cada sistema tem suas próprias vantagens e oportunidade de aplicação, respondendo fundamentalmente às questões econômicas.

No atual contexto energético do Brasil, e de muitos países em vias de desenvolvimento, o emprego destas máquinas térmicas, principalmente com ciclo de absorção, pelo estado atual da tecnologia e para revalorização de afluentes térmicos industriais para fins de aquecimento e refrigeração, afigura-se bastante promissor seja a nível econômico, pela integração energética de processos e reduzido uso da energia elétrica, seja a nível ecológico, evitando poluição térmica e não utilizando CFC's como fluido de trabalho (Olivera e Le Goff, 1992).

No sistema de absorção água-amônia a elevada toxicidade da amônia aparece como uma forte contrapartida negativa para sua utilização, mas é bom notar que a maioria dos sistemas de refrigeração industriais a compressão trabalham com amônia, sem grandes riscos quando observadas as normas de segurança para sua exploração. No caso da absorção os riscos diminuem como consequência das baixas concentrações de amônia em muitos dos equipamentos que trabalham a alta pressão. Na sua tese de mestrado, Pratts (1998) comenta detalhes interessantes sobre esta questão da toxicidade da amônia e seu emprego como refrigerante.

São inumeráveis as aplicações destes sistemas que utilizam os ciclos de absorção utilizando fontes de energia térmica de baixo custo. Por isto, existe uma grande quantidade de trabalhos teóricos e experimentais que foram e ainda são levados a cabo nas últimas décadas nos países desenvolvidos.

Embora os primeiros trabalhos tenham aparecido no século passado, e apesar do incremento dos esforços científico-técnicos dos países desenvolvidos nesta temática e do grande leque de aplicações destas tecnologias, não se deve esquecer que estas se baseiam em princípios complexos de processos físico-químicos e da transferência de calor e massa. Ainda restam muitos problemas

técnicos que deverão ser resolvidos para sua total aplicação. Os pesquisadores dos países em vias de desenvolvimento devemos ser capazes de compreender e assimilar estas tecnologias para produzi-las sob as condições reais em que vivemos.

1.1.- Apresentação

O presente trabalho procura a simulação e aperfeiçoamento de uma máquina de produção de gelo que opera sob um ciclo de absorção utilizando o par água-amônia. Esta máquina pode ser considerada já de pequeno porte industrial, chegando a produzir até aproximadamente 4 toneladas de gelo por dia.

Esta máquina foi projetada e construída pela MADEF S.A Indústria e Comércio, com sede em Canoas, Rio Grande do Sul, para ser utilizada no sistema de refrigeração de pequenos barcos pesqueiros, visando a cogeração com o motor principal de combustão interna, empregando os gases de exaustão para o processo de geração de amônia.

Por uma série de problemas operacionais do trabalho do próprio barco o projeto não foi bem sucedido, a máquina foi levemente transformada para trabalhar de forma estacionária e foi doada à Universidade Estadual de Campinas (UNICAMP) para estudos de testes, aperfeiçoamento e divulgação desta tecnologia, onde foi batizada “Prof. László Halász” numa homenagem ao ex-Professor, estudioso desta tecnologia.

Na atualidade a máquina se encontra instalada no setor de serviços do Hospital das Clínicas (H.C.) da UNICAMP. Apesar de ter sido projetada para empregar gases no gerador de amônia (expulsor), está utilizando, para este processo de separação, uma pequena parte do vapor gerado nas caldeiras que prestam serviço para o próprio hospital.

Este trabalho forma parte de um projeto mais geral e profundo relacionado com a otimização, aperfeiçoamento, utilização racional e aplicação desta tecnologia. Outros trabalhos estão sendo levados a cabo em conjunto sobre esta instalação como parte desta integração. Assim há trabalhos referidos a análise detalhada do grupo gerador-coluna-retificador levados pela estudante de doutorado Fernandes (1998), por serem os componentes mais complexos da instalação. Outros referidos à cogeração com motores de combustão interna e produção de eletricidade efetuados pelo também estudante de doutorado Pratts (1999), etc

1.2.- Objetivos.

O trabalho tem como objetivo a apresentação de um modelo matemático que englobe os fenômenos termodinâmicos, de transferência de calor, e de mecânica dos fluidos, envolvendo os parâmetros construtivos e os parâmetros externos, para a simulação numérica da instalação.

Surge pela necessidade de contar com uma ferramenta capaz de esclarecer como transcorrem os processos em cada componente de acordo com suas características construtivas, e na instalação em conjunto, quando estes processos se interrelacionam a partir do acoplamento dos seus componentes, e são afetados pelas condições externas.

Como foi dito na introdução, os processos que tem lugar nestes equipamentos estão baseados nos fenômenos complexos da físico-química e da transferência de calor e massa, processos que apresentam já grandes dificuldades para estudos nos sistemas teóricos, levando a modelos com uma grande quantidade de considerações e simplificações que os afastam bastante da operação real.

Poucos modelos existem na literatura que tratem com bastante profundidade a operação e o desempenho destas instalações em relação aos processos de transferência de calor e massa, e na maior parte dos casos, estes modelos são aplicados à operação em regime permanente. De outra parte, com pouca frequência aparece informação relevante de instalações reais com ciclos de absorção água-amônia, que sejam de utilidade prática para o desenho ótimo destas instalações.

A produção de gelo em escama é na atualidade uma tendência geral, por uma série de vantagens técnico-econômicas, tanto pela redução de gastos na produção como pela eficácia na utilização. Porém, devido às características do processo de fabricação de gelo em escama e pelo processo de degelo empregado, o sistema trabalha o tempo todo essencialmente em regime transitório.

Até onde é conhecido, não existe reportado na literatura nenhuma outra instalação operando com compressor térmico sob ciclo de absorção acoplado a um evaporador desenhado para fabricação de gelo em escama, e reversão do ciclo para o processo de degelo. Como se verá mais adiante esta instalação, construída pela MADEF, apresenta algumas características que a fazem mais compacta e efetiva, mas que introduzem outras complexidades para seu estudo e desenho quando comparadas com outras instalações já reportadas na literatura, como por exemplo o

próprio desenho do evaporador, a introdução de vários componentes numa mesma torre de resfriamento evaporativo, etc.

É também objetivo deste trabalho a simulação numérica de toda a instalação, com interesse primário na simulação do processo de evaporação e formação de gelo, e degelo. É por isto que para toda a instalação será admitido um modelo que utiliza coeficientes globais de transferência de calor e massa, que poderão ser ajustados a partir dos dados experimentais tomados na instalação.

É apresentado primeiramente um modelo em regime permanente que ajudará a entender e aprofundar os processos que transcorrem em cada componente, e como estes afetam a operação e o desempenho da instalação global. Em segundo lugar será elaborado o modelamento do evaporador em sua operação transitória. Em terceiro descreve-se a simulação do sistema para incluir o modelo da operação em regime transitório de cada componente, e assim, logo após serem acoplados o segundo e o terceiro modelos, Ter-se-á a simulação dinâmica do sistema.

1.3.- Pesquisa bibliográfica.

A idéia da refrigeração química foi traçada desde 1824, quando Faraday sugeriu o desenvolvimento de uma unidade de refrigeração onde uma reação entre vapores de NH_3 e sais de Ag Cl seria usada para obter a vaporização do NH_3 líquido para produzir efeito frigorífico em uma câmara. A partir de então diversos pares de substâncias foram provados para obter uma maior eficiência térmica e melhorar a transferência de calor e massa nestes sistemas.

A tecnologia da refrigeração por absorção teve o seu grande desenvolvimento depois de 1850 a partir dos trabalhos de Ferdinand E. Carré. Entre 1859 e 1862 foram registradas 14 patentes de máquinas de absorção operando com o par $\text{H}_2\text{O}-\text{NH}_3$. Muitos destes sistemas foram empregados para produção de gelo e para aplicações industriais em processos contínuos.

Por volta de 1930 foi desenvolvido na Suécia o refrigerador Electrolux para uso doméstico, baseado nos estudos e patentes de Platen e Munters. Estes refrigeradores foram comercializados em muitos países até os anos 50, quando o avanço tecnológico dos sistemas por compressão de vapor, baseados nas patentes de 1880 por Carl V. Linde nos Estados Unidos, junto ao baixos preços da eletricidade, colocaram em situação de desvantagem os sistemas baseados nos ciclos térmicos de absorção.

O conceito de refrigeração química se desenvolveu indistintamente para sistemas que trabalham com reações químico - físicas de pares gás - sólido (adsorção) e gás - líquido (absorção), e vieram à luz estudos e publicações, fundamentalmente termodinâmicos, aplicáveis a ambos.

Devido aos problemas técnicos de encontrar um meio eficiente de transferir calor aos materiais sólidos adsorventes, alguns até tiveram problemas de aumento do volume da massa após a reação, os sistemas de absorção foram mais estudados e aplicados há até duas décadas, quando começaram as aplicações intensivas da energia solar na refrigeração, e precisaram de meios eficientes e sem poluentes na refrigeração do transporte frigorífico, principalmente nos países desenvolvidos europeus, e retomaram-se os estudos dos sistemas gás - sólidos novamente, com um estágio mais avançado da tecnologia para transferência de calor, e novos conceitos sobre aplicação da refrigeração e acumulação de calor.

Os sistemas que operam sob ciclo de absorção mais conhecidos comercialmente são os que utilizam o par $\text{BrLi-H}_2\text{O}$, principalmente nas aplicações de ar condicionado, pelos problemas da utilização da água como refrigerante a temperaturas abaixo de 0°C , e cristalização das sais de BrLi a baixas temperaturas. E por outro lado os sistemas que utilizam o par $\text{H}_2\text{O-NH}_3$, fundamentalmente nas aplicações de baixas temperaturas e refrigeração industrial, embora hoje estas estejam sendo empregados em sistemas de condicionamento de ar de pequena capacidade (Jeong et al., 1993).

Os princípios teóricos dos ciclos de refrigeração por absorção foram estabelecidos a partir dos trabalhos de Merkel e Bonsjakovic em 1929, conjuntamente com a introdução do diagrama entalpia vs. concentração, e dos trabalhos de Nesselmann e Altenkirch. Foi baseado nestes trabalhos que Niebergall propôs alguns dos métodos de avaliação para estes ciclos de absorção. Toda esta história acerca da evolução dos sistemas de absorção pode ser encontrada no trabalho de Stephan (1983).

Um dos estudos mais importantes e profundos, com discussões de uma série de aspectos de interesse prático para os sistemas de absorção baseados na mistura água - amônia, foi o realizado por Plank (1959), e os princípios básicos de ambos sistemas de refrigeração por absorção (água - amônia e brometo de lítio - água) são apresentados de forma bastante didática, e com exemplos

de cálculos comparativos por Threlkeld (1970). No caso do sistema $\text{H}_2\text{O}-\text{NH}_3$, este é também discutido de forma didática e com certo nível de profundidade na análise termodinâmica por Koshkin (1968).

Outros trabalhos relevantes e de marcado interesse nesta temática poderiam ser separados dependendo dos objetivos dos estudos desenvolvidos. Assim no relativo à análise termodinâmica destes sistemas, com enfoques tanto de 1ª Lei quanto de 2ª Lei, podem-se citar os trabalhos de Hensgens e Kallwitz (1980), Bjrtöm e Raldow (1981), Kandtikar (1982), Kaushick e Bhadwaj (1982), Jordan (1985), Perez-Blanco e Radermacher (1986), Chuang e Ishida (1990), Le Goff et al. (1990).

O Dr. Grossman aparece com uma serie de trabalhos na modelagem e simulação dos sistemas de absorção operando com diferentes pares de substâncias, inclusa a modelagem de sistemas híbridos com diferentes pares de substâncias utilizadas num mesmo ciclo. Assim podem-se apreciar os trabalhos Grossman (1982), Grossman e Childs (1983), Grossman e Michelson (1985), Grossman et al. (1990), Grossman et al. (1994).

Outros trabalhos na área da simulação numérica podem ser encontrados em Mclinden e Klein (1985), onde é feita a modelagem da operação em regime permanente de um sistema de água - amônia com validação experimental. Perez-Blanco e Petterson (1986) realizam a modelagem estática de um sistema análogo efetuando uma análise do desempenho do ciclo empregando calor residual. Outros trabalhos referentes à simulação destes sistemas em regime permanente foram desenvolvidos por Molt (1984) e por Bein (1988).

Já no caso da modelagem e simulação dinâmica destes sistemas destaca-se o trabalho de Butz (1988), que compara os resultados experimentais com os resultados obtidos através da simulação dinâmica de uma bomba de calor empregando o par água - amônia. Também destacam-se os trabalhos de Jeong (1990) e Jeong et al (1993), onde são efetuadas análises da operação em regime transitório de sistemas de absorção água - amônia de pequena capacidade.

Foram também intensos os trabalhos acerca da aplicação dos sistemas de absorção movidos a energia solar, e conseqüentemente desenvolveu-se uma grande quantidade de trabalhos teóricos e experimentais nesta área. Entre eles podem ser citados os trabalhos de Schrenk e Lior (1975), Anderson (1976), Grossman et al (1979), Jhonson (1980), Shiran (1982), Brouse (1983), Alvarez

e Trepp (1987), Al-hindi (1988), Iyer (1988), Charia (1991), entre outros. Estes estudos específicos de sistemas de absorção movidos a energia solar estiveram majoritariamente fixados nos sistemas aplicados a condicionamento de ar e geralmente operando com o par $\text{BrLi-H}_2\text{O}$.

Modelamentos teóricos de sistemas de refrigeração por absorção movidos a energia solar foram apresentados por Allen et al. (1975), Miller (1975), Satcunanathan e Kochhar (1975).

Firmas como Arkla, Westinghouse, York e Union Carbide-Linde Division nos Estados Unidos, assim como a Dornier na RFA, projetaram e construíram protótipos de sistemas de refrigeração solar sob ciclos de absorção. O protótipo da firma Westinghouse é descrito por Weinstein e Chen (1975).

Alguns trabalhos já foram também encaminhados com o propósito de fazer operar estes sistemas aproveitando a energia residual de veículos de transportes para seu próprio conforto, como os efetuados por Izquierdo (1992) e Jingcheng (1994).

No caso brasileiro destacam-se uma série de trabalhos nesta temática das máquinas térmicas sob princípios da absorção, tanto na ordem teórica quanto prática, podendo-se citar no primeiro caso os trabalhos feitos por Gargioni et al (1972), González (1975) e Figueiredo (1980), que aparece como uns dos pioneiros da simulação dinâmica de um ciclo de absorção movido a energia solar. Outros trabalhos foram efetuados por Halász (1989), Carvalho (1990) e da Silva (1994) e Pratts (1998), que realizou a avaliação termodinâmica com enfoque de 2ª Lei sobre a instalação experimental em estudo. Em Martins (1996) se apresenta uma detalhada análise teórica de fenômenos pertinentes aos sistemas de absorção por difusão com gás inerte.

Le Goff (1992) apresentou um trabalho junto a De Olivera sobre a otimização exergética de trocadores de calor e massa nos ciclos de absorção. Mais tarde os mesmos autores (De Olivera e Le Goff, 1994) efetuam a análise exergética dos processos de separação e mistura aplicados aos ciclos de absorção.

No que se refere a instalações reais a empresa MADEF. S.A., sob a direção técnica do Sr. Ingo Müller, se apresenta com uma grande experiência nos projetos, construção e exploração de sistemas de absorção operando com $\text{H}_2\text{O-NH}_3$. Esta experiência tem a ver com mais de 10 instalações montadas em diferentes lugares do Brasil. Em Pratts (1998) é apresentada uma listagem dos sistemas de absorção água - amônia instalados no Brasil.

1.4.- Materiais e método.

1.4.1.-Materiais.

Os materiais empregados neste trabalho são em primeiro lugar a máquina de absorção água - amônia que se pretende modelar matematicamente. Em segundo lugar o sistema de aquisição de dados experimentais para avaliação e ajuste do modelo.

a).- Descrição e operação do equipamento

No esquema da figura 1.1. pode-se observar o diagrama básico simplificado da máquina de absorção, para o processo de modelagem do ciclo de produção de gelo. Uma visão do porte da instalação e seus componentes pode ser vista no anexo I, e no anexo II podem ser conhecidas as características construtivas de cada componente da instalação.

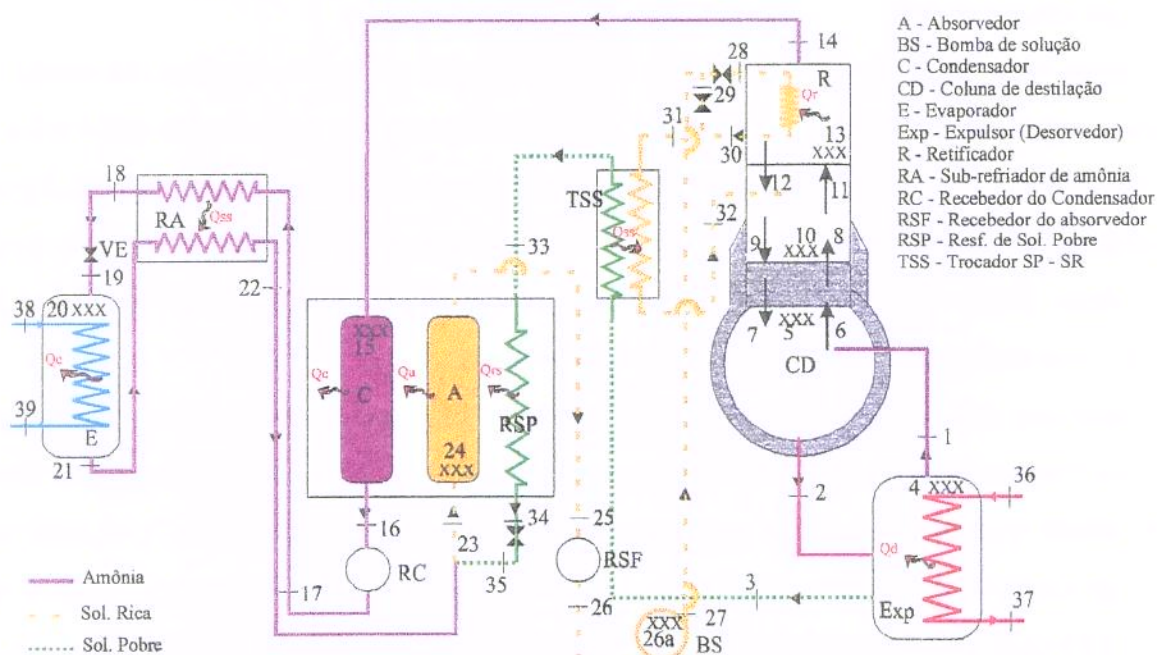


fig. 1.1. Esquema representativo da máquina durante o ciclo de formação de gelo.

Primeiramente a solução no estado 2 é aquecida no expulsor (Exp) com vapor saturado proveniente das caldeiras instaladas no H.C. da UNICAMP. O vapor, representado pelos pontos 36 e 37, é condensado e aproveitando-se seu calor latente. É neste equipamento onde é separado

pela primeira vez a amônia da solução. O vapor saindo deste equipamento no estado 1 passa à coluna de destilação (CD) onde troca calor e massa, através da coluna enchida com anéis rasching para aumentar a área de contato, com o refluxo que escorre desde a parte superior da coluna.

Aqui o vapor atinge a concentração do vapor em equilíbrio com o líquido que entra no meio da coluna como solução forte no estado 32. O vapor, após trocar massa e energia com esta solução forte, entra no estado 11 na coluna de retificação (R) onde é condensado parcialmente para diminuir o conteúdo de água ao mínimo possível. Sai então retificado no estado 14, como vapor com alta concentração de amônia.

O líquido que foi condensado na coluna de retificação desce pela coluna, como refluxo, trocando massa e calor com o vapor ascendente, condensando parte deste vapor, que aumentará sua concentração de amônia, vaporizando-se parte da massa líquida deste fluxo, que aumentará seu conteúdo de água, e em consequência diminui sua concentração de amônia na altura da coluna a medida que desce por esta.

Na parte mais baixa da coluna é retirado este líquido que vai para o expulsor, no estado 2, para manter a vaporização da solução neste componente. Como aqui a vaporização não é total, a solução em estado líquido estará com a mais baixa concentração de amônia e sai no estado 3 para o absorvedor (A) passando antes pelo trocador solução - solução (TSS), onde é aproveitada parte do calor deste fluxo de alta temperatura, e pelo resfriador de solução pobre (RSP) onde novamente é resfriado para melhorar o processo de absorção.

O vapor que saiu da coluna de retificação no estado 14 é então condensado totalmente no condensador evaporativo (C) desde o estado 15 até o estado 16 saturado ou subresfriado. Este fluido em estado condensado é dirigido para os recebedores de amônia líquida (RC), de onde sai para o evaporador (E) passando antes pelo subresfriador de amônia (SR) e pela válvula de expansão (VE) onde são diminuídos seus parâmetros termodinâmicos de pressão e temperatura à condição desejada no processo de evaporação.

No evaporador este líquido absorve o calor da água que escorre pelas paredes exteriores dos tubos evaporadores formando-se o gelo, e como consequência desta troca de calor se formam os vapores de amônia. Para dar continuidade a este processo é preciso retirar estes vapores do evaporador e manter a pressão de evaporação, pelo que este é conectado ao absorvedor onde o

fluxo de solução pobre absorve estes vapores num processo exotérmico que requer resfriamento. Antes de passar ao absorvedor este vapor troca calor primeiramente com o líquido proveniente do condensador, no sub-resfriador de amônia (RA), o que aumenta o efeito frigorífico do sistema.

No absorvedor o vapor proveniente do evaporador é absorvido pela solução pobre proveniente do expulsor, formando a solução rica. Esta solução rica encontra-se a baixa pressão, um pouco menor do que a pressão de evaporação, pelo que é necessário elevar sua pressão para entrar na coluna de destilação que está à pressão de condensação. Para isto o fluxo de solução rica é passado pela bomba de solução (BS).

Antes de passar à coluna de retificação a solução rica troca calor com a solução pobre, no trocador solução - solução, para diminuir o calor necessário no processo de desorção, aumentando por tanto o COP global da instalação. A solução pobre, após trocar calor com a solução rica, é novamente resfriada no subresfriador de solução pobre (RSP), num processo de resfriamento evaporativo para diminuir sua temperatura até um valor efetivo para o processo de absorção.

Este ciclo de trabalho do sistema é feito durante 10 min aproximadamente, tempo que foi estabelecido como o ótimo econômico, pela experiência em outros sistemas de produção de gelo em escama do mesmo tipo, mas operando com compressão mecânica do vapor refrigerante.

Após o ciclo de fabricação de gelo é efetuado o processo de degelo; a partir da reversão do ciclo de operação. Através da combinação de aberturas e fechamentos de algumas válvulas, é interrompida a alimentação de amônia ao evaporador, permitindo a entrada de vapor de amônia do condensador a alta temperatura (aproximadamente 30 °C). Este processo provoca o aquecimento das paredes dos tubos evaporadores, sobre os quais é formado o gelo, este funde-se parcialmente e cai por gravidade no silo, depois de ter passado pelo triturador, onde os cilindros de gelo tomam o formato de escamas. Uma descrição e análise detalhada da operação do evaporador é feita mais adiante neste trabalho, quando se estuda o processo transitório de produção de gelo.

Durante o processo de degelo deverá ser afetada somente a operação do condensador, do evaporador e do absorvedor, que participam diretamente deste processo enquanto que o restante da instalação continua operando da mesma forma como no ciclo de formação e crescimento do gelo, mas com certa variação nos parâmetros de funcionamento. Este ciclo de degelo tem duração de aproximadamente 1 min. O esquema representativo deste ciclo pode ser visto na figura 1.2.

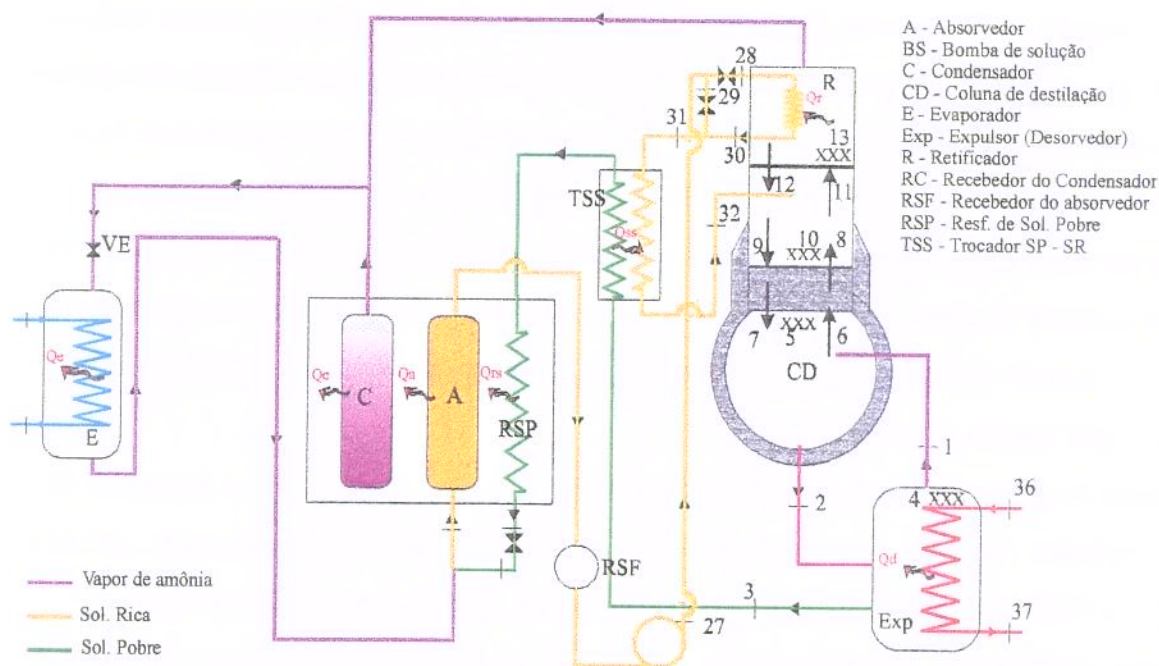


fig. 1.2. Esquema representativo da máquina durante o ciclo de degelo.

b).- Características técnicas do equipamento.

Este sistema de refrigeração por absorção foi projetado e construído pela MADEF S.A. (Canoas / RS), encontra-se na atualidade instalado no H.C. da UNICAMP, operando com uma pequena parte do vapor de processo gerado nas caldeiras do próprio hospital, e apresenta as seguintes características técnicas de projeto:

- H_2O-NH_3 como par para fluido de trabalho.
- Capacidade de refrigeração de 24 kW.
- Capacidade de produção de gelo de 20 kg de gelo em escama/ciclo de 10 min.
- Duração do ciclo de congelamento de 9 min.
- Degelo feito com gás quente do condensador.
- Duração do ciclo de degelo de 1 min.
- Espessura do gelo de 5 a 6 mm.
- Temperatura de evaporação de $-10^{\circ}C$.
- Energia térmica utilizada de 48 kW como vapor d'água a $110^{\circ}C$.
- Potência elétrica instalada a 220 V - trifásica como a seguir:

a) bomba de solução: 0.75 kW;

- b) bomba de água para torre de resfriamento evaporativo: 0.38 kW;
 - c) ventilador para torre de resfriamento evaporativo: 0.75 kW;
 - d) bomba de água do gerador de gelo: 0.38 kW;
 - e) Motor elétrico para britador de gelo: 0.75 kW;
- Evaporador tipo inundado para fabricação de gelo em escama modelo GGD 0520 (pela definição comercial da MADEF) com 5 tubos cilíndricos de seção anular, com 2 m de comprimento cada. O gelo é formado nas superfícies das paredes externas e internas.
 - Absorvedor, Condensador e Resfriador de Solução Pobre de tipo serpentina, localizados dentro de uma torre de resfriamento evaporativa adaptada a partir de um condensador evaporativo modelo CE 70 (pela classificação comercial da MADEF).
 - Gerador (expulsor) de tipo casco e tubo com a solução de amônia por fora e o vapor d'água condensando dentro dos tubos.
 - Trocador solução-solução (pre-aquecedor de solução rica) de tipo 3 tubos em 1 com solução pobre fluindo dentro dos tubos interiores e a solução rica circulando no tubo exterior.
 - Coluna de retificação e destilação num mesmo corpo. A retificação é feita na parte superior da coluna num trocador de calor casco e tubo, onde a solução rica flui por fora dos tubos e o vapor e o refluxo trocam massa e calor dentro dos tubos preenchidos com anéis rasching de aço. Na parte baixa ocorre a destilação numa seção também preenchida com anéis rasching de aço.
 - Subresfriador de amônia de tipo casco e tubo com a amônia líquida dentro dos tubos e o vapor de amônia por fora destes.
 - Bomba de solução de deslocamento positivo através de três pistões niquelados com válvulas independentes de teflon, marca HIDROMAR modelo BH 6100.
 - Reservatório de solução forte.
 - Reservatórios para amônia líquida.
 - Válvula de expansão no evaporador de tipo bóia orifício calibrado.
 - Válvula de expansão tipo bocal para solução pobre à entrada do absorvedor.
 - Válvulas de passo e controle de fluxo.

c).- Sistema de medições experimentais.

Como foi dito na primeira parte da introdução, a instalação foi concebida inicialmente pela MADEF para um projeto de cogeração em barcos pesqueiros, pelo que já tinha previstos alguns pontos de medição de temperatura, via poços para termômetros, e tomadas para medidas de pressão via manômetros comuns. Para a medição de fluxo o sistema estava equipado com uma placa de orifício colocada numa seção após a bomba de solução para medir o fluxo de solução rica, e com visores de vidros nos receptores de amônia para contabilizar o fluxo de amônia à saída do condensador. Este sistema de medições foi elaborado pela própria MADEF.

Combinando estes pontos de medições e algumas considerações de balanço se poderia obter o fluxo de solução pobre para a avaliação da instalação. Porém, estas medições ficaram bastante longe para uma descrição e análise detalhada do sistema, pelo que foi necessário aperfeiçoar o sistema de medições.

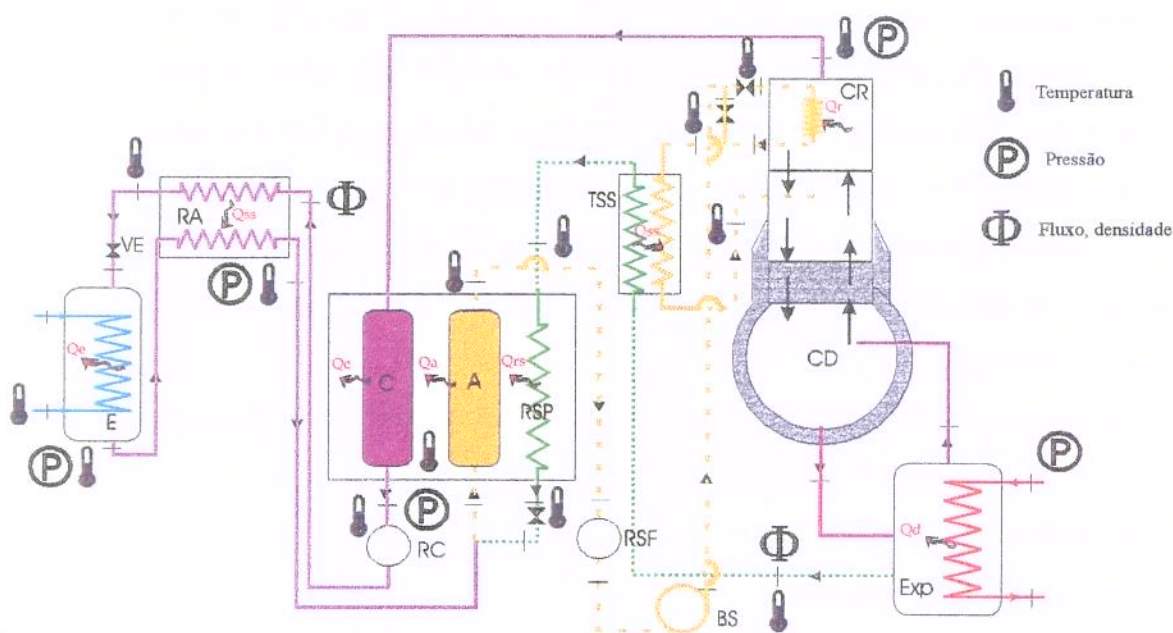


fig. 1.3. Esquema representativo dos pontos de coleta de dados experimentais.

Para isto durante a montagem da instalação no H.C. da UNICAMP, foi adaptado ao sistema de absorção um sistema de aquisição de dados via computador. Outras modificações foram feitas na instalação a fim de se obter os dados necessários para a avaliação da mesma. Foi construído ao

lado do sistema de absorção uma sala de instrumentação, onde foi instalado um microcomputador PC-IBM 386, atualmente substituído por um PC-IBM 486, adaptado com uma placa da aquisição de dados CAD 12/13 e um transformador de sinais para os trabalhos de processamento dos dados coletados. Através de um software foi feito o monitoramento e o tratamento dos sinais provenientes dos diversos sensores instalados no sistema de refrigeração.

Na figura 1.3 pode ser observado o diagrama dos pontos para coleta dos dados experimentais no sistema, e no anexo III se oferece uma descrição completa do sistema de medições. No trabalho de Silva (1994) pode ser revisado com detalhe o sistema primário de aquisição de dados.

1.4.2.- Método.

O método de trabalho empregado compreende três aspectos fundamentais: O modelamento teórico matemático do sistema, o ajuste deste modelo a partir dos experimentos levados a cabo na própria instalação, e posteriormente a simulação da operação da máquina e validação do modelo.

O processo de simulação numérica de qualquer sistema físico apresenta, em geral, dois grandes obstáculos que devem ser resolvidos para obter uma solução numérica conseqüente com o próprio sistema físico, estes são: a análise dos fenômenos que leva a um modelo matemático adequado e o algoritmo computacional para resolver este modelo. Estes dois processos estão representados pelos estreitamentos da figura 1.4.



fig. 1.4. Esquema representativo do processo de simulação matemática.

Este esquema foi estabelecido por Franks (1972) e representa a grandes rasgos o processo de simulação numérica para sistemas físicos, e as maiores dificuldades presentes neste processo. O primeiro aspecto deste esquema, denominado problema, refere-se ao estabelecimento do sistema a

ser simulado. Neste item deverão ter-se em conta as características mais importantes do sistema, serão selecionados os dados de entrada para a simulação, o tipo de resultado esperado para cada análise a ser feita, etc.

O segundo trata da análise feita ao sistema físico. Aqui o sistema é dividido em pequenos subsistemas, a partir de fronteiras convenientemente estabelecidas, o que ajuda a aprofundar o estudo dos fenômenos que acontecem neste. Este é um dos itens de maior dificuldade, pois normalmente é nesta etapa que se precisa de um profundo conhecimento das leis que dominam tais fenômenos. Dependendo deste conhecimento e da habilidade do pesquisador em traçar as fronteiras, em estabelecer as hipóteses certas, adequadas à realidade, o modelo matemático conseguirá em maior ou menor grau representar fielmente os processos que transcorrem no sistema e a relação que existe entre eles.

Por esta razão, no presente trabalho é efetuada uma primeira simulação aproximada do sistema, levando em conta a operação em regime permanente, que além de facilitar a compreensão dos fenômenos para a confecção do modelo matemático, mostra as principais dificuldades na solução do algoritmo computacional, oferecendo uma idéia geral de com que nível de profundidade dever-se-á modelar cada um dos componentes para uma boa simulação numérica do sistema.

O terceiro item é o modelo matemático propriamente dito. Este surge como consequência direta da análise do sistema, e expressa de forma matemática os processos que ocorrem e a relação entre estes. Através deste modelo se poderá avaliar um dos aspectos relativos à validade da análise feita, pois neste caso, tratando-se de um sistema físico o número de equações deve ser igual ao número de variáveis desconhecidas. Claramente, este é só um dos aspectos que garante a consistência física do modelo, pois a validade deste só se analisa por comparação com os experimentos ou através de uma detalhada análise das hipóteses feitas.

O quarto aspecto, o algoritmo matemático e computacional para simular o sistema físico, é ainda um dos itens de maior dificuldade, porém como explica Franks (1972), já foi quase impossível resolver esta questão antes de aparecerem os computadores digitais. Segundo aparece na tabela 1.1 a maioria dos processos industriais não teriam sido simulados matematicamente sem

ajuda dos computadores, razão pela qual as indústrias trabalharam com métodos de laboratórios e plantas pilotos, ficando os aspectos racionais e analíticos só para trabalhos meramente acadêmicos.

Tab. 1.1. Classificação dos problemas matemáticos pela sua complexidade de solução.

Tipo de equação	Equações lineares			Equações não lineares		
	Uma equação	Varias equações	Muitas equações	Uma equação	Varias equações	Muitas equações
Algébrica	Trivial	Fácil	Essencialmente impossível	Muito difícil	Muito difícil	Impossível
Diferencial ordinária	Fácil	Difícil	Essencialmente impossível	Muito difícil	Impossível	Impossível
Diferencial parcial	Difícil	Essencialmente impossível	Impossível	Impossível	Impossível	Impossível

O último aspecto refere-se tanto à avaliação da simulação efetuada (através dos experimentos ou comparações com dados similares preexistentes), como às análises sobre o comportamento do sistema frente às variações dos parâmetros de interesse.

Todos estes aspectos estão incluídos no processo de simulação e análise efetuado neste trabalho, e a sequência lógica destes itens constitui o método de trabalho.

Capítulo 2

Modelo matemático do sistema na operação em regime permanente. Primeira aproximação.

Como foi explicado no capítulo anterior, a correta análise física do sistema é um dos itens de maior dificuldade dentro do processo de simulação, porém um dos mais importantes, devido a que o modelo matemático, que constitui a base para a simulação, é obtido através desta análise. Qualquer erro na interpretação de algum fenômeno físico ou qualquer processo mal entendido afetará diretamente o modelo matemático e em consequência o processo de simulação. Por esta razão é desenvolvido neste capítulo um estudo detalhado de cada processo que acontece em cada um dos componentes da instalação.

Embora o regime de operação da máquina seja essencialmente transitório, pela própria natureza do processo de fabricação de gelo, e pelo ciclo de degelo correspondente; devido à complexidade dos processos que estão envolvidos e à dificuldade de modelar a máquina de forma global, é primeiramente apresentado o modelo matemático da operação em regime permanente, como uma aproximação ao modelo transitório.

Com este modelo em regime permanente consegue-se analisar com profundidade os processos que ocorrem em cada um dos componentes do sistema, visualizando a importância relativa que cada processo ou componente possui no desempenho da máquina. Para descrever e equacionar os processos físicos, cada componente é tratado como um volume de controle

independente, com suas próprias entradas e saídas. São então aplicadas, a cada um deles, algumas ou todas das seguintes equações gerais:

- Conservação total da massa:

$$\sum_i m_i = 0 \quad (2.1)$$

onde m é fluxo total de massa que entra ou sai do componente.

- Conservação da massa de cada espécie química (refrigerante/absorvente):

$$\sum_i m_i X_i = 0 \quad (2.2)$$

onde X é a concentração em $[\text{kg NH}_3/\text{kg solução}]$

- Conservação da energia:

$$\sum_i m_i h_i + Q_{\text{unid}} - W_{\text{unid}} = 0 \quad (2.3)$$

onde h é a entalpia em $[\text{kJ/kg}]$ do fluxo que entra ou sai do componente, Q_{unid} e W_{unid} são a taxa de transferência de calor e o trabalho expressados em $[\text{kW}]$ que entram ou saem do componente.

- Transferência de calor, que pode ser expressada, dependendo do componente, numa das seguintes equações:

$$Q_{\text{unid}} - (UA)_{\text{unid}} \Delta T_{\text{unid}} = 0 \quad (2.4a)$$

$$E\overline{FE}_{\text{unid}} - \overline{E\overline{FE}}_{\text{unid}} = 0 \quad (2.4b)$$

$$(NTU)_{\text{unid}}^R - (NTU)_{\text{unid}}^A = 0 \quad (2.4c)$$

onde (UA) é o coeficiente global de transferência de calor vezes a área, ΔT a diferença média de temperaturas no componente específico calculado através de $\Delta T = f_0 \text{DMLT}$. Aqui DMLT é a diferença média logarítmica de temperaturas e f_0 o coeficiente de correção do DMLT, que depende das temperaturas terminais e da geometria do trocador.

Na equação (2.4b) EFE é a efetividade do trocador de calor, determinada a partir das temperaturas dos fluidos que participam na troca de calor, e $\overline{\text{EFE}}$ é a efetividade calculada através das características do trocador e dos fluidos participantes (Incropera e Witt, 1990)

O termo NTU^A na equação (2.4c) é o número de unidades de transferência disponível de um determinado trocador de calor evaporativo, calculado a partir das características do trocador e dos fluidos, e NTU^R é o número de unidades de transferência requeridos, determinado através das entalpias do ar que atravessa o trocador (ver anexo IV).

- Equilíbrio pressão de vapor - temperatura - concentração (equação de estado):

$$f(P_i, T_i, X_i) = 0 \quad (2.5)$$

onde f representa uma função real, baseada na energia livre de Gibbs, que relaciona a pressão P , a temperatura T , e a concentração X , numa solução bicomponente e bifásica em estado de equilíbrio termodinâmico. A partir do conhecimento das variáveis anteriores podem se conhecer quaisquer das outras grandezas termodinâmica, ex:a entalpia, o volume específico, a entropia, etc.

- Transferência de massa, expressa em termos do desvio da temperatura do equilíbrio:

$$T_i = T_{iE}(P_i, X_i) + \text{DEV} \quad (2.6)$$

onde T_{iE} é a temperatura de equilíbrio às pressão e concentração reais, e DEV é a diferença entre a temperatura real e a de equilíbrio, medida experimentalmente.

- Perda de pressão nas tubulações e trocadores, ver anexo X:

$$P_i = P_{i-1} - \Delta P(\text{Re}, \epsilon, \frac{L}{D_i}) \quad (2.7)$$

onde P_{i-1} é a pressão à entrada do componente [bar], ΔP é a queda de pressão no componente [bar], sendo função das características do fluido, do regime de fluxo, da geometria e da rugosidade das paredes do componente. Re é o Número de Reynolds do fluxo de fluido e ϵ a rugosidade superficial relativa. as expressões para o cálculo dos diferentes ΔP ,

- Trabalho da bomba de solução:

$$W_B = \frac{(P_a - P_b)m_r}{\rho_r \eta_B} \quad (2.8)$$

onde η_B é a eficiência da bomba, obtida experimentalmente.

Com todos estes elementos, e baseado no digrama da figura 1.1, são descritos e formulados matematicamente os processo para cada componente da instalação, constituindo-se o modelo matemático da operação em regime permanente da máquina.

2.1.- Condensador

No anexo II podem ser revisadas as principais características deste trocador de calor evaporativo, e na figura 2.1 se pode observar o esquema representativo do mesmo.

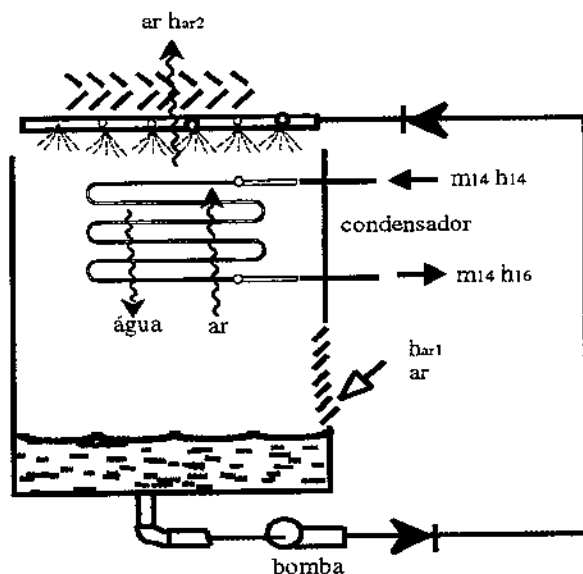


fig. 2.1.- Esquema representativo do condensador evaporativo.

Neste esquema o condensador aparece como um trocador evaporativo independente, mas se apontar que na realidade este opera numa mesma torre evaporativa junto ao absorvedor e o refrigerador de solução pobre.

O processo termodinâmico de condensação, que ocorre no interior dos tubos, pode ser observado no digrama de Merkel-Bonsjakovic da figura 2.2. O vapor refrigerante saindo do retificador é condensado sem nenhuma mudança na concentração total da solução gasosa, e como demonstra Kern (1950), através da aplicação da regra das fases ao processo de condensação das misturas de dois componentes miscíveis, a temperatura diminui durante o processo.

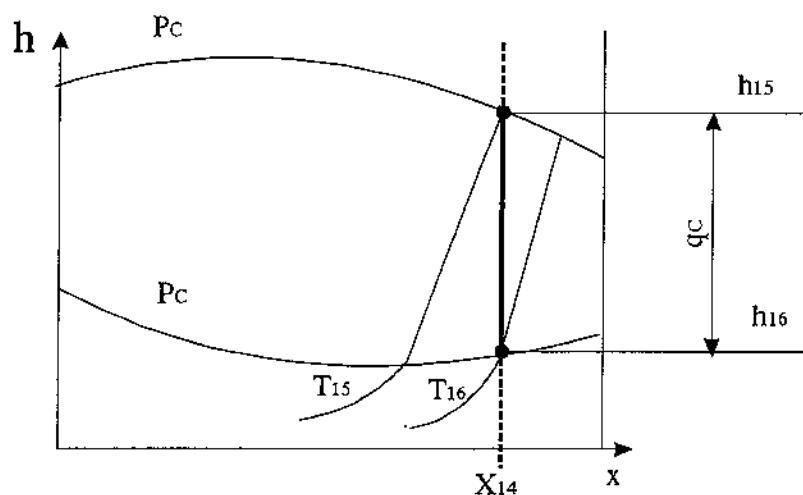


fig. 2.2. Processo de condensação no interior do tubos.

O vapor no estado 14 pode estar saturado ou superaquecido à pressão de condensação quando entra no condensador. Caso estiver superaquecido este deve-se resfriar até o estado 15. Caso contrário, se estiver saturado os pontos 14 e 15 coincidem.

A condensação do vapor é um processo onde a concentração total da mistura é invariável, devido à conservação de ambas espécies químicas, e portanto é um processo não isotérmico, onde a faixa de temperatura de condensação estará determinada pela eficácia do retificador.

Como foi mencionado anteriormente, devido ao fato de estarem os três trocadores operando dentro da mesma torre evaporativa, e pela condensação não isotérmica do vapor de amônia

retificado, deverão ser assumidas algumas hipóteses para ajustar-se à teoria do desenho e avaliação dos trocadores evaporativos apresentada no anexo IV, segundo a qual a temperatura de condensação é constante durante todo o processo, fazendo com que a temperatura do filme d'água de resfriamento seja constante durante todo o contato com as serpentinas.

Numa solução binária de dois componentes solúveis, na medida em que vai condensando o componente menos volátil, sua pressão parcial vai diminuindo e a temperatura de condensação da solução conseqüentemente vai também diminuindo.

Para representar matematicamente este processo deve ser elaborado um algoritmo iterativo para avaliação do coeficiente médio de película interno, que varia com a temperatura e a composição. Este processo se torna muito complexo, uma vez que a temperatura da água de resfriamento também é desconhecida dentro do processo de troca de calor sensível e latente, dificultando a modelagem destes processos de troca de calor e de massa com um alto grau de detalhe, dentro de todo o conjunto de equações que representam a instalação globalmente.

É assumido que o vapor saindo do retificador possui um conteúdo suficientemente pequeno de vapor de água, e devido a que esta apresenta um maior ponto de ebulição, estaria condensando na entrada do trocador. Ou seja, como explica Kern (1950), a faixa de temperatura de condensação existe somente numa pequena porção no início do trocador, portanto se assume que com um bom grau de exatidão o processo acontece fundamentalmente a uma temperatura constante igual a T_{16} .

Na teoria dos condensadores e resfriadores evaporativos simples é assumido que as temperaturas da água à entrada e à saída do trocador são iguais, pelo que a água de resfriamento não entra no balanço global de energia (ver anexo IV), porém neste caso a temperatura da água à saída (e à entrada) é estabelecida pelo balanço energético dos três componentes, nos quais efetivamente a temperatura da água varia durante o contato com as paredes dos trocadores, pois todos os processos (condensação, absorção, e resfriamento da solução pobre) são efetuados numa faixa de temperaturas dentro de cada componente.

Para os propósitos do modelamento é assumido que a variação da temperatura da água através das serpentinas é muito pequena, fato comprovado experimentalmente por Mizushina (1967), pelo que se considera o filme d'água com temperatura constante através das serpentinas

do condensador. Com estas considerações, as equações que governam os processos no condensador, são:

- Balanço total da energia,

$$m_{14}(h_{14} - h_{16}) + m_{arC}(h_{ar1} - h_{arC2}) = 0 \quad (2.9)$$

onde m_{arC} é o fluxo de ar ao condensador, estimado como:

$$m_{arC} = m_{arT} \frac{At_C}{At_T}$$

com m_{arT} sendo o fluxo de ar na torre evaporativa. At_C , At_T são as áreas transversais do condensador e da torre, e h_{ar1} , h_{arC2} são as entalpias do ar à entrada e saída do condensador evaporativo.

- Balanço na interface,

$$\ln \frac{h_{arCi} - h_{ar1}}{h_{arCi} - h_{arC2}} = \frac{K_M}{U_C} \frac{h_{arC2} - h_{ar1}}{T_{16} - T_i} \quad (2.10)$$

onde K_M é o coeficiente de troca de massa, U_C o coeficiente de troca de calor no condensador, que leva em conta as resistências em série do fluido condensando no interior dos tubos, as paredes dos tubos e o filme d'água.

T_i é a temperatura na interface água - ar, assumida como a temperatura média do filme d'água, e h_{ari} é a entalpia do ar saturado à temperatura da interface água - ar.

- Transferência de calor,

$$NTU_C^A - NTU_C^R = 0 \quad (2.11)$$

$$\text{onde } NTU_C^A = \frac{K_M A_C}{m_{arC}}$$

$$NTU_C^R = \frac{h_{arC1} - h_{ar1}}{h_{arC1} - h_{arC2}}$$

- Transferência de massa,

$$T_{16} = T_{16E}(P_c, XL_{16}) + DEVLc \quad (2.12)$$

- Equilíbrio no ponto 15 (quando $XG_{15} \neq 1$ e $T_{14} \neq T_{15}$),

$$T_{15} = T_{15E}(P_c, XG_{15}) \quad (2.13)$$

- Queda de pressão no condensador,

$$\Delta P_c = f\left(Re, \varepsilon, \frac{L}{D}\right)_c \quad (2.14)$$

2.2.- Evaporador, válvula de expansão e sub-resfriador de amônia.

Estes três componentes juntos à bomba de circulação d'água e o triturador de gelo constituem o gerador de gelo da máquina, e operam como um único componente,. Por isto eles são analisados em conjunto.

O evaporador opera o tempo todo em regime transitório, devido fundamentalmente a que durante o processo de formação e crescimento do gelo nas paredes dos tubos evaporadores, a resistência térmica aumenta de forma considerável, desde um valor bem baixo no início do processo (quando não há gelo, ou a espessura é muito pequena), até um valor muito alto, quando a espessura do gelo atingiu um valor tal que, devido a sua condutividade tão baixa, sua resistência começa a predominar no coeficiente global de troca de calor.

Para aproximar a operação transitória deste componente à operação em regime permanente, consistente com este primeiro modelo deverão ser feitos alguns ajustes ao esquema do evaporador.

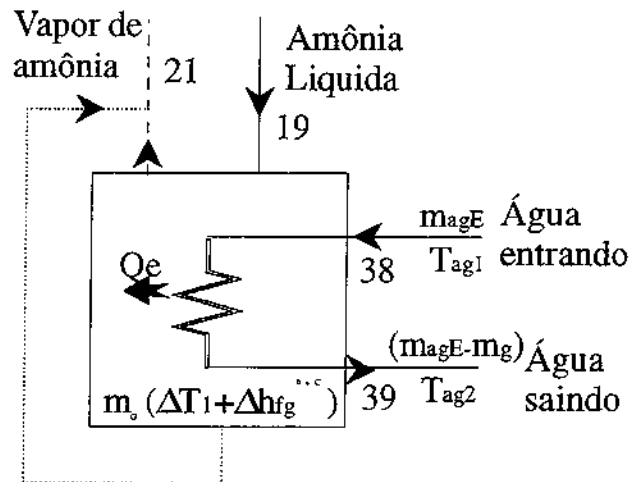


fig.2.3 Esquema representativo do evaporador.

Na figura 2.3 está representado esquematicamente o evaporador para o modelo em regime permanente. A característica fundamental do processo de evaporação num modelo de operação em regime permanente é a invariabilidade da concentração total da mistura entre a entrada e a saída do evaporador.

Como no caso do condensador, o processo de evaporação não é isotérmico, como se pode observar na figura 2.4, onde está representado o processo termodinâmico de evaporação sobre o diagrama de Merkel-Bonsjakovic, junto aos processos que ocorrem na válvula de expansão e no sub-resfriador amônia.

No diagrama de operação da instalação, na figura 1.1, se pode notar como a solução de alta concentração atinge a válvula de expansão como líquido subresfriado a temperatura T_{18} , proveniente do trocador de calor que faz a função de sub-resfriador de amônia. A solução é então expandida da pressão P_C até a pressão P_E , num processo a entalpia constante.

É bom notar que no diagrama de Merkel-Bonsjakovic a posição dos pontos 18 e 19 coincidem por terem a mesma entalpia e concentração total, enquanto o ponto 19 está à pressão P_E e temperatura T_{19} , normalmente em estado de mistura líquido - gás, entanto que o ponto 18

está à pressão P_c e temperatura T_{18} , como líquido subresfriado. Este fato pode ser observado na figura 2.6 onde é representado o processo de expansão.

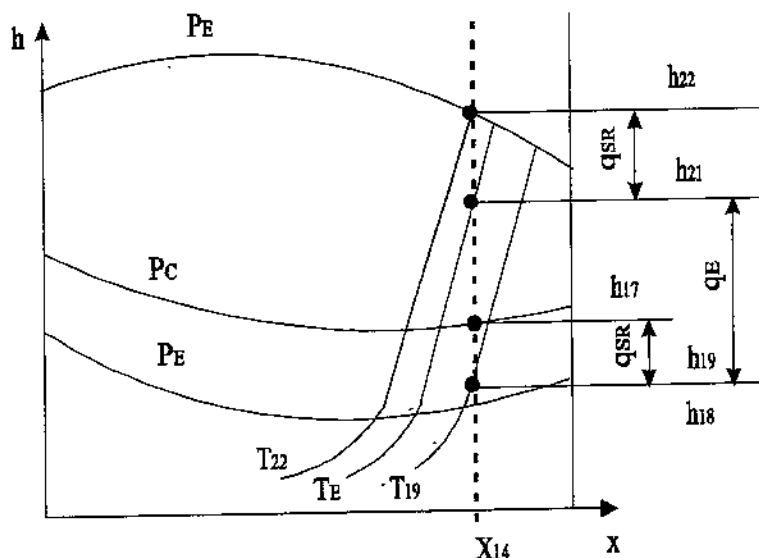


fig. 2.4 Representação termodinâmica dos processos de subresfriamento, expansão e evaporação do líquido.

Uma vez que a expansão do refrigerante é feita através de um orifício calibrado, dependendo da temperatura do líquido no ponto 18, este poderá entrar no evaporador como líquido subresfriado ou saturado, ou como uma mistura saturada vapor - líquido. No primeiro caso este deverá aquecer até a temperatura de evaporação no estado 20, e o processo de evaporação tem lugar entre os estados 20 e 21. O evaporador, de tipo inundado, garante o estado de vapor saturado na saída.

Neste primeiro modelo aproximado é admitido que a resistência à transferência de calor no evaporador é constante, e para estimar esta resistência térmica é assumido um valor da espessura de gelo de aproximadamente 0,005 m. Com isto, o valor $(UA)_E$ é constante, e leva em conta as resistências em série do fluido que evapora dentro dos tubos, das paredes dos tubos e da camada de gelo formada. De outra parte, a diferença média de temperaturas aplicada à equação de

transferência de calor é tomada como a diferença média logarítmica entre os valores das temperaturas de entrada e saída do refrigerante, e a temperatura externa da camada de gelo (0°C).

Na medida em que ocorre a solidificação, o fluxo térmico não pode ser representado apenas por um conjunto de resistências térmicas em série, implicando um produto $(AU)_E$ vezes uma diferença de temperaturas entre o refrigerante e a água, a 2°C por exemplo. Por outro lado, o processo e transferência de calor entre o refrigerante e a frente de solidificação, excluindo este fenômeno e o resfriamento sensível da água líquida, pode ser expresso como um conjunto de resistências térmicas em série, isto é, como um produto do coeficiente $(UA)_E$ vezes a diferença de temperatura entre o refrigerante e a temperatura de solidificação. Por isto a escolha desta opção.

O modelo estabelecido para o evaporador nesta primeira aproximação é baseado, como foi dito no início, na constância da concentração total ao longo do processo, mas vale esclarecer que esta situação não acontece de forma natural como no caso do processo de condensação.

O fato de ser um evaporador inundado não garante que a concentração total seja constante durante o processo de evaporação, pois a água contida na amônia retificada tende a se acumular na parte mais baixa do tanque separador, pelo que deverá ser feita sua retirada, de forma continua ou periódica, através de uma extração de amônia líquida na parte mais baixa deste tanque. Neste caso assume-se que existe uma extração contínua, como pode-se ver na figura 2.3, que garante a condição de concentração total constante durante todo o processo de evaporação.

Uma análise detalhada relativa às bases para a modelagem em regime permanente do evaporador e à perda de capacidade frigorífica devido ao conteúdo d'água da solução de alta concentração no evaporador pode ser revisada no anexo V. Com as considerações apontadas acima, para o regime permanente de operação, as equações que governam este sistema são:

- Conservação da energia, ver anexo V,

$$m_{19} (h_{19} - h_{21}) = Q_E \quad (2.15)$$

$$m_G (Cp_G \Delta T_{TG}^0 + \lambda_G^0 + Cp_A \Delta T_{T0}^{Tamb}) = Q_E \quad (2.16)$$

onde m_G é a massa de gelo formada nas paredes dos tubos evaporadores, ΔT_{TG}^0 é a variação de temperatura da massa de gelo desde 0°C até a temperatura real, λ_g^0 é o calor de fusão do gelo à temperatura de 0°C , e ΔT_0^{Tamb} representa a variação da temperatura da água de reposição desde a temperatura ambiente até 0°C .

- Transferência de calor,

$$Q_E - (UA)_E \Delta T_E = 0 \quad (2.17)$$

onde:

$$\Delta T_E = f_{0E} DMLT_E$$

$$DMLT_E = \frac{(T_{21} - T_{20})}{\ln\left(\frac{T_{21} - 0}{T_{20} - 0}\right)}$$

- Equilíbrio no ponto 20 (quando $T_{20} \neq T_{19}$),

$$T_{20} = T_{20E}(P_e, XL_{20}) \quad (2.18)$$

- Equilíbrio no ponto 21,

$$XG_{21} = XG_{21E}(P_e, T_{21}) \quad (2.19)$$

O evaporador, durante o processo de formação de gelo, e durante o ciclo de degelo, será objeto de um estudo mais profundo, por ser este equipamento o que introduz o regime transitório de operação do sistema, devido à formação de gelo nas paredes dos tubos evaporadores, e pelo ciclo de degelo correspondente.

Na figura 2.5 é representada esquematicamente a válvula de expansão do evaporador, que está colocada na entrada do tanque separador, e na figura 2.6 está representado o processo termodinâmico de expansão

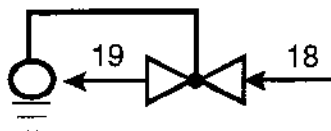


fig. 2.5. Esquema representativo da válvula de expansão.

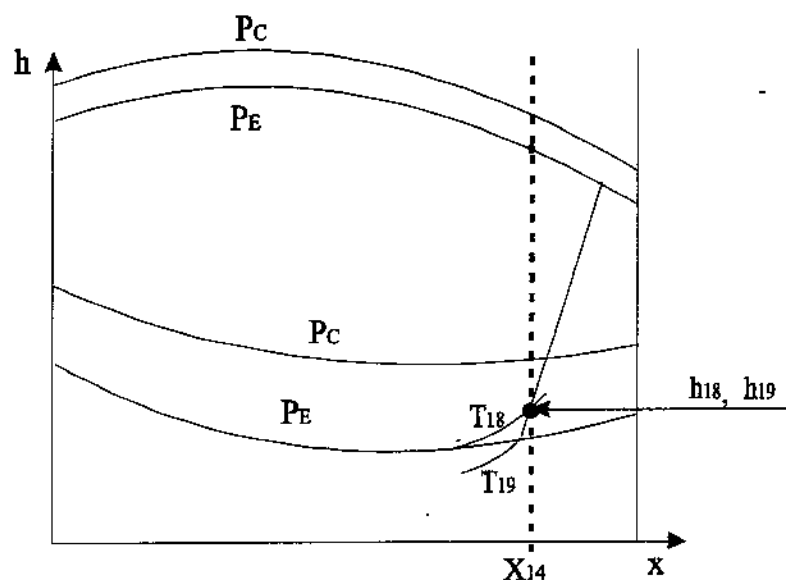


fig. 2.6. Processo termodinâmico de expansão adiabática

Este dispositivo de expansão consiste numa válvula do tipo bóia para controle do nível de líquido no evaporador inundado, com orifício calibrado para a expansão. Para este componente tem-se as seguintes equações:

- Conservação da energia,

$$h_{19} - h_{18} = 0 \quad (2.20)$$

- Equilíbrio no ponto 19,

$$T_{19} = T_{19E}(P_e, XL_{19}) \quad (2.21)$$

Na figura 2.7 é representado esquematicamente o sub-resfriador de amônia. A necessidade da colocação deste trocador, antes da válvula de expansão, para a obtenção do efeito de refrigeração máximo, pode-se demonstrar fazendo a análise do processo de evaporação sem resfriamento e comparando com o real. Detalhes da influência deste trocador no desempenho e operação da máquina podem ser encontrados no anexo VI.

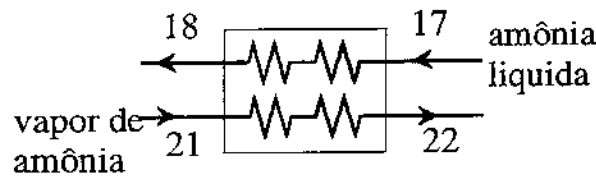


fig. 2.7. Representação esquemática do sub-resfriador de amônia.

Este componente consiste num trocador de calor de tubo e carcaça, onde o fluxo quente de amônia que vai para o evaporador troca calor com o vapor frio que sai deste em direção ao absorvedor. Este corre sem mudança de fase, o vapor recebe calor e o líquido se subresfria, e sem mudança das concentrações totais. As equações para este componente são:

- Balanço da energia,

$$m_{17}(h_{17} - h_{18}) = Q_{SR} \quad (2.22)$$

$$m_{21}(h_{22} - h_{21}) = Q_{SR} \quad (2.23)$$

- Transferência de calor,

$$Q_{SR} - (UA)_{SR} \Delta T_{SR} = 0 \quad (2.24)$$

onde:

$$\Delta T = f_{OSR} DMLT_{SR}$$

$$DMLT_{SR} = \frac{(T_{17} - T_{22}) - (T_{18} - T_{21})}{\ln\left(\frac{(T_{17} - T_{22})}{(T_{18} - T_{21})}\right)}$$

- Queda de pressão do lado do vapor e do líquido respetivamente ,

$$\Delta P_{SR}^v = f\left(Re, \varepsilon, \frac{L}{D}\right)_{SR}^v \quad (2.25)$$

$$\Delta P_{SR}^L = f\left(Re, \varepsilon, \frac{L}{D}\right)_{SR}^L \quad (2.26)$$

2.3.- Gerador de amônia.

Não é objetivo deste trabalho analisar em detalhe os fenômenos de transporte no gerador de amônia. Neste equipamento tem lugar processos complexos de transferência de calor e massa que precisam do conhecimento das resistências à transferência de massa entre o vapor que ascende e o líquido que desce pela coluna, através dos recheios de anéis rashing. É também necessário conhecer algumas das temperaturas internas para avaliação dos coeficientes de troca de calor, etc.

Dada a complexidade destes processos e a importância relativa deste componente dentro do sistema, pois é nele onde acontece o processo de separação e onde se reportam as maiores irreversibilidades da máquina (Silva, 1994 e Pratts, 1998), está sendo executada uma tese de doutorado paralela a esta, que procura a confecção de um modelo para a determinação das principais características de operação deste conjunto gerador (Fernandes, 1998). Este modelo será posteriormente acoplado ao presente modelo global.

Por estas razões é assumido neste trabalho um modelo simples que utiliza coeficientes globais de transferência de calor, os quais serão avaliados de forma experimental, dentro dos

limites impostos pelas características construtivas à colocação de sensores, e será utilizado o conceito de eficiência da retificação para ajustar o modelo teórico aos parâmetros experimentais obtidos.

O gerador de amônia é constituído pelo retificador, a coluna de destilação e o desorvedor (expulsor). O uso da coluna de destilação e o retificador do vapor de amônia permitirá a obtenção de vapor com alta concentração de amônia. É importante apontar que não é possível atingir uma alta concentração de amônia no vapor apenas com a utilização do desorvedor e do retificador. É preciso o emprego da coluna de destilação, como se poderá apreciar mais adiante.

Para obter o modelo matemático do conjunto gerador é feita uma análise separada para cada um dos seus componentes, com isto é mais fácil ajustar o modelo a partir dos dados experimentais, empregando o conceito de eficiência da retificação.

2.3.1.- Retificador

Na figura 2.8 pode-se observar a representação esquemática do retificador de amônia do sistema. Neste componente o vapor saturado ou superaquecido no estado 11 entra ao retificador à pressão de retificação. Se o vapor estiver superaquecido primeiramente resfria-se até o equilíbrio (estado 13, marcado por XXX), parte deste vapor condensa, rejeitando calor à solução forte que circula na carcaça do retificador, entrando no estado 28 e saindo no estado 30.

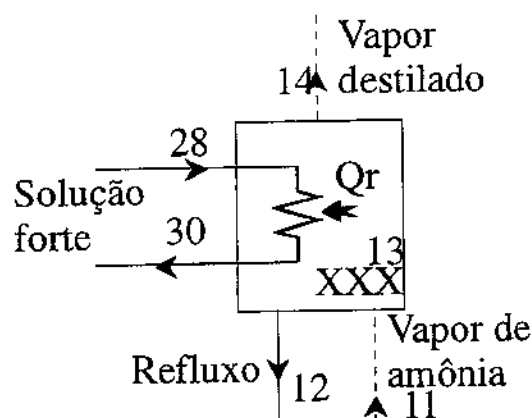


fig. 2.8 Esquema representativo do retificador.

$$\eta_R = \frac{m_{12\text{teor}}}{m_{12}}$$

enservimento total de massa

$$m_{11} - m_{12} - m_{14} = 0 \quad (2.27)$$

- Conservação das espécies químicas,

$$m_{11}XG_{11} - m_{12}XL_{12} - m_{14}XG_{14} = 0 \quad (2.28)$$

- Balanço de energia,

$$m_{28}(h_{30} - h_{28}) = Q_R \quad (2.29)$$

$$m_{11}h_{11} - m_{14}h_{14} - m_{12}h_{12} = Q_R \quad (2.30)$$

- Transferência de calor,

$$Q_R - (UA)_R \Delta T_R = 0 \quad (2.31)$$

onde:

$$\Delta T_R = f_{0R} DMLT_R$$

$$DMLT_R = \frac{(T_{13} - T_{30}) - (T_{14} - T_{28})}{\ln \left(\frac{(T_{13} - T_{30})}{(T_{14} - T_{28})} \right)}$$

- Transferência de massa no lado do líquido,

$$T_{12} = T_{12E}(P_{12}, XL_{12}) + DEVL_R \quad (2.32)$$

- Transferência de calor e massa no lado do vapor,

$$T_{13} = T_{12} + DEVG_R \quad (2.33)$$

- Equilíbrio no ponto 14,

$$X_{14} = X_{14E}(P_{14}, T_{14}) \quad (2.34)$$

- Equilíbrio no ponto 13 (se $T_{13} \neq T_{11}$),

$$X_{13} = X_{13E}(P_{13}, T_{13}) \quad (2.35)$$

- Queda de pressão no vapor (interior dos tubos) e no líquido (exterior dos tubos),

$$\Delta P_R^v = f\left(Re, \varepsilon, \frac{L}{Di}\right)_R^v \quad (2.36)$$

$$\Delta P_R^l = f\left(Re, \varepsilon, \frac{L}{Di}\right)_R^l \quad (2.37)$$

2.3.2.- Desorvedor

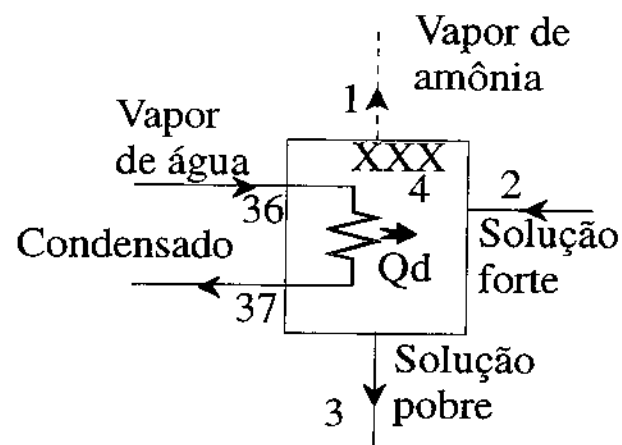


fig. 2.10. Esquema representativo do desorvedor.

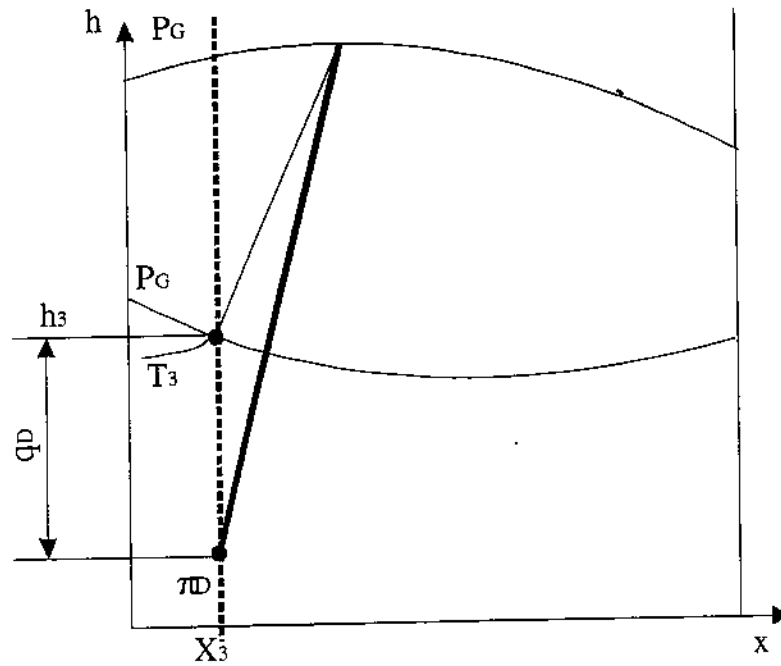


fig. 2.10. Processo termodinâmico no desorvedor (expulsor)

Nas figuras 2.10a pode ser observado o esquema representativo do desorvedor. As equações que dominam o processo de desorção são:

- Conservação total de massa,

$$m_2 - m_1 - m_3 = 0 \quad (2-30)$$

- Conservação das espécies químicas,

$$m_2 XL_2 - m_1 XG_1 - m_3 XL_3 = 0 \quad (2-31)$$

- Conservação da energia,

$$m_{36} (h_{36} - h_{37}) = Q_D \quad (2-32a)$$

$$(m_2 h_2 - m_1 h_1 - m_3 h_3) = Q_D \quad (2-32b)$$

- Transferência de calor,

$$Q_D = (UA)_D \Delta T_D \quad (2-33)$$

onde:

$$\Delta T_D = f_{0D} \text{DMLTD}$$

$$\text{DMLT}_D = \frac{(T_3 - T_2)}{\ln \left(\frac{(T_{36} - T_2)}{(T_{37} - T_3)} \right)}$$

- Transferência de massa no líquido,

$$T_3 = T_{3E}(P_D, XL_3) + \text{DEVL}_D \quad (2-34)$$

- Transferência de massa no vapor,

$$T_1 = T_3 + \text{DEVG}_D \quad (2-35)$$

- Equilíbrio no ponto 1,

$$XG_1 = XG_{1E}(T_1, P_D) \quad (2-36)$$

2.3.3.- Coluna de destilação

Na figura 2.11 aparece a representação esquemática da coluna de destilação. Esta é composta de empacotamentos de anéis rashing para melhorar a transferência de calor entre o

vapor que é produzido no gerador e a mistura líquida formada pela solução rica que entra como fluxo de alimentação à coluna, e o refluxo do processo de retificação.

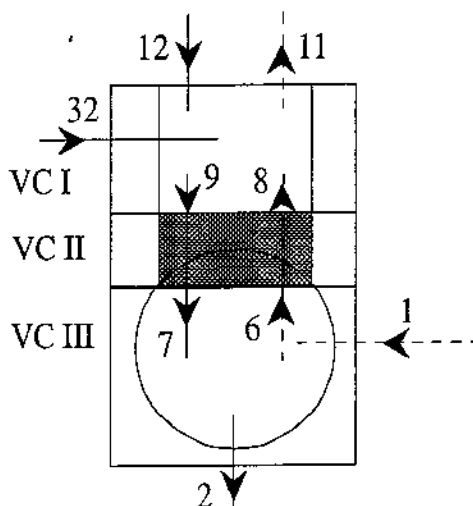


fig. 2.11. Representação esquemática da coluna de destilação.

A coluna de destilação é dividida em três volumes de controle independentes, o volume de controle II, que representa a seção recheada de anéis é tratado como um prato de destilação que possui uma certa eficiência η_p . Este recurso é empregado para um melhor ajuste do modelo matemático aos fenômenos físicos sem adentrar-se nas questões relativas à transferência de calor e massa. No resto dos volumes é considerado que não troca de energia e massa entre o vapor e o líquido. Assim, este sistema é representado pelas seguintes equações:

Volume de controle I

- Conservação total de massa,

$$(1 - U_{32})m_{32} + m_{12} - m_9 = 0 \quad (2.37)$$

$$m_{11} - m_8 = 0 \quad (2.38)$$

- Conservação das espécies químicas,

$$(1 - U_{32})m_{32}XL_{32} + m_{12}XL_{12} - m_9XL_9 = 0 \quad (2.39)$$

$$m_{11}XG_{11} - m_8XG_8 = 0 \quad (2.40)$$

- Conservação da energia,

$$(1 - U_{32})m_{32}h_{32} + m_{12}h_{12} - m_9h_9 = 0 \quad (2.41)$$

$$m_{11}h_{11} - m_8h_8 = 0 \quad (2.42)$$

Volume de controle II

- Conservação total da massa,

$$m_9 + m_6 - m_7 - m_8 = 0 \quad (2.43)$$

- Conservação das espécies químicas,

$$m_9XL_9 + m_6XG_6 - m_7XL_7 - m_8XG_8 = 0 \quad (2.44)$$

- Conservação de energia,

$$m_9h_9 + m_6h_6 - m_7h_7 - m_8h_8 = 0 \quad (2.45)$$

- Equilíbrio no vapor,

$$XG_8 = XG_E(T_8, P_8) \quad (2.46)$$

- Transferência de massa no líquido,

$$T_7 = T_8 + \text{DEVL} \quad (2.47)$$

Volume de controle III

- Conservação total da massa,

$$m_7 - m_2 = 0 \quad (2.48)$$

$$m_6 - m_1 = 0 \quad (2.49)$$

- Conservação das espécies químicas,

$$m_7 \text{XL}_7 - m_2 \text{XL}_2 = 0 \quad (2.50)$$

$$m_6 \text{XG}_6 - m_1 \text{XG}_1 = 0 \quad (2.51)$$

- Conservação da energia,

$$m_7 h_7 - m_2 h_2 = 0 \quad (2.52)$$

$$m_6 h_6 - m_1 h_1 = 0 \quad (2.53)$$

Na figura 2.12 é apresentado o processo de geração de amônia que ocorre em todo o gerador. Os pontos π_R e π_D representam os polos de retificação e desorção, que podem ser determinados pelos balanços de massa e energia em cada uma das colunas respectivas, para as concentrações dos fluxos às entradas e saídas do gerador. O calor q_G representa todo o calor que é

necessário subministrar no gerador para separar ambas as substâncias e manter o processo de retificação.

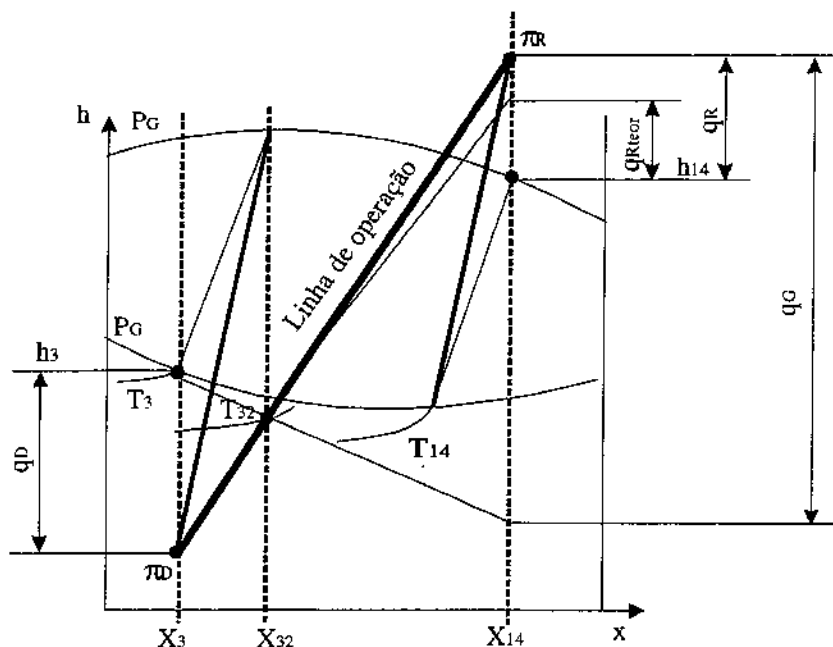


fig. 2.12 Processo de geração e retificação de amônia.

Aqui é assumido que o ponto 32, que representa a solução forte entrando no gerador, está em estado subresfriado, como está estabelecido no projeto, mas dependendo das condições de operação, este pode também estar saturado como mistura de vapor e líquido. Isto é discutido mais na frente, a modelagem do trocador de calor solução-solução. Como foi mencionado anteriormente os detalhes dos processos de geração e retificação podem ser revisados no anexo VII.

2.4.- Absorvedor.

Na figura 2.13 está representado esquematicamente o absorvedor do sistema que opera no interior da torre de resfriamento evaporativa. Vale lembrar que como no caso do condensador, este trocador é representado para os propósitos da modelagem como um trocador evaporativo independente, mas na instalação original este opera em conjunto com o condensador e o resfriador

absorve o vapor de alta concentração produzido no evaporador, que normalmente possui certo grau de superaquecimento devido à troca de calor no sub-resfriador de amônia.

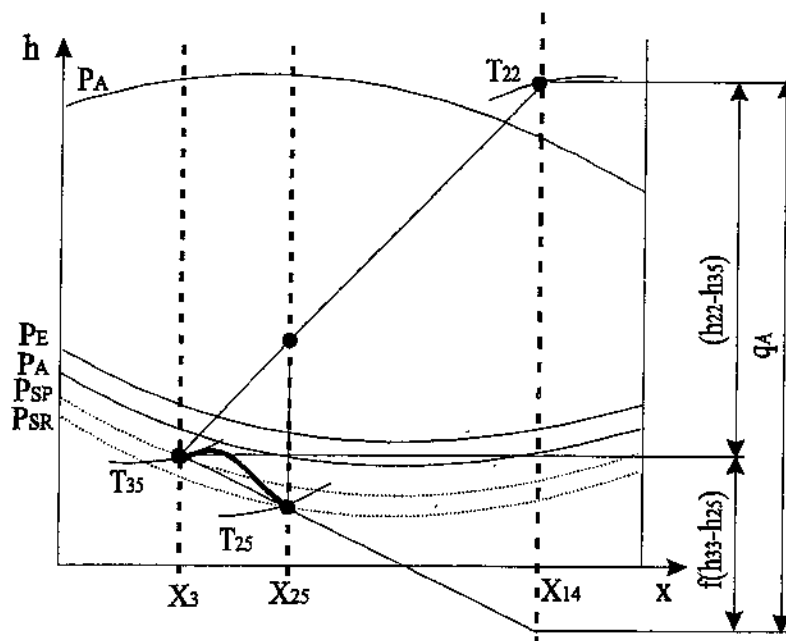


fig. 2.14. Processo termodinâmico de absorção.

A linha de operação do absorvedor, que se encontra entre os pontos 35 e 25, geralmente é desconhecida, pois é difícil prever o comportamento das pressões parciais da solução líquida e do vapor à medida em que o fluxo bifásico avança na direção da solução forte à saída do absorvedor.

Seguindo a lógica dos processos que acontecem neste trocador, a linha de operação é representada como uma curva que no início tende a aproximar-se da pressão parcial da solução à pressão de saturação do absorvedor, devido fundamentalmente à intensidade do processo de absorção na primeira parte do absorvedor. Depois esta pressão tende a diminuir pelo próprio resfriamento da solução. Desta análise se pode deduzir que em geral esta curva vai depender principalmente da construção do absorvedor. Maiores detalhes sobre o processo de absorção podem ser revisados no anexo VIII.

A maior dificuldade na modelagem deste trocador de calor evaporativo é precisamente a dificuldade de estimar um coeficiente global de transferência de calor, devido à transferência de massa e energia na interface água - ar. De outro lado, para equacionar este processo de absorção com resfriamento evaporativo deve-se estimar o coeficiente de película no interior do tubo, que como foi comentado acima, é uma tarefa muito complexa.

Pela dificuldade de conhecer com clareza o comportamento do processo de absorção, e pela falta de informação na literatura especializada (não foi encontrada nenhuma referência a respeito) deste processo dentro de um trocador resfriado evaporativamente, foram empregadas as duas metodologias de cálculo apresentadas no anexo IV (condensador e resfriador evaporativo), para a modelagem e simulação deste processo.

De acordo com a teoria de Lorenz, apresentada no anexo VIII, o calor a ser retirado no absorvedor é composto aproximadamente pelo calor de condensação do vapor à temperatura de absorção e o calor de dissolução da amônia no absorvente. Esta análise sugere a idéia de modelar o absorvedor como um condensador evaporativo onde é substituído o calor de condensação pelo calor de absorção. Para isto são válidas as considerações estabelecidas na modelagem do condensador.

Entretanto, o fato da variação notável da temperatura da solução desde a entrada até a saída do absorvedor, faz observar com receio a validade das considerações feitas ao condensador quando aplicadas ao absorvedor. Por isto é empregada, de maneira alternativa, a metodologia do resfriador evaporativo, onde a temperatura do fluido no interior dos tubos e da água de resfriamento variam ao longo do processo.

O emprego desta metodologia na modelagem do absorvedor faz definir um valor fictício de calor específico para o fluido bifásico. Estando o vapor condensando ao tempo que flui junto à solução, o conceito de calor específico não é aplicável. Este pseudo calor específico é só um recurso para a aplicação da teoria do resfriamento evaporativo de fluidos ao processo de absorção. Assim, as equações que definem o modelo matemático deste processo são:

- Conservação da massa total,

$$m_{22} + m_{35} - m_{25} = 0 \quad (2.55)$$

- Conservação das espécies químicas,

$$m_{22}X_{22} + m_{35}X_{35} - m_{25}X_{25} = 0 \quad (2.56)$$

- Conservação da energia,

Como condensador evaporativo

$$m_{25}(h_{23} - h_{25}) + m_{arA}(h_{ar1} - h_{arA2}) = 0 \quad (2.57)$$

com

$$h_{23} = \frac{m_{35}h_{35} + m_{22}h_{22}}{m_{35} + m_{22}}$$

onde m_{arA} é o fluxo de ar ao absorvedor, este é estimado pela área frontal que ocupa o condensador dentro da torre:

$$m_{arA} = m_{arT} \frac{At_A}{At_T}$$

Aqui m_{arT} é o fluxo de ar na torre evaporativa. At_C e At_T são as áreas transversais do absorvedor e da torre evaporativa. h_{ar1} e h_{arC2} são as entalpias do ar à entrada e saída do absorvedor evaporativo.

Como resfriador evaporativo

$$C_F(T_{35} - T_{25}) = m_{arA}(h_{arA2} - h_{ar1}) \quad (2.57a)$$

onde:

$$C_F = m_{25} C_p = \frac{Q_A}{(T_{35} - T_{25})}$$

- Balanço na interface,

Como condensador evaporativo

$$\ln \frac{h_{arA1} - h_{ar1}}{h_{arA1} - h_{arC2}} = \frac{K_M}{U_A} \frac{h_{arA2} - h_{ar1}}{T_{25} - T_i} \quad (2.58)$$

onde K_M é o coeficiente de troca de massa. U_A é o coeficiente de troca de calor no absorvedor, que leva em conta as resistências em série do fluido condensando no interior dos tubos, as paredes dos tubos e o filme d'água. T_i é a temperatura na interface água - ar, assumida como a temperatura média do filme d'água, e h_{ar1} a entalpia do ar saturado à temperatura da interface água - ar.

Como resfriador evaporativo

$$\frac{T_{23} - T_i}{T_{25} - T_i} = \frac{h_{ari} - h_{ar1}}{h_{ari} - h_{arA2}} \exp\left(\frac{U_A m_{arA}}{C_F K_M}\right) \quad (2.58a)$$

- Transferência de calor,

$$NTU_A^A - NTU_A^R = 0 \quad (2.59)$$

onde:

$$NTU_A^A = \frac{K_M A_A}{m_{arA}}$$

$$NTU_A^R = \frac{h_{arA1} - h_{ar1}}{h_{arA1} - h_{arA2}}$$

- Transferência de massa,

$$T_{25} = T_{25E}(P_{25}, X_{25}) + DEVL_A \quad (2.60)$$

- Queda de pressão no evaporador

$$\Delta P_A = f\left(Re, \varepsilon, \frac{L}{D}\right)_A \quad (2.61)$$

2.5.- Trocador solução-solução.

Na figura 2.15 é representado esquematicamente o trocador de calor empregado para a transferência de energia da solução pobre no estado 3 à solução rica no estado 31. A principal característica deste processo é a constância da concentração de ambos fluxos. Este trocador de calor é do tipo três tubos em um com arranjo triangular. A solução pobre e quente flui no interior dos três tubos, e circula em contracorrente com o fluxo de solução rica e fria. As características construtivas deste podem ser vistas no anexo II.

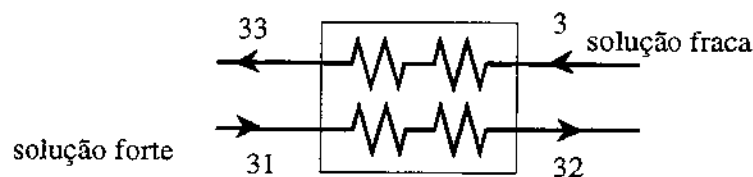


fig. 2.15. Esquema representativo do trocador de calor solução-solução.

A temperatura de saturação da solução rica é mais baixa do que a da solução pobre, pelo que, dependendo da temperatura da solução pobre à entrada e das condições do processo de

transferência de calor, a solução forte pode sair do trocador como líquido subresfriado, saturado, ou ainda em estado de mistura.

Esta condição de possível vaporização da solução rica no trocador, assim como as consequências desta no resto da instalação, pode ser revisada no anexo IX. Também neste anexo há uma pequena discussão do efeito deste trocador no desempenho da máquina. Assim, as equações que descrevem o sistema são:

- Conservação da energia,

$$m_{31}(h_{32} - h_{31}) = Q_{TSS} \quad (2.62)$$

$$m_3(h_3 - h_{33}) = Q_{TSS} \quad (2.63)$$

- Transferência de calor,

$$Q_{TSS} = (UA)_{TSS} \Delta T_{TSS}$$

onde

$$\Delta T_{TSS} = f_{0TSS} DMLT_{TSS};$$

$$DMLT_{TSS} = \frac{(T_3 - T_{32}) - (T_{33} - T_{31})}{\ln\left(\frac{(T_3 - T_{32})}{(T_{33} - T_{31})}\right)}$$

No caso de vaporização no trocador deverão ser feitas algumas modificações nas equações anteriores. Isto pode ser analisado no anexo IX.

- Perda de pressão na solução rica e pobre respetivamente,

$$\Delta P_{TSS}^{SR} = f\left(Re, \epsilon, \frac{L}{D}\right)_{TSS}^{SR} \quad (2.64)$$

$$\Delta P_{TSS}^{SP} = f \left(Re, \varepsilon, \frac{L}{D} \right)_{TSS}^{SP} \quad (2.65)$$

2.6- Resfriador de solução pobre.

Como é explicado na análise do processo de absorção no anexo VIII, é fundamental o subresfriamento da solução pobre antes de entrar no absorvedor para garantir a diferença de pressões parciais entre a solução e o vapor refrigerante, necessária para uma absorção efetiva. Este subresfriamento é geralmente logrado no trocador de calor solução-solução.

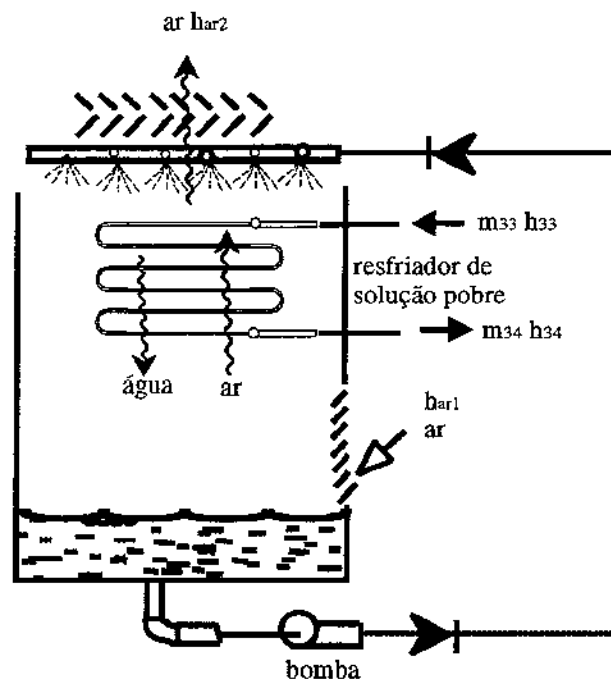


fig. 2.16 Esquema representativo do resfriador evaporativo de solução pobre.

Neste caso, onde é aproveitado o calor de retificação através da troca de calor da solução rica com o vapor a ser retificado, antes de passar pelo trocador, pode não ser atingido o subresfriamento necessário da solução pobre antes de entrar em contato com o vapor produzido

no evaporador, e por esta razão é colocado o sub-resfriador de solução pobre, que garante o estado subresfriado da solução.

Na figura 2.14 é apresentado esquematicamente o sub-resfriador de solução pobre, localizado dentro da torre de resfriamento evaporativo. Como no caso dos trocadores de calor sensível, a principal característica do processo é a constância da concentração.

Assim como nos casos do condensador e do absorvedor, este trocador é representado como um trocador independente, mas este opera junto aos dois anteriores dentro da mesma torre. Com estas considerações, as equações que modelam o resfriador de solução pobre são:

- Conservação da energia,

$$C_F(T_{34} - T_{35}) = m_{arRSP}(h_{arRSP2} - h_{ar1}) \quad (2.66)$$

onde:

$$C_F = m_{35}C_p = \frac{Q_{RSP}}{(T_{34} - T_{35})}$$

- Balanço na interface água-ar,

$$\frac{T_{34} - T_i}{T_{35} - T_i} = \frac{h_{ari} - h_{ar1}}{h_{ari} - h_{arRSP2}} \exp\left(\frac{U_{RSP} m_{arRSP}}{C_F K_M}\right) \quad (2.67)$$

- Transferência de calor,

$$NTU_{RSP}^A - NTU_{RSP}^R = 0 \quad (2.68)$$

onde:

$$NTU_{RSP}^A = \frac{K_M A_{RSP}}{m_{arRSP}}$$

$$NTU_{RSP}^R = \frac{h_{arRSPi} - h_{ar1}}{h_{arRSPi} - h_{arRSP2}}$$

- Perda de pressão,

$$\Delta P_{RSP} = f\left(Re, \epsilon, \frac{L}{D}\right)_{RSP} \quad (2.69)$$

2.7.- Bomba de solução.

Na figura 2.15 está representada esquematicamente a bomba de solução do sistema de refrigeração. Esta bomba é de deslocamento positivo, pelo que o fluxo volumétrico pode ser conhecido a partir dos dados do fabricante. As características construtivas desta podem ser revisadas no anexo II.

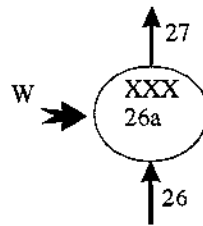


fig. 2.17. Representação esquemática da bomba de solução.

O processo de bombeamento da solução rica pode ser representado como um fluxo de líquido a baixa pressão que entra no estado 26 e sai no estado 27 a alta pressão. O estado 26a (indicado por XXX) representa a condição do líquido após ter experimentado um processo de bombeamento isentrópico. As equações que governam o processo são:

- Processo isentrópico,

$$(h_{26a} - h_{26}) - \frac{(P_{26a} - P_{26})}{\rho_{26}} = 0 \quad (2.70)$$

- Desvio do processo ideal,

$$(h_{26a} - h_{26}) - \eta_B (h_{27} - h_{26}) = 0 \quad (2.71)$$

Coefficiente de desempenho.

O ciclo de Carnot tem sido adotado no campo da refrigeração como o ciclo ideal para os sistemas de absorção (Conde, 1978). O ciclo de Carnot é caracterizado pela completa reversibilidade de cada processo que compõe o ciclo. Para isto são estabelecidas as seguintes condições:

- A expansão da solução refrigerante desde a pressão do condensador até a pressão de evaporação, e desde a pressão do gerador até a pressão do absorvedor deverá ser isentrópica. É suposto que esta expansão seja feita através de uma máquina de expansão (ex. turbina de líquido), da qual é obtida a potência necessária para operar a bomba de solução. Pelo que não é requerida nenhuma fonte de trabalho externa ao sistema.
- No gerador é obtida a retificação completa do vapor refrigerante, pelo que o refrigerante que flui no circuito operacional é puro. Isto é equivalente a supor que no vapor refrigerante não há pressão de vapor do absorvente; assim o calor de retificação é eliminado ou forma parte do processo de condensação.
- O fluido de trabalho é uma mistura de substâncias ideais, portanto, o calor específico do refrigerante, tanto como vapor quanto como líquido, é nulo através das curvas limites, pelo que o calor de evaporação e o calor da solução são constantes, dependendo somente da concentração e não da temperatura.
- O ciclo ideal de Carnot de um sistema de refrigeração por absorção é considerado a combinação de uma máquina de calor e uma máquina de refrigeração. A combinação gerador-absorvedor é a “máquina de calor” a qual converte parte da energia em forma de calor, à temperatura T_G , e rejeita o restante à temperatura T_A . A máquina de refrigeração toma o trabalho produzido, absorve calor a baixa temperatura T_E e rejeita o total num vertedouro térmico à temperatura T_C .

O desempenho de qualquer sistema de refrigeração é medido através do coeficiente de desempenho (COP), o qual é definido como o efeito frigorífico total em relação à energia total que entra no sistema. Assim, para o sistema em análise, apresentado na figura 1.1, tem-se:

$$Q_D + Q_E + \sum W = Q_A + Q_C \quad (2.72)$$

Levando em conta só o trabalho da bomba de solução:

- i) Efeito frigorífico total é Q_E .
- ii) Energia de entrada é $Q_D + W_B$

O coeficiente de desempenho é então definido como:

$$COP = \frac{Q_E}{Q_D + W_B} \quad (2.73)$$

Para definir o ciclo de Carnot do sistema é necessário levar em consideração as condições já estabelecidas acima para o ciclo ideal. Desta forma $W_B = 0$, e a equação (2.73) toma a forma:

$$COP = \frac{Q_E}{Q_D} \quad (2.74)$$

Para obter uma relação do ciclo ideal de Carnot, está deverá ser escrita como uma dependência das temperaturas do ciclo. Para isto pode-se fazer uso da 2ª Lei da termodinâmica e escrever a partir da equação (2.72) a seguinte relação:

$$\frac{Q_D}{T_D} + \frac{Q_E}{T_E} = \frac{Q_A}{T_A} + \frac{Q_C}{T_C} \quad (2.75)$$

Substituindo as equações (2.72) e (2.73) na equação (2.75), com a consideração na equação (2.72) de $W_B = 0$, e assumindo que $T_A = T_C$, se tem, para o ciclo ideal de Carnot:

$$\text{COP}_C^i = \frac{\frac{1}{T_A} - \frac{1}{T_D}}{\frac{1}{T_E} - \frac{1}{T_C}} \quad (2.77)$$

A equação (2.77) representa o desempenho ideal interno da máquina de absorção sob estudo. Este é chamado de desempenho interno do ciclo, devido ao fato de considerar somente as mudanças do fluido de trabalho dentro de um circuito cíclico fechado. Neste caso T_E é a temperatura absoluta de evaporação, T_A temperatura absoluta mais baixa da solução rica, T_D é a temperatura absoluta mais alta da solução, atingida no desorvedor, e T_C é a temperatura absoluta de condensação.

O desempenho externo do sistema toma em consideração as mudanças de estado do meio ambiente com qual o sistema interage, que inclui a parte que toma calor do sistema (água de resfriamento, ar, etc.) e a parte que transfere calor ao sistema (vapor de aquecimento, gelo, etc.).

O coeficiente ideal de desempenho externo leva em conta todas as irreversibilidades devida à transferência de calor que ocorre em todo o sistema. Para o sistema em estudo este tem a forma:

$$\text{COP}_C^e = \frac{\frac{1}{T_b} - \frac{1}{T_v}}{\frac{1}{T_g} - \frac{1}{T_b}} \quad (2.78)$$

Tratando-se de trocadores evaporativos, nos casos do condensador e do absorvedor, o parâmetro de maior influência é a temperatura absoluta de bulbo úmido T_b . T_v é a temperatura absoluta do vapor de aquecimento, e T_g é a temperatura média absoluta do gelo produzido. Os coeficientes de desempenho relativos, são uma medida de quanto o ciclo real está longe (ou perto) do ciclo ideal interno ou externo, e podem ser definidos como:

$$\eta_r^i = \frac{COP}{COP_c^i} \quad (2.79)$$

$$\eta_r^e = \frac{COP}{COP_c^e} \quad (2.80)$$

Freqüentemente é encontrado na literatura, e no meio tecnológico especializado, comparações dos coeficientes de desempenho entre diferentes sistemas de refrigeração. Neste sentido, deve ser apontado que não cabe a comparação entre os sistemas de compressão e de absorção baseados nos coeficientes e desempenhos anteriormente definidos, devido às diferentes formas de energia de entrada que emprega cada sistema.

No sistema de compressão a energia de entrada está em forma de trabalho, enquanto que no sistema de absorção a energia de entrada está na forma de calor. Acorde com a 2ª Lei da termodinâmica, trabalho e calor são duas formas de energia qualitativamente diferentes, só equivalentes em termos de sua capacidade de produzir trabalho. De aqui se desprende que para comparar ou avaliar o desempenho termodinâmico de diferentes ciclos, através de um parâmetro comum, deve ser empregado o conceito de exergia, baseado na 2ª lei.

Representação gráfica do ciclo.

Finalmente são mostrados, de forma qualitativa, os processos que acontecem no sistema, sobre o diagrama de Merkel-Bonsjakovic. Embora este esquema apresentado na figura 2.16 não seja necessário para os propósitos do modelamento matemático, este oferece uma visão importante de como se relacionam, desde o ponto de vista termodinâmico, cada um dos processos, e o peso relativo de cada um deles dentro do conjunto, sendo uma excelente ferramenta para a análise do sistema, e para a comparação com outros sistemas de absorção, e ajuda à análises de possíveis variações no esquema termodinâmico do próprio sistema.

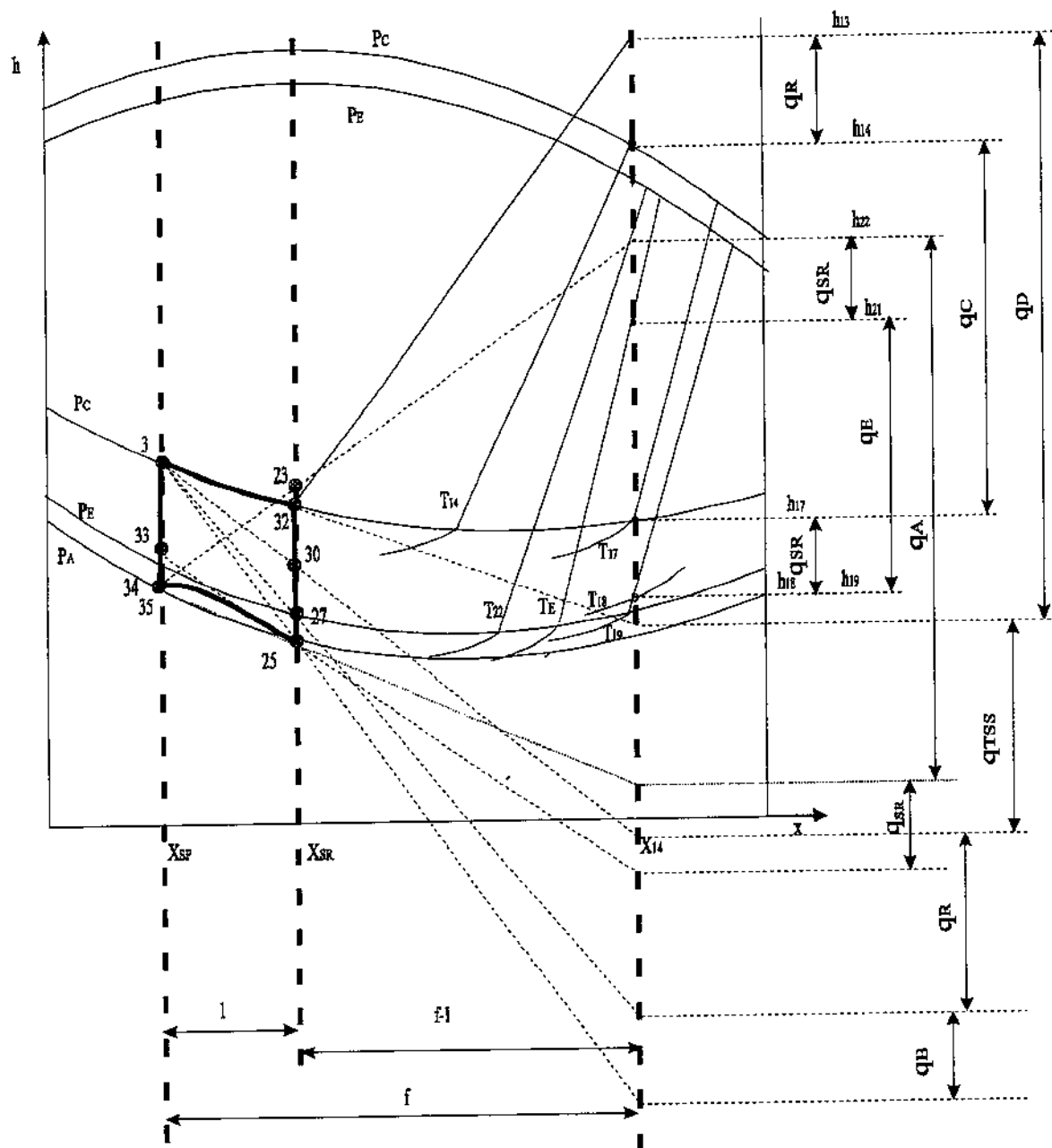


fig.2.18 Diagrama qualitativo do ciclo termodinâmico da máquina.

Capítulo 3

Propriedades de estado da mistura $\text{NH}_3\text{-H}_2\text{O}$.

Para os estudos teóricos nestes sistemas é necessária a formulação de equações matemáticas que descrevem o comportamento das substâncias de trabalho, equações de estado em forma analítica que permitam seu uso nos computadores digitais para os processo de simulação e otimização dos desenhos.

Neste sentido apareceram diversos trabalhos, como os apresentados por Jain e Gable (1971), onde desenvolvem uma série de equações polinomiais aproximativas válidas para uma faixa onde opera a maioria dos sistemas de refrigeração por absorção com o par $\text{NH}_3\text{-H}_2\text{O}$ (de 17.1 a 23,8 atm e de 3.4 a 5.4 atm).

Schultz (1971), a partir dos potenciais químicos e da energia livre de Gibbs, propôs um conjunto de equações que, incluindo as propriedades físicas mensuráveis da H_2O e da NH_3 , estabelecem as relações entre a temperatura, a pressão e a concentração da solução, para o estado líquido e para o vapor, válidas de -73.3 a 176.7°C e de 7 kPa a 2.48 MPa.

Mais tarde Zigler e Trepp (1984) ampliaram a faixa de validade da equação proposta por Schultz (1971) até 227°C e 5 MPa, trabalhando ainda na exatidão dos coeficientes da equação a partir de novas correlações empíricas.

El-Sayed et al (1985), fazem uma breve revisão das propriedades das misturas $\text{H}_2\text{O-NH}_3$, e concluíram que as propriedades da água pura e da amônia pura estão bem estabelecidas desde os trabalhos de Keenan e Keyes em 1964 para a água e de Haar e Gallagher em 1978 para a amônia.

Segundo este trabalho, em 1964 foi feita uma revisão por Macriss et al no IGT, onde combinaram os dados da literatura existente com suas próprias medições e estabeleceram um diagrama h vs. X na faixa de 7 kPa a 3.4 MPa e de -73.3 a 232.2°C. Esta revisão estaria baseada nos trabalhos de Merkel e Bosnjakovic de 1929, de Zinner em 1934 e de Scatchard de 1939.

Zuritz e Perez –Blanco (1993) propõem equações polinomiais aproximativas para a solução H_2O-NH_3 baseados nos estudos experimentais de Scarchart et al (1947), estas aproximações não apresentaram equações para o cálculo da entropia e a faixa de validade é bastante estreita.

Jordan (1992) apresentou o cálculo de propriedades termodinâmicas da mistura H_2O-NH_3 através de um programa (AQUAM). Este calcula, a partir dos dados de pressão e concentração, ou temperatura e concentração, as demais propriedades termodinâmicas, incluindo a exergia, para os estados saturados. Para o cálculo das propriedades nos estados superaquecido ou subresfriado são necessários os dados de temperatura, pressão e concentração.

Uma revisão bastante completa sobre a descrição termodinâmica das misturas e soluções pode ser encontrado no trabalho apresentado por Ruiter (1986).

No presente trabalho, as propriedades de estado da mistura são calculadas a partir de equações em forma analítica. A formulação aqui empregada, foi apresentada por Zeigler e Trepp (1984), e está baseada no trabalho do Dr. Schultz (1971), onde utilizando a relação entre os potenciais químicos das substâncias e a energia livre de Gibbs, e partindo das condições de equilíbrio termodinâmico da mistura, deriva uma série de equações para descrever as relações entre a pressão, a temperatura e a concentração da mistura.

Uma vez estabelecidas as propriedades primitivas (P,T,X) para a mistura numa de suas fases, fica definido o estado termodinâmico desta, podendo-se calcular as demais propriedades termodinâmicas ou, seguindo a regra das fases, tendo três quaisquer propriedades termodinâmicas independentes da mistura na fase líquida ou vapor poder-se-á calcular qualquer uma outra propriedade na fase respectiva. No caso em que a mistura estivesse no estado saturado bastarão apenas duas propriedades para definir seu estado termodinâmico.

Schultz, quando utiliza a energia livre de Gibbs como equação fundamental, considera uma mistura real para o estado líquido, e para o estado vapor considera uma mistura ideal de gases reais, pelo que o termo de energia livre em excesso não aparece no caso da equação do vapor.

Estas expressões estão, em geral, baseadas nas relações termodinâmicas das substâncias puras quando são misturadas. Neste caso a mistura está composta de dois componentes, ou substâncias puras, e podem ser descritas como aparecem na figura a seguir:

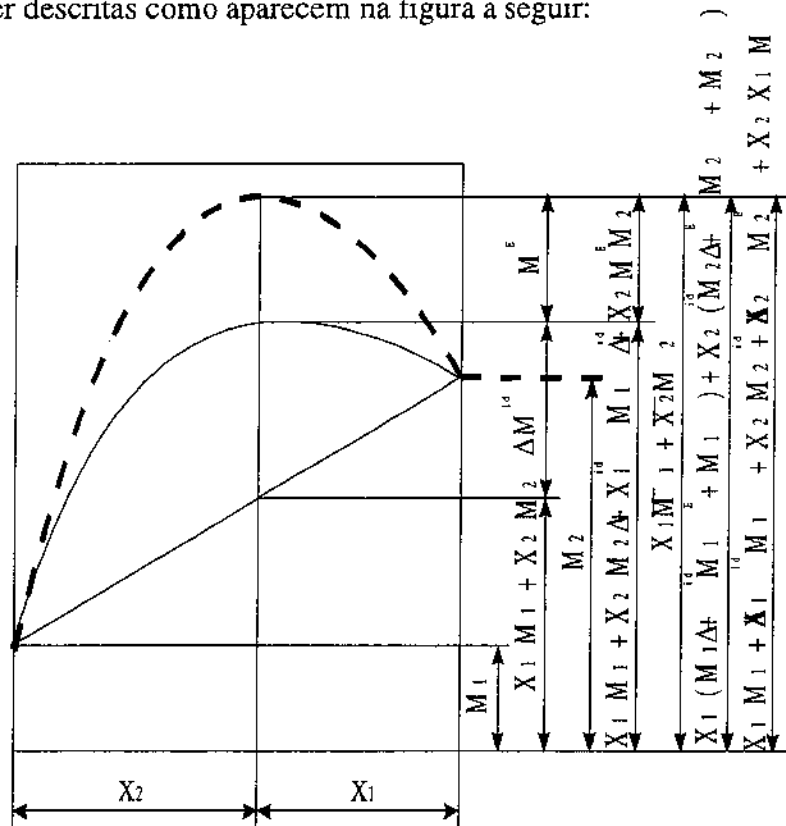


fig. 3.1 Representação gráfica das leis de adição das misturas.

onde:

$M \Rightarrow$ valor real de uma propriedade extensiva arbitraria, ex.: volume, entalpia, entropia, entalpia livre, etc...

$\bar{M}_i \Rightarrow M$ parcial molar do componente i na mistura, este é geralmente dependente da composição X .

$M_i \Rightarrow$ valor molar da propriedade M para o componente i no estado puro à pressão e temperatura da mistura.

$\Delta M_i \Rightarrow M$ parcial molar da mistura na componente i .

$M^E \Rightarrow M$ molar em excesso na mistura.

sobrescrito $id \Rightarrow$ mistura ideal.

Para o cálculo destas propriedades molares parte-se de uma serie de relações entre os parâmetros que caracterizam o estado termodinâmico do sistema. Neste caso o sistema está formado por duas substâncias em estado de equilíbrio de fases vapor - líquido, assim podem-se escrever as seguintes relações;

- Condições de equilíbrio termodinâmico:

$$P^L = P^V \quad (3.01)$$

$$T^L = T^V \quad (3.02)$$

$$\mu_{\text{NH}_3}^L = \mu_{\text{NH}_3}^V \quad (3.03)$$

$$\mu_{\text{H}_2\text{O}}^L = \mu_{\text{H}_2\text{O}}^V \quad (3.04)$$

- Energia livre de Gibbs como equação fundamental.

- i) Para o estado líquido:

$$\begin{aligned} G(P, T, X_L) &= X_{L1} G_1(P, T) + X_{L2} G_2(P, T) \\ &+ RT(X_{L1} \ln X_{L1} + X_{L2} \ln X_{L2}) \\ &+ G^E \end{aligned} \quad (3.05)$$

com:

$$\begin{aligned} G^E &= RTX_{L1}X_{L2}[A_{12} + B_{12}(X_{L1} - X_{L2}) \\ &+ C_{12}(X_{L1} - X_{L2})^2 + D_{12}(X_{L1} - X_{L2})^3 + \dots] \end{aligned} \quad (3.06)$$

ii) Para o estado gasoso:

$$G(P, T, X_G) = X_{G1} G_1(P, T) + X_{G2} G_2(P, T) + RT(X_{G1} \ln X_{G1} + X_{G2} \ln X_{G2}) \quad (3.07)$$

- Para cada uma das substâncias tem-se;

$$\begin{aligned} G(P, T) &= h - Ts \\ &= h(P_0, T_0) - Ts(P_0, T_0) \\ &+ \int_{T_0}^T C_p dT + T \int_{T_0}^T \frac{C_p}{T} dT + \int_{P_0}^P V dP \end{aligned} \quad (3.08)$$

- A partir da energia livre de Gibbs podem ser calculadas as demais propriedades termodinâmicas (volume, entalpia, entropia e potencial químico) como se segue:

$$V_i = \left(\frac{\partial G_i}{\partial P} \right)_T \quad V^E = \left(\frac{\partial G^E}{\partial P} \right)_{T,X} \quad (3.09)$$

$$h_i = -RT^2 \frac{\partial \left(\frac{G_i}{RT} \right)}{\partial T} \quad h^E = -RT^2 \frac{\partial \left(\frac{G^E}{RT} \right)}{\partial T} \quad (3.10)$$

$$S_i = - \left(\frac{\partial G_i}{\partial T} \right)_P \quad S^E = \left(\frac{\partial G^E}{\partial T} \right)_{P,X} \quad (3.11)$$

$$\mu_{H_2O}^l = G^l(P, T, X_L) - X_L \left(\frac{\partial G^l(T, P, X_L)}{\partial X_L} \right)_{T,P} \quad (3.12)$$

$$\mu_{H_2O}^g = G^g(P, T, X_G) - X_G \left(\frac{\partial G^g(T, P, X_G)}{\partial X_G} \right)_{T,P} \quad (3.13)$$

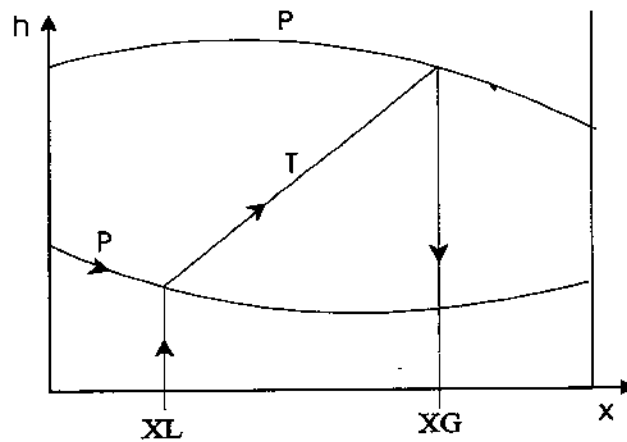
$$\mu_{NH_3}^l = G^l(P, T, X_L) - (1 - X_L) \left(\frac{\partial G^l(T, P, X_L)}{\partial X_L} \right)_{T,P} \quad (3.14)$$

$$\mu_{NH_3}^g = G^g(P, T, X_G) - (1 - X_G) \left(\frac{\partial G^g(T, P, X_G)}{\partial X_G} \right)_{T,P} \quad (3.15)$$

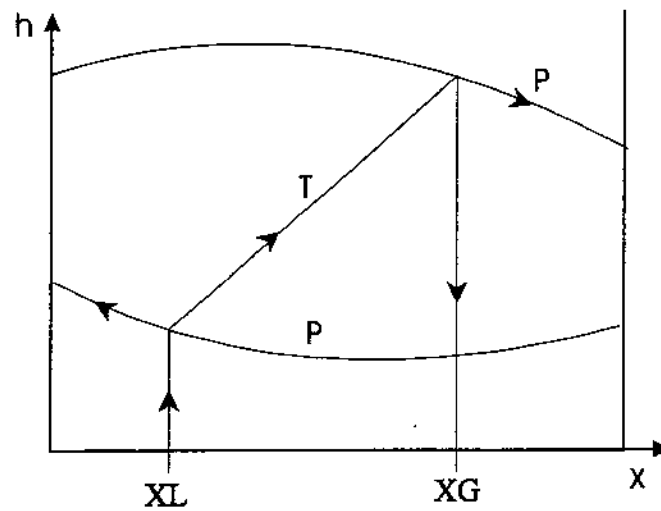
Os valores de C_p e V , que aparecem como termos das integrais na equação da energia livre de Gibbs, são calculados através de polinômios que dependem da temperatura no primeiro caso, e da pressão no segundo. Os coeficientes destes polinômios, assim como os coeficientes da energia livre de excesso podem ser revisados no anexo XI.

Para estabelecer a equação de estado do sistema bifásico, são resolvidas as equações (3.12 - 3.15), através das condições de equilíbrio (3.01 - 3.04), o que fornece um sistema de duas equações e duas incógnitas. O sistema de equações é resolvido empregado o método de Newton para sistemas de equações não lineais, através das diferentes subrotinas a seguir:

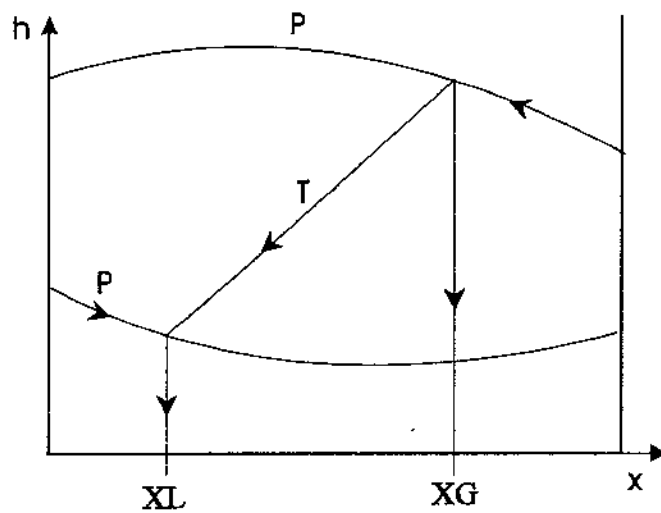
- **ITERT**: Calcula a temperatura T e a concentração no vapor X_G (ou no líquido, X_L) com ajuda da pressão P e a concentração no líquido X_L (ou no vapor, X_G).



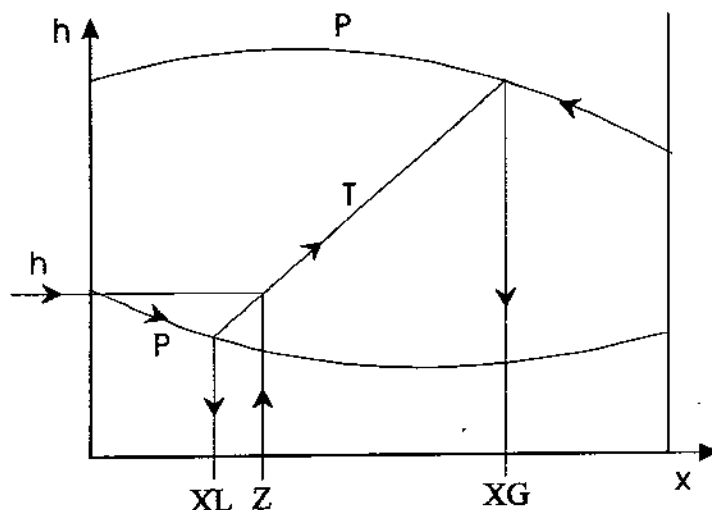
- **ITERP**: Calcula a pressão P e a concentração no vapor X_G (ou no líquido, X_L) com a temperatura T e a concentração no líquido X_L (ou no vapor, X_G).



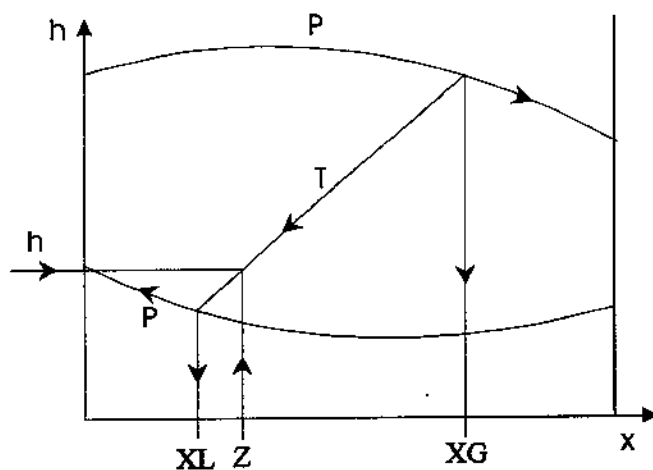
- **ITERX**: Calcula a concentração no líquido X_L e no vapor X_G em função da pressão P e da temperatura T . Utiliza o método iterativo de Newton.



- **ITERHT**: Calcula a temperatura T , a qualidade U , e as concentrações do líquido X_L e do vapor X_G , com ajuda da entalpia h , a pressão P e a fração total de amônia da solução Z .



- **ITERHP**: Calcula a pressão P , a qualidade U , e as concentrações do líquido X_L e do vapor X_G , com ajuda da entalpia h , a temperatura T e a fração total de amônia da solução Z .



As propriedades extensivas para qualquer estado (líquido subresfriado, líquido saturado, vapor superaquecido ou vapor saturado) são calculadas de forma direta a partir das equações (3.09-3.11).

1

As subrotinas que contém todos estes cálculos se apresentam em forma de *procedures* (para as equações iterativas), e *functions* (para as equações diretas) próprios da linguagem de programação Pascal, que foi selecionada para levar a cabo o processo de simulação, por ser esta estruturada, de fácil compreensão e bastante didático.

É bom esclarecer neste ponto que, como foi dito na Introdução, existem outros métodos para o cálculo destas propriedades. Em particular o método desenvolvido por Jordan (1992) através do programa AQUAM, está sendo utilizado por outros colegas que trabalham na mesma instalação desenvolvendo diversas pesquisas. Ambos métodos foram comparados, como parte da validação das subrotinas apresentadas acima, e comprovou-se que existem diferenças muito pequenas ($< 10e-05$), na zona de alta concentração do estado gasoso.

Capítulo 4.

Avaliação dos coeficientes de transferência de calor e massa.

Uma vez estabelecido o modelo matemático para a simulação da operação em regime permanente da máquina, em conjunto com as equações de estado termodinâmico da substância de trabalho (mistura de água – amônia), devem ser estimados os coeficientes de transferência de calor e de massa, necessários para simular o desempenho dos trocadores que conformam esta máquina.

4.1.- Dados experimentais.

A avaliação dos coeficientes de transferência de calor e de massa é feita com ajuda dos dados experimentais. Para alguns dos trocadores o sistema experimental é capaz de subministrar todos os dados necessários para a avaliação do coeficiente de transferência de calor, este é o caso do sub-resfriador de amônia e do trocador de calor solução - solução. Para o resto dos trocadores, os dados experimentais disponíveis servem como base para estimação teórica e ajustes destes coeficientes.

Na introdução e no anexo III podem ser revisados os detalhes do sistema de aquisição de dados. Nota-se que as medições experimentais diretas deverão ser complementadas para obter a avaliação completa da operação de cada componente.

A estimação dos coeficientes de troca de calor é feita através dos calores calculados a partir dos valores médios de uma série de parâmetros, medidos de forma direta ou indireta (pressão, concentração, fluxo de massa), e das temperaturas de entrada e saída de cada trocador, medidas

ou calculadas no algoritmo iterativo de simulação, segundo a existência ou não da informação experimental. Estes valores médios são calculados através da integração no tempo de cada uma das grandezas anteriores.

O intervalo total de tempo para o cálculo destes valores médios é o tempo de duração de um ciclo de formação de gelo. Após obtidos estes primeiros valores médios são calculadas as médias aritméticas de cada conjunto destes valores, resultando nos valores empregados para o cálculo dos coeficientes de troca de calor. Um exemplo deste procedimento é apresentado na tabela 4.1

Tabela 4.1. Cálculo dos valores médios para avaliação da operação da máquina.

Grandeza	X_1	X_2	X_3		X_N
tempo					
t_{11}	X_{111}	X_{211}	X_{311}		X_{N11}
t_{12}	X_{112}	X_{212}	X_{312}		X_{N12}
t_{1n}	X_{11n}	X_{21n}	X_{31n}		X_{N1n}
	$\bar{X}_{11}$	$\bar{X}_{21}$	$\bar{X}_{31}$		$\bar{X}_{N1}$
t_{21}	X_{121}	X_{221}	X_{321}		X_{N21}
t_{22}	X_{122}	X_{222}	X_{322}		X_{N22}
t_{2n}	X_{12n}	X_{22n}	X_{32n}		X_{N2n}
	$\bar{X}_{12}$	$\bar{X}_{22}$	$\bar{X}_{32}$		$\bar{X}_{N2}$
t_{31}	X_{131}	X_{231}	X_{331}		X_{N31}
t_{32}	X_{132}	X_{232}	X_{332}		X_{N32}
t_{3n}	X_{13n}	X_{23n}	X_{33n}		X_{N3n}
	$\bar{X}_{13}$	$\bar{X}_{23}$	$\bar{X}_{33}$		$\bar{X}_{N3}$
t_{n1}	X_{1n1}	X_{2n1}	X_{3n1}		X_{Nn1}
t_{n2}	X_{1n2}	X_{2n2}	X_{3n2}		X_{Nn2}
t_{nn}	X_{1nn}	X_{2nn}	X_{3nn}		X_{Nnn}
	$\bar{X}_{1n}$	$\bar{X}_{2n}$	$\bar{X}_{3n}$		$\bar{X}_{Nn}$
val. Médios	$\bar{X}_1$	$\bar{X}_2$	$\bar{X}_3$		$\bar{X}_N$

Nesta tabela os valores de $X_{i,j,k}$ representam os valores da grandeza X (pressão, temperatura, densidade, etc) no ponto i , no intervalo de tempo k do ciclo j . O valor de $\bar{X}_{i,j}$ representa o valor médio para o ciclo j da grandeza X no ponto i . E o valor $\bar{X}_i$ representa o valor médio, para vários ciclos, da grandeza X no ponto i . Estes último valores são utilizados para a estimação dos coeficientes de troca térmica.

4.2.- Metodologia de avaliação dos coeficientes de troca de calor e de massa.

A avaliação dos coeficientes globais de troca térmica para os trocadores é feita, com exceção dos trocadores evaporativos, através da equação (4.01):

$$U_{unid} = \frac{Q_{unid}}{A_{unid} f_{o_{unid}} DMLT_{unid}} \quad (4.01)$$

onde Q_{unid} é o calor transferido no trocador, calculado a partir das medições experimentais, como:

$$Q_{unid} = \bar{m}C_p(\bar{T}_2 - \bar{T}_1) \quad (4.02)$$

Os valores do fluxo de massa e das temperaturas são medidos diretamente, e são calculados os valores médios como foi indicado acima. O calor específico é calculado a partir de uma função que depende da concentração e da pressão (ver anexo XI), pelo que é necessária a medição, ou estimação, da pressão no ponto, e o cálculo da concentração através da densidade.

Para a determinação da concentração a partir da densidade medida experimentalmente, é empregado o método de Newton para o cálculo da raiz de uma equação, sendo usada neste a equação que representa o volume específico (ver anexo XI). Esta é diferenciada com relação à concentração, mantendo como constantes a pressão e a temperatura.

O $DMLT_{unid}$ representa a diferença média logarítmica de temperaturas no trocador, avaliada a partir das temperaturas médias de entrada e saída do trocador, e $f_{o_{unid}}$ representa o coeficiente de correção para o ajuste da diferença real de temperaturas com a diferença logarítmica de temperaturas no trocador.

4.2.1.- Trocadores de calor evaporativos

Para os trocadores de calor evaporativos a equação (4.01) não é aplicável. Devido à transferência de massa entre o filme d'água e o ar, o conceito de DMLT entre a substância refrigerante e o ar não é mais sustentável. Como é explicado no anexo IV, o parâmetro fundamental para o desenho e avaliação destes trocadores é o NTU da unidade, que é definido como:

$$NTU = \frac{K_M A}{\dot{m}_{ar}} \quad (4.03)$$

onde K_M é o coeficiente de transferência de massa, $\dot{m}_{ar}$ é o fluxo de massa de ar através do trocador, e A representa a área de transferência de massa.

Para estimar experimentalmente o coeficiente de transferência de massa a partir da avaliação do NTU, é necessário conhecer a variação da entalpia do ar através do trocador, e a diferença entre a entalpia do ar saturado na interface água – ar (h_i), e a entalpia no volume da massa do ar (h_1 ou h_2), podendo-se então empregar a seguinte relação:

$$NTU = \ln \frac{(h_i - h_1)}{(h_i - h_2)} \quad (4.04)$$

Devido ao fato de estarem os processos de transferência de massa e de calor intimamente ligados, a equação (4.03) terá de ser resolvida em conjunto com a equação de troca de calor, que leva em conta a resistência à transferência de energia desde o fluido de trabalho até a interface água - ar, sendo necessário para isto, a estimação do coeficiente global de troca de calor nesta região (interior do tubo, parede, filme d'água).

Por esta razão, a avaliação completa dos coeficientes de transferência de calor e de massa nestes trocadores é muito complexa, e neste caso estudado em particular, o problema fica agravado pelo fato de se encontrarem, os três trocadores, localizados dentro de uma mesma torre

de resfriamento evaporativa. Isto trás a necessidade de um sistema experimental mais completo do que o sistema empregado atualmente.

Assim, estes coeficientes são avaliados teoricamente para cada um dos trocadores de acordo com suas características construtivas e o tipo de processo que acontece no interior dos mesmos. Para isto parte-se de algumas hipóteses, como se segue: conhecendo a superfície de transferência de calor de cada trocador, é feita a suposição de que a quantidade de massa de água e de ar que participa da troca de calor é proporcional à área frontal de cada um destes trocadores.

Tendo os trocadores as mesmas características geométricas, e como única diferença o número de serpentinas, a consideração anterior implica que os valores dos números de Reynolds para o filme d'água e para o filme de ar, são iguais para cada trocador. Isto significa que o coeficiente de transferência de massa tem o mesmo valor para cada trocador, e portanto o NTU disponível é igual para todos.

O coeficiente de transferência de massa pode ser estimado através da equação, também apresentada por Mitzushina et al. (1967):

$$\frac{Km A_a}{G_a} = 2.54 \times 10^{-2} Ra^{-0.1} Rw^{0.15} D_o^{-1.6} \quad (4.05)$$

onde A_a (m^2/m^3) é a área de superfície por unidade de volume, e G_a ($kg/s/m^2$) a velocidade da massa do ar. Ra e Rw são a fluxo volumétrico de ar por unidade de área frontal, e o fluxo volumétrico d'água por unidade de área plana. Esta equação é válida para $50 < Re_w < 240$ e $1.2 < Re_a \times 10^{-3} < 14$

Parker e Trabal (1954) também avaliaram experimentalmente o coeficiente Km e adotaram uma correlação similar à de Mitzushina, exceto pelos valores dos expoentes que neste caso são - 0.12 e 0.0 para Ra e Rw respectivamente. Eles compararam os valores dos coeficientes medidos experimentalmente com os valores obtidos através da relação de Lewis, (que é uma expressão geral obtida a partir da analogia com a transferência de calor, e freqüentemente empregada no desenho destes trocadores evaporativos), e comprovaram que estes últimos eram da ordem de 50% dos medidos experimentalmente.

Durante o processo de simulação foram empregadas as três equações, mas foi finalmente selecionada a relação estabelecida por Mitzushina, que se ajustou mais às medições experimentais.

O coeficiente global de troca de calor U_o , entre a substância de trabalho no interior dos tubos e o filme d'água é determinado por:

$$\frac{1}{U_o} = \left(\frac{1}{h_i} + R_f \right) \frac{D_o}{D_i} + \frac{t}{K_t} \frac{D_o}{D_i} + \frac{1}{h_w} \quad (4.06)$$

onde h_i é coeficiente pelicular interno de troca de calor, D_o e D_i os respectivos diâmetros externo e interno, t a espessura da parede do tubo, K_t a condutividade térmica da parede do tubo, h_w o coeficiente pelicular externo de troca de calor, e R_f a resistência pelas incrustações

O coeficiente pelicular externo para o filme d'água é determinado através da equação estabelecida por Mitzushina et al. (1967), que tem a forma:

$$h_w = 137 \left(\frac{\Gamma}{D_o} \right)^{1/3} \quad (4.07)$$

onde Γ (kg/hr/m) é o fluxo do filme de água por unidade de longitude de tubo. Esta equação é válida para $1000 < \Gamma/D_o < 20000$. Parker e Trebal (1954) também efetuaram medições deste coeficiente, e seus dados experimentais coincidem com os de Mitzushina dentro de uma margem de 10% de erro (Webb, 1984).

O coeficiente de película interno é calculado para cada trocador acorde com o processo que acontece em cada um deles, tem-se assim:

i) Condensador evaporativo

Aqui é empregada a correlação de Shah (1979) dada pela equação:

$$\frac{h_i}{h_L} = 0.55 + 2.09 \left(\frac{P_{Cr}}{P} \right)^{0.38} \quad (4.08)$$

onde h_L é o coeficiente de película que existiria se todo o refrigerante estivesse escoando na forma de condensado, e pode ser estimado através da relação de Dittus-Boelter, que é apresentada a seguir:

ii) Resfriador de solução pobre

Neste caso é empregada a equação de Dittus-Boelter (Incropera, 1990), para escoamento turbulento:

$$Nu = 0.023 Re^{4/5} Pr^{0.3} \quad (4.09)$$

E a equação de Sieder and Tate (Incropera, 1990), para o caso de regime laminar:

$$Nu = 1.86 \left(\frac{Re Pr}{L/D} \right)^{1/3} \left(\frac{\mu}{\mu_s} \right)^{0.14} \quad (4.10)$$

iii) Absorvedor evaporativo

Não foi encontrada na literatura informação sobre o coeficiente de película no interior de uma serpentina horizontal durante o processo de absorção. De outro lado, o sistema experimental não é suficiente para a avaliação deste coeficiente. Por esta razão, acorde com o modelo matemático apresentado no capítulo 2, é empregada a metodologia aplicada a cada um dos trocadores anteriores.

Durante o processo de simulação também foi testada uma gama de valores apresentados por Ferreira et al. (Ferreira, 1984), para os coeficientes globais de troca de calor, e coeficientes de película interno, durante a absorção de amônia num absorvedor de bolhas vertical.

4.2.2.- Evaporador

Este evaporador é do tipo inundado, o qual possui um tanque separador na parte superior de onde sai a amônia líquida para os tubos evaporadores, nas paredes dos quais o gelo é formado. O vapor de amônia formado no interior destes tubos vai de volta ao tanque separador, e de aqui é puxado pelo absorvedor.

O processo de transferência de calor é efetuado nos tubos evaporadores, onde acontecem os processo de evaporação no interior dos tubos, e de formação de gelo no exterior. Devido a este último processo, o coeficiente global de transferência de calor varia ao longo de cada ciclo de produção de gelo.

Para conhecer esta variação do coeficiente global de troca de calor no evaporador, precisa-se de um estudo mais profundo dos processos que acontecem neste trocador, e isto será objeto de um capítulo posterior (Cap. 7).

Pela própria construção do evaporador, é difícil estimar experimentalmente o coeficiente global de troca de calor, e mesmo o coeficiente de película interno, que será necessário para a simulação do processo de evaporação. Devido a isto, inicialmente o coeficiente de película interno é estimado a partir da seguinte equação (Stoecker, 1971):

$$h_e = 61,15(T_e - T_p) \quad (4.11)$$

onde T_e é a temperatura de evaporação e T_p a temperatura da parede, ambas em °C e o coeficiente de película h_e tem unidades de $W/(m^2 \cdot ^\circ C)$

4.2.3.- Sub-resfriador de amônia

Este trocador é do tipo tubo e carcaça, onde a amônia líquida circula pelo interior dos tubos, que possuem recheios de alumínio para a intensificação do coeficiente de troca de calor interior, e de outro lado, para aumentar a superfície e o coeficiente de troca de calor do lado do vapor, estes tubos são externamente aletados. Os tubos efetuam 4 passes no trocador, pelo que o coeficiente de correção para a diferença média de temperatura no trocador, f_{osR} , difere de 1. O valor deste coeficiente pode ser estimado (Kern, 1950) através da seguinte expressão:

$$f_{osR} = \frac{\sqrt{R^2 + 1} \ln \left(\frac{1 - S}{1 - RS} \right)}{(R - 1) \ln \left(\frac{2 - S(R + 1 - \sqrt{R^2 + 1})}{2 - S(R + 1 + \sqrt{R^2 + 1})} \right)} \quad (4.12)$$

onde:

$$R = \frac{T_{17} - T_{18}}{T_{22} - T_{21}} \cong \frac{m_{22} Cp_{NH_3}^v}{m_{18} Cp_{NH_3}^L} \quad (4.13)$$

O símbolo de aproximação na equação anterior deve-se a que os valores dos calores específicos estão apresentados para amônia pura, enquanto na realidade existe certo conteúdo de água, tanto no líquido como no vapor, e por outra parte o vapor pode ter certa quantidade de líquido. Mas trata-se aqui de um cálculo aproximado, onde se pretende obter um valor prático do coeficiente de correção da diferença de temperatura média.

Lembrando que o calor específico do vapor de amônia é aproximadamente a metade do calor específico da amônia líquida, e que os fluxos de líquido (m_{18}) e vapor (m_{22}), são praticamente os mesmos para qualquer regime de operação, é fácil deduzir o valor aproximado de 0,5 para R a partir da equação (4.13):

O valor de S é determinado a partir da seguinte expressão:

$$S = \frac{T_{22} - T_{21}}{T_{17} - T_{21}} \quad (4.14)$$

Com isto o coeficiente de troca de calor pode ser avaliado a partir dos valores médios das temperaturas do vapor e do líquido de amônia às entradas e saídas do trocador, através da seguinte expressão:

$$U_{SR} = \frac{Q_{SR}}{A_{SR} f_{0SR} DMLT_{SR}} \quad (4.15)$$

onde:

$$Q_{SR} = \dot{m}_{17} Cp_L (\bar{T}_{18} - \bar{T}_{17}) \quad (4.16)$$

$$Cp_L = Cp \left(\frac{\bar{T}_{17} + \bar{T}_{18}}{2}, \bar{P}_{17}, \bar{X}_{17} \right) \quad (4.17)$$

$$DMLT_{SR} = \frac{(\bar{T}_{17} - \bar{T}_{22}) - (\bar{T}_{18} - \bar{T}_{21})}{\ln \frac{\bar{T}_{17} - \bar{T}_{22}}{\bar{T}_{18} - \bar{T}_{21}}} \quad (4.18)$$

As temperaturas de entrada e saída da cada uma das correntes são medidas diretamente através de termopares. O fluxo de amônia líquida que passa pelo trocador também é medido de forma direta, através do medidor de fluxo de massa colocado à saída do recebedor de amônia do condensador. Neste ponto também são medidas a densidade, a temperatura e a pressão, pelo que através de cálculo pode ser determinada a concentração deste fluxo.

O coeficiente global de troca de calor é também estimado via teórica e comparado com o avaliado experimentalmente. Uma vez avaliado este coeficiente é possível conhecer, ou estimar, a efetividade deste trocador. Revisando a equação (4.14) tem-se:

$$S = \frac{mCp(T_{17} - T_{18})}{mCp(T_{22} - T_{21})} = \frac{Q}{Q_{\max}} = \varepsilon \quad (4.19)$$

Para um trocador com arranjo de um passe na carcaça e quatro passes nos tubos, a efetividade pode ser representada (Incropera, 1990) mediante:

$$\varepsilon = \frac{\left[\left(\frac{1 - \varepsilon_1 Cr}{1 - \varepsilon_1} \right)^n - 1 \right]}{\left[\left(\frac{1 - \varepsilon_1 Cr}{1 - \varepsilon_1} \right)^n - Cr \right]} \quad (4.20)$$

onde:

$$\varepsilon = \frac{2}{\left\{ 1 + Cr + (1 + Cr^2)^{1/2} \frac{1 + \exp[-NTU(1 + Cr^2)^{1/2}]}{1 - \exp[-NTU(1 + Cr^2)^{1/2}]} \right\}} \quad (4.21)$$

com:

$$Cr = \frac{mCp_{NH_3}^V}{mCp_{NH_3}^L} = R \approx 0.5 \quad (4.22)$$

$$NTU = \frac{(UA)_{SR}}{C_{min}} = \frac{(UA)_{SR}}{m_{21}Cp_{NH_3}^V} \quad (4.23)$$

4.2.4.- Trocador de calor solução-solução

O trocador de calor solução-solução é do tipo 3 tubos (distribuídos de forma triangular) em 1, com as soluções fluindo em contracorrente. Dentro dos três tubos interiores circula a solução fraca e mais quente, e no tubo exterior a solução rica e mais fria.

Por se tratar de um trocador tubo em tubo em contracorrente, é considerado que o fator de correção da diferença média de temperaturas, f_{0TSS} , é igual à unidade (Kern, 1950), pelo que:

$$\Delta T_{TSS} = DMLT_{TSS} \quad (4.24)$$

Assim, o coeficiente global de transferência de calor para este trocador pode ser avaliado experimentalmente como:

$$U_{TSS} = \frac{Q_{TSS}}{A_{TSS} DMLT_{TSS}} \quad (4.25)$$

Devido ao fato do fluxo de solução pobre circular dentro dos tubos interiores, o calor transferido no trocador é avaliado através dos valores médios das temperaturas e do fluxo de massa desta solução à entrada e saída do trocador, assim:

$$Q_{TSS} = \dot{m}_{SP} Cp_{SP} (T_3 - T_{33}) = \bar{m}_3 \bar{Cp}_{SP_{TSS}} (\bar{T}_3 - \bar{T}_{33}) \quad (4.26)$$

onde:

$$\bar{C}_{p_{SPTSS}} = C_p \left(\frac{\bar{T}_3 + \bar{T}_{33}}{2}, \bar{P}_3, \overline{XL}_3 \right) \quad (4.27)$$

O valor do DMLT no trocador é também avaliado às temperaturas médias de entrada e saída de cada fluxo no trocador, sob a forma:

$$DMLT_{TSS} = \frac{(\bar{T}_3 - \bar{T}_{32}) - (\bar{T}_{33} - \bar{T}_{31})}{\ln \left(\frac{\bar{T}_3 - \bar{T}_{32}}{\bar{T}_{33} - \bar{T}_{31}} \right)} \quad (4.28)$$

Todas estas temperaturas são medidas diretamente durante todo o tempo de operação da máquina. O fluxo de massa de solução pobre ($m_3 = m_{33}$) é também medido diretamente, assim como sua densidade e pressão. Com a temperatura, a densidade e a pressão é calculada a concentração, e pode ser calculada então qualquer outra grandeza termodinâmica.

Neste caso a efetividade pode também ser estimada através das medições diretas e das relações entre a efetividade e o NTU (Incropera, 1990), assim, uma vez estimado o coeficiente global de troca de calor:

$$\varepsilon = \frac{1 - \exp[-NTU(1 - Cr)]}{1 - Cr \exp[-NTU(1 - Cr)]} \quad (4.29)$$

onde:

$$Cr = \frac{C_{\min}}{C_{\max}} = \frac{m_3 C_{p_{SP}}}{m_{31} C_{p_{SR}}} \quad (4.30)$$

$$NTU = \frac{(UA)_{TSS}}{m_3 C_{p_{SR}}} \quad (4.31)$$

A partir das medições experimentais pode-se avaliar a efetividade como:

$$\varepsilon = \frac{T_3 - T_{33}}{T_3 - T_{31}} \quad (4.32)$$

4.2.5.- Desorvedor

Estando a solução mudando de fase no interior do desorvedor, é considerado que a temperatura é quase constante, pelo que o termo

$$R = \frac{T_{36} - T_{37}}{T_3 - T_2} = 0 \quad (4.33)$$

Com isto o coeficiente de correção para o DMLT é igual à unidade ($f_{0D} = 1$), pelo que a seguinte igualdade é aplicada:

$$\Delta T_{MD} = DMLT_D \quad (4.34)$$

onde:

$$DMLT_D = \frac{(T_2 - T_3)}{\ln\left(\frac{(T_{36} - T_4)}{(T_{37} - T_2)}\right)} \quad (4.35)$$

Assim, o coeficiente de transferência de calor no desorvedor é calculado a partir dos valores médios das temperaturas de entrada e saída, através da seguinte relação:

$$U_D = \frac{Q_D}{A_D f_{0D} DMLT_D} \quad (4.36)$$

onde:

$$Q_D = \dot{m}_{VAP} (h_{VAP1} - h_{CON2}) = \bar{m}_{37} (Cp_V \bar{T}_{36} - Cp_L \bar{T}_{37}) \quad (4.37)$$

$$f_{0D} = 1$$

$$Cp_V = Cp_{H_2O}^V(\bar{T}_{36}) \quad (4.38)$$

$$Cp_L = Cp_{H_2O}^L(\bar{T}_{37}) \quad (4.39)$$

$$DMLT_D = \frac{(\bar{T}_2 - \bar{T}_3)}{\ln \left(\frac{(\bar{T}_{36} - \bar{T}_4)}{(\bar{T}_{37} - \bar{T}_2)} \right)} \quad (4.40)$$

Desde o ponto de vista experimental, o maior problema é a impossibilidade de estimar T_2 com boa exatidão, e sem o seguimento adequado da variação desta temperatura no tempo, devido à ausência de sensor nesta secção. Com isto, a estimação experimental do coeficiente de troca de calor no desorvedor fica muito desfavorecida. Contudo o coeficiente é também avaliado mediante um algoritmo iterativo através da suposição de T_2 , e comparado com o experimental, também determinado mediante a medição grosseira de T_2 .

Uma vez estimado o coeficiente global de transferência de calor pode ser avaliada a efetividade deste trocador. Estando uma das correntes mudando de fase a efetividade pode ser calculada através da seguinte relação (Incropera, 1990):

$$\varepsilon = 1 - \exp(-NTU) \quad (4.41)$$

onde o número de unidades de transferência é definido em relação ao fluxo de solução pobre como:

$$NTU = \frac{(UA)_D}{m_3 C_{p_{SP}}^L} \quad (4.42)$$

Experimentalmente a efetividade pode ser determinada, a partir da definição anterior, como segue:

$$\varepsilon = \frac{(T_3 - T_2)}{(T_{36} - T_2)} \quad (4.43)$$

4.2.6.- Retificador

No caso do retificador, a situação para a estimação do coeficiente global é parecida ao caso do desorvedor. A impossibilidade de se medir experimentalmente a temperatura do vapor à entrada do retificador compromete a ótima avaliação do coeficiente de transferência de calor neste componente.

Também como no caso anterior, o coeficiente de troca de calor é avaliado dentro do algoritmo iterativo de simulação, e comparado com o avaliado experimentalmente através da estimação aproximada da temperatura do vapor destilado à entrada do trocador.

Estando o vapor de amônia dentro do retificador, em contracorrente com a solução rica, que atua como fluido refrigerante, o coeficiente de correção para a diferença média de temperatura f_{OR} é unitário, portanto:

$$\Delta T_{MR} = DMLT_R \quad (4.44)$$

onde:

$$DMLT_R = \frac{(T_{13} - T_{30}) - (T_{14} - T_{28})}{\ln \left(\frac{(T_{13} - T_{30})}{(T_{14} - T_{28})} \right)} \quad (4.45)$$

O coeficiente de transferência de calor no retificador é calculado a partir dos valores médios das temperaturas de entrada e saída, através da seguinte relação:

$$U_R = \frac{Q_R}{A_R f_{0R} DMLT_R} \quad (4.46)$$

onde:

$$Q_R = \dot{m}_{SR} C_{p_{SR}} (T_{30} - T_{28}) = \bar{m}_{28} C_{p_{SR}} (\bar{T}_{30} - \bar{T}_{28}) \quad (4.47)$$

$$f_{0R} = 1$$

$$C_{p_{SR}} = C_p \left(\frac{\bar{T}_{28} + \bar{T}_{30}}{2}, \bar{P}_{30}, \bar{X}_{L_{30}} \right) \quad (4.48)$$

$$DMLT_R = \frac{(\bar{T}_{11} - \bar{T}_{30}) - (\bar{T}_{14} - \bar{T}_{28})}{\ln \left(\frac{(\bar{T}_{11} - \bar{T}_{30})}{(\bar{T}_{14} - \bar{T}_{28})} \right)} \quad (4.49)$$

Neste caso as temperaturas da solução rica à entrada e à saída do retificador são medidas diretamente, e seguidas durante todo o período de operação da máquina. A concentração é estimada através dos balanços de massa total e de massa de amônia entre fluxos de solução pobre e de amônia, que são medidos por via direta.

Também aqui é estimado o coeficiente de troca de calor durante o processo de simulação, através do algoritmo iterativo, e compara-se com o estimado experimentalmente.

A efetividade pode ser medida através das temperaturas de entrada e saída do trocador, referida ao fluxo de massa de vapor saída do retificador (Incropera, 1990), como:

$$\varepsilon = \frac{T_{11} - T_{14}}{T_{11} - T_{28}} \quad (4.50)$$

Considerando o trocador em contracorrente, e igualmente referindo-se ao fluxo de vapor destilado, pode-se obter a efetividade do trocador como:

$$\varepsilon = \frac{1 - \exp[-NTU(1 - Cr)]}{1 - Cr \exp[-NTU(1 - Cr)]} \quad (4.51)$$

onde:

$$Cr = \frac{C_{\min}}{C_{\max}} = \frac{m_{14} C_{p_{NH_3}}^v}{m_{30} C_{p_{SR}}} \quad (4.52)$$

$$NTU = \frac{(UA)_R}{m_{30} C_{p_{SR}}} \quad (4.53)$$

4.3.- Valores estimados dos coeficientes de transferência de calor e de massa.

Na tabela 4-2 são mostrados os valores dos coeficientes de troca de calor e massa que foram empregados, no processo de simulação, para cada um dos trocadores que conformam o sistema.

Nesta tabela aparecem uma série de valores experimentais marcados por asteriscos, para significar que são valores grosseiramente aproximados, que serviram somente como referência, para comparar a ordem de grandeza dos coeficientes determinados durante o processo de simulação.

No caso dos trocadores evaporativos, como é explicado no anexo IV, existe um gradiente de temperatura no filme de água, sendo mais acentuado nos casos do resfriador de solução pobre e do absorvedor, que precisa ser determinado com maior exatidão para poder estimar o coeficiente de troca térmica.

Nos caso do retificador e do desorvedor faltaram valores experimentais para estimar adequadamente a temperatura do vapor à entrada do retificador, e a temperatura do líquido de solução forte à entrada do desorvedor. Contudo os coeficientes de troca de calor experimentais e simulados ficaram bastante próximos.

Para os dos trocadores de calores internos, sub-resfriador de amônia e trocador solução-solução, os valores dos coeficientes globais, estimados experimental e teoricamente, estão bem

perto. A diferença acredita-se deve-se à estimativa teórica da resistência devido às incrustações, ou à avaliação do coeficiente de correção da diferença média logarítmica de temperaturas, mas o erro em ambos casos é menor do que 10%.

Tabela 4-2. Valores dos coeficientes de troca de calor e massa.

unidade	Coefi. Glob. de transf. de calor (experimental) [kW/m ² °C]	Coef. Glob. de Transf. de calor (teórico) [kW/m ² °C]	Coef. de Transf. de massa (teórico) [kg/m ² s]
Condensador	0.78(*)	0.86	0.19
Absorvedor	0.39(*)	0.5	0.19
Resf. de S.P.	0.52(*)	0.67	0.19
Evaporador	0.27(*)	0.33	
Subresfriador	0.082	0.09	
Troc. Sol-Sol	0.63	0.65	
Desorvedor	0.37(*)	0.4	
Retificador	0.26(*)	0.3	

(*) Valores estabelecidos através de avaliação grosseira.

Capítulo 5

Simulação do sistema em regime permanente.

São conhecidos pela literatura (Grossman,1995) e pelas primeiras tentativas próprias de simulação, os problemas de convergência quando se trata com sistemas que empregam substâncias binárias cujos absorventes são voláteis, como é o caso da água - amônia, fundamentalmente na zona de altas concentrações.

Por isto é importante que estes sistemas matemáticos estejam depurados de qualquer redundância e principalmente, quando se tratam sistemas tão complexos como este, deve-se prestar especial atenção aos erros de arredondamento.

Nesta primeira simulação tem-se vários processos iterativos internos ao processo iterativo geral, que está baseado no método numérico de Newton-Raphson para sistemas de equações não lineares, que foi explicado no capítulo anterior.

Para resolver as equações de equilíbrio (P,T,X) da mistura água - amônia dentro do algoritmo principal, é também empregado o método de Newton-Raphson, através de um algoritmo mais simples e econômico, pois trata-se em geral de um sistema de duas equações e duas incógnitas, e as derivadas parciais são obtidas de forma analítica. Este algoritmo pode ser revisado em Carnahan (1969).

Para determinar a temperatura da interface água - ar nos trocadores de calor evaporativo é empregado um algoritmo baseado no método numérico de bisseção, e dentro deste é novamente

utilizado o método iterativo de Newton-Raphson, para a determinação das propriedades da substância. Por estas razões é importante que o sistema de equações a ser resolvido tenha o menor número possíveis de variáveis efetivas, e deve-se tentar sempre seleccionar aquelas que sejam fáceis de dar um valor inicial perto do valor real, condição necessária para a convergência do método numérico.

5.1.- Parâmetros e equações para a simulação.

Para levar a cabo este processo de simulação, que possui um grande número de equações é recomendável empregar o diagrama de fluxo de informação do sistema, muito utilizado na simulação de sistemas químicos. Como explica Franks (1972), este consiste em fazer corresponder a cada componente do sistema simulado, as equações que descrevem os processos que acontecem em cada um deles.

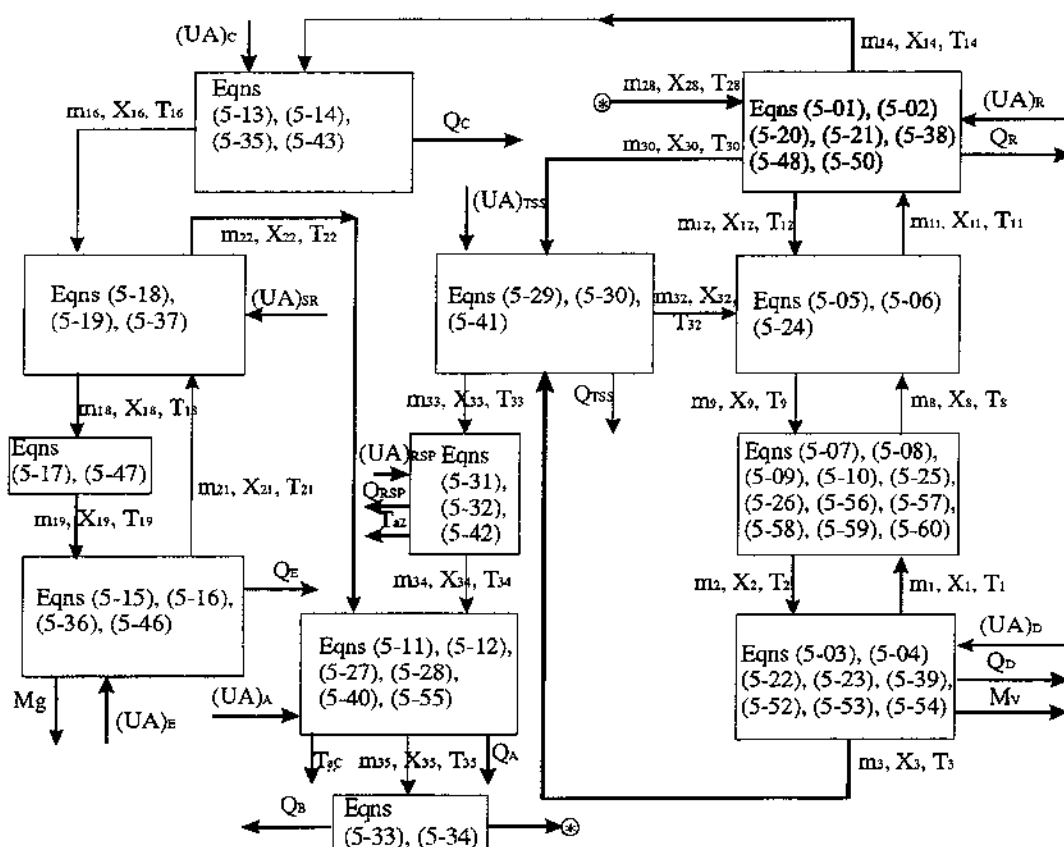


fig. 5.1 Diagrama de fluxo de informação.

Com este diagrama é fácil saber se o sistema está devidamente equacionado. Tratando-se de um sistema físico determinado, o número de equações deve ser igual ao número de variáveis desconhecidas. De outro lado, este ajuda de uma forma prática, a selecionar quais são as melhores variáveis efetivas e quais serão não efetivas, para conformar o sistema de equações explícitas e implícitas.

Na figura 5.1 pode-se observar o diagrama de fluxo de informação que representa matematicamente a instalação operando em regime permanente, durante a fase de formação de gelo. Este corresponde ao esquema simplificado apresentado na figura 1.1.

A essência deste diagrama de fluxo de informação está baseada em que para cada componente deve existir um número de equações igual ao número de variáveis de saída, e as saídas de cada componente deverão ser as entradas de outro. O sistema deverá fechar com o número total de variáveis igual ao número total de equações.

5.1.1. Equações.

Neste caso as equações apresentadas no diagrama de fluxo de informação estão escritas numa ordem que responde à lógica matemática para a solução do sistema de equações, sendo mais fácil desta forma obter o sistema matemático depurado de quaisquer redundâncias derivadas dos múltiplos balanços e das equações de equilíbrio nos diferentes pontos que podem se repetir quando se trabalha componente a componente percorrendo um ciclo fechado.

Estas equações apresentadas pelo número (índice) que cada uma ocupa dentro do sistema são as seguintes:

- Equações de conservação da massa total e da massa de amônia,

$$m_{11} - m_{12} - m_{14} = 0 \quad (5.01)$$

$$m_{11}XG_{11} - m_{12}XL_{12} - m_{14}XG_{14} = 0 \quad (5.02)$$

$$m_2 - m_1 - m_3 = 0 \quad (5.03)$$

$$m_2XL_2 - m_1XG_1 - m_3XL_3 = 0 \quad (5.04)$$

$$m_{32} + m_{12} + m_8 - m_{11} - m_9 = 0 \quad (5.05)$$

$$m_{32}Z_{32} + m_{12}XL_{12} + m_8XG_8 - m_{11}XG_{11} - m_9XL_9 = 0 \quad (5.06)$$

$$m_9 + m_6 - m_7 - m_8 = 0 \quad (5.07)$$

$$m_9XL_9 + m_6XG_6 - m_7XL_7 - m_8XG_8 = 0 \quad (5.08)$$

$$m_7 + m_1 - m_6 - m_2 = 0 \quad (5.09)$$

$$m_7XL_7 + m_1XL_1 - m_6XG_6 - m_2XL_2 = 0 \quad (5.10)$$

$$m_{22} + m_{35} - m_{25} = 0 \quad (5.11)$$

$$m_{22}Z_{22} + m_{35}Z_{35} - m_{25}Z_{25} = 0 \quad (5.12)$$

- Equações de conservação da energia,

$$m_{14}(h_{14} - h_{16}) + m_{arC}(h_{ar1} - h_{arC2}) = 0 \quad (5.13)$$

$$\ln \frac{h_{arCi} - h_{ar1}}{h_{arCi} - h_{arC2}} = \frac{K_M}{U_C} \frac{h_{arC2} - h_{ar1}}{T_{16} - T_i} \quad (5.14)$$

$$m_{19}(h_{19} - h_{21}) = Q_E \quad (5.15)$$

$$\dot{m}_G (\dot{C}p_G \Delta T|_{TG}^0 + \lambda_G^0 + \dot{C}p_A \Delta T|_{TR}^{Tamb}) = \dot{Q}_E \quad (5.16)$$

$$h_{19} - h_{18} = 0 \quad (5.17)$$

$$\dot{m}_{17} (h_{17} - h_{18}) = \dot{Q}_{SR} \quad (5.18)$$

$$\dot{m}_{21} (h_{22} - h_{21}) = \dot{Q}_{SR} \quad (5.19)$$

$$\dot{m}_{28} (h_{30} - h_{28}) = \dot{Q}_R \quad (5.20)$$

$$\dot{m}_{11} h_{11} - \dot{m}_{12} h_{12} - \dot{m}_{14} h_{14} = \dot{Q}_R \quad (5.21)$$

$$\dot{m}_{36} (h_{36} - h_{37}) = \dot{Q}_D \quad (5.22)$$

$$\dot{m}_2 h_2 - \dot{m}_1 h_1 - \dot{m}_3 h_3 = \dot{Q}_D \quad (5.23)$$

$$\dot{m}_{32} h_{32} + \dot{m}_{12} h_{12} + \dot{m}_8 h_8 - \dot{m}_{11} h_{11} - \dot{m}_9 h_9 = 0 \quad (5.24)$$

$$\dot{m}_9 h_9 + \dot{m}_6 h_6 - \dot{m}_7 h_7 - \dot{m}_8 h_8 = 0 \quad (5.25)$$

$$\dot{m}_7 h_7 + \dot{m}_1 h_1 - \dot{m}_6 h_6 - \dot{m}_2 h_2 = 0 \quad (5.26)$$

$$\dot{m}_{25} (h_{23} - h_{25}) + \dot{m}_{arA} (h_{ar1} - h_{arA2}) = 0 \quad (5.27)$$

$$\ln \frac{h_{arAi} - h_{ar1}}{h_{arAi} - h_{arC2}} = \frac{K_M}{U_A} \frac{h_{arA2} - h_{ar1}}{T_{25} - T_i} \quad (5.28)$$

$$m_{31}(h_{32} - h_{31}) = Q_{TSS} \quad (5.29)$$

$$m_3(h_3 - h_{33}) = Q_{TSS} \quad (5.30)$$

$$C_F(T_{34} - T_{35}) = m_{arRSP}(h_{arRSP2} - h_{ar1}) \quad (5.31)$$

$$\frac{T_{34} - T_i}{T_{35} - T_i} = \frac{h_{ari} - h_{ar1}}{h_{ari} - h_{arRSP2}} \exp\left(\frac{U_{RSP} m_{arRSP}}{C_F K_M}\right) \quad (5.32)$$

$$(h_{26a} - h_{26}) - \eta_B(h_{27} - h_{26}) = 0 \quad (5.33)$$

$$(h_{26a} - h_{26}) - \frac{(P_{26a} - P_{26})}{\rho_{26}} = 0 \quad (5.34)$$

- Equações de transferência de calor,

$$NTU_C^A - NTU_C^R = 0 \quad (5.35)$$

$$Q_E := (UA)_E f_{0E} DMLT_E \quad (5.36)$$

$$Q_{SR} = (UA)_{SR} f_{0SR} DMLT_{SR} \quad (5.37)$$

$$Q_R = (UA)_R f_{0R} DMLT_R \quad (5.38)$$

$$Q_D = (UA)_D f_{0D} DMLT_D \quad (5.39)$$

$$NTU_A^A - NTU_A^R = 0 \quad (5.40)$$

$$QT_{SS} = (UA)_{TSS} DMLT_{TSS} \quad (5.41)$$

$$NTU_{RSP}^A - NTU_{RSP}^R = 0 \quad (5.42)$$

- Equações de equilíbrio termodinâmico:

$$T_{16} = T_{16E}(P_C, XL_{16}) + DEVL_C \quad (5.43)$$

$$T_{15} = T_{15E}(P_C, XG_{15}) \quad (5.44)$$

$$T_{20} = T_{20E}(P_e, Z_{20}) \quad (5.45)$$

$$XG_{21} = XG_{21E}(P_e, [T_{21} - DEVG_E]) \quad (5.46)$$

$$T_{19} = T_{19E}(P_e, XL_{19}) \quad (5.47)$$

$$T_{12} = T_{12E}(P_{12}, XL_{12}) + DEVL_R \quad (5.48)$$

$$T_{13} = T_{12} + DEVG_R \quad (5.49)$$

$$XG_{14} = XG_{14E}(P_{14}, T_{14}) \quad (5.50)$$

$$XG_{13} = XG_{13E}(P_{13}, T_{13}) \quad (5.51)$$

$$T_3 = T_{3E}(P_D, XL_3) + DEVL_D \quad (5.52)$$

$$T_1 = T_3 + DEVG_D \quad (5.53)$$

$$XG_I = XG_{IE}(T_I, P_D) \quad (5.54)$$

$$T_{25} = T_{25E}(P_{25}, XL_{25}) + DEVL_A \quad (5.55)$$

Para a coluna de destilação foi estabelecido um modelo composto de uma certa quantidade de pratos teóricos. Como se explicou na introdução, há um trabalho em andamento que modela com maior rigor os processos de transferência de calor e massa que têm lugar na coluna, e que será incluído posteriormente neste modelo. Entretanto, a quantidade de pratos teóricos e a eficiência da ratificação será variada até conseguir um ajuste com as medidas experimentais.

Assumindo o equilíbrio em cada ponto da coluna para um modelo de prato teórico tem-se as seguintes equações:

$$T_6 = T_2 \quad (5.56)$$

$$X_6 = X_{6E}(T_6, P_6) \quad (5.57)$$

$$T_7 = T_{7E}(P_7, X_7) \quad (5.58)$$

$$T_8 = T_7 \quad (5.59)$$

$$X_8 = X_{8E}(T_8, P_8) \quad (5.60)$$

$$T_9 = T_{9E}(P_9, X_9) \quad (5.61)$$

$$T_{11} = T_9 \quad (5.62)$$

Além das equações anteriores, trabalha-se também com as equações que representam as perdas de carga em equipamentos e tubulações. Estas expressões foram introduzidas no capítulo 2, e foram desenvolvidas no anexo X. Neste capítulo não serão apresentadas para não engrossar o número de equações de forma exagerada.

Observando a instalação em seu conjunto, ou seja, traçando fronteiras além dos componentes independentes, pode-se acrescentar uma série de outras relações entre as diferentes variáveis, que podem ser eventualmente úteis para a explicitação de variáveis:

$$\begin{aligned} XG_{14} &= XG_{15} = XL_{16} = XL_{17} = \\ XL_{18} &= Z_{19} = Z_{20} = XG_{21} = XG_{22} \end{aligned} \quad (5.63)$$

$$\begin{aligned} Z_{24} &= XL_{25} = XL_{26} = XL_{27} = \\ XL_{28} &= XL_{29} = XL_{30} = XL_{31} = Z_{32} \end{aligned} \quad (5.64)$$

$$XL_3 = XL_{33} = Z_{34} = XL_{35} \quad (5.65)$$

$$Z_{34} = XL_{33} \quad (5.66)$$

$$m_{14} + m_3 - m_{32} = 0 \quad (5.67)$$

$$m_{14} XG_{14} + m_3 XL_3 - m_{32} Z_{32} = 0 \quad (5.68)$$

$$m_{22} + m_{35} - m_{23} = 0 \quad (5.69)$$

$$m_{27} - m_{28} - m_{29} = 0 \quad (5.70)$$

$$m_{31} = m_{27} \quad (5.71)$$

$$m_{32} = m_{31} \quad (5.72)$$

$$m_{27} = m_{26} \quad (5.73)$$

$$m_{22} = m_{21} = m_{20} = m_{19} = m_{18} = m_{17} \quad (5.74)$$

$$m_{35} = m_{34} = m_{33} = m_3 \quad (5.75)$$

$$m_{16} = m_{15} = m_{14} \quad (5.76)$$

$$h_{34} = h_{33} \quad (5.77)$$

As equações acima são válidas para qualquer regime de trabalho da instalação. Considerando a operação em regime permanente, podem-se escrever também as seguintes relações:

$$m_9 - m_8 - m_3 = 0 \quad (5.78)$$

$$m_9 XL_9 - m_8 XG_8 - m_3 XL_3 = 0 \quad (5.79)$$

$$m_7 - m_6 - m_3 = 0 \quad (5.80)$$

$$m_7 XL_7 - m_6 XG_6 - m_3 XL_3 = 0 \quad (5.81)$$

5.1.2. Parâmetros

Entre os parâmetros utilizados na simulação encontram-se os coeficientes globais de transferência de calor de cada um dos trocadores que compõem a máquina. Estes coeficientes são

avaliados experimentalmente, e pela extensão da metodologia de avaliação e as complexidades práticas desta, foi dedicado todo o capítulo anterior a este item.

Outro dos parâmetros é a eficiência global da bomba, que também é avaliada experimentalmente. O fluxo máximo ideal através da mesma é calculado a partir da densidade do fluido, determinada pelos parâmetros à entrada da bomba, e o fluxo volumétrico da bomba que pode ser facilmente calculado, assim:

$$m_{\text{Bomba}}^{\text{id}} = m_{25} = (60)(3)n \frac{\pi d_p^2}{4} l_p \rho_{25} \quad (5.82)$$

onde:

- 3 → número de pistões;
- n → número de rpm;
- d_p → diâmetro dos pistões;
- l_p → deslocamento dos pistões;
- ρ_{25} → densidade da solução a temperatura e concentração de 25;
- 60 → fator para obter o fluxo em kg/h;

De outro lado o fluxo real (m_{Bomba}^R) de solução forte pode ser determinado a partir do balanço de massa dos fluxos de solução pobre e de amônia destilada, que são medidos experimentalmente. A eficiência global da bomba fica definida como:

$$\eta_{\text{Bomba}} = \frac{m_{\text{Bomba}}^R}{m_{\text{Bomba}}^{\text{id}}} \quad (5.83)$$

A eficiência do processo de absorção também é determinada experimentalmente, através do conceito apresentado no anexo VIII. A partir da temperatura da solução rica à saída do absorvedor e da pressão deste, pode-se calcular a concentração ideal da solução. Através do

balanço de massa e matéria pode-se determinar a concentração real da solução rica, a partir dos fluxos e das concentrações da solução pobre e da amônia destilada.

Por não contar ainda com os meios experimentais necessários para a determinação da eficiência do retificador, esta será dada como um parâmetro ao algoritmo de simulação, que será variado até o sistema simulado se ajustar com o sistema experimental.

Nesta primeira aproximação tomaram-se, para comparação com os resultados experimentais e os simulados, os coeficientes globais de transferência de calor oferecidos pela MADEP, os quais foram empregados para o projeto da instalação experimental. Esta comparação é importante, devido principalmente a que estes coeficientes são o resultado de uma larga experiência (mais de 100 anos) na construção e exploração destas instalações de absorção, pela empresa alemã BORSIG. Os valores destes coeficientes são ($\text{kcal/h/m}^2 \text{ } ^\circ\text{C}$):

- Absorvedor: 400 - 500;
- Desorvedor: 500;
- Condensador: 750;
- Evaporador: 250;
- Retificador: 200;
- Trocador solução - solução: 1200;
- Sub-resfriador de amônia: 50;
- Resfriador de solução pobre: 750;

Os outros parâmetros que restam para completar os dados necessários para fechar o algoritmo de solução são os parâmetros construtivos (áreas de transferência de calor), que são fornecidos como dados fixos, e cujos valores podem ser revisados no anexo II; e os parâmetros externos, que são variados para cada processo de simulação, com objetivo de conhecer o comportamento da máquina frente a estas variações. Estes parâmetros externos são:

- T_{bu} → temperatura de bulbo úmido.
- $T_{ág}$ → temperatura da água ambiente.
- P_v → Pressão do vapor de aquecimento.

5.2.- Método numérico.

Para a solução do sistema de equações resultante do modelo matemático da operação em regime permanente é empregado o método de Newton-Raphson para sistemas de equações não lineares. Neste caso é empregada uma versão do método originalmente proposto por Stoecker (1971) para a solução de sistemas de equações algébricas não lineares.

Esta versão do método numérico de Newton-Raphson para solução de sistema de equações não lineares, apresenta estimação numérica da matriz de Jacob, solução do sistema linearizado pelo método de Gauss com pivotamento parcial, e método de relaxação para controle de resíduo com busca do fator de relaxação.

Esta adequação do método foi primeiramente elaborada por Figueiredo (1980) na sua tese de mestrado, durante a modelagem de um sistema de absorção água - amônia movido a energia solar. Como ele coloca, o método de Newton-Raphson apresenta menos problemas quanto a convergência do que os métodos iterativos de substituição sucessiva.

Entretanto Figueiredo, no seu trabalho pioneiro supôs, como outros muitos autores, que a concentração da amônia destilada era de 100 %, pelas dificuldades de se trabalhar na zona de altas concentrações. Porém esta versão do método elaborada por ele mesmo, mostrou através do presente trabalho, ser bastante efetiva trabalhando nesta zona, onde esta mistura apresenta uma forte dependência não linear entre a temperatura, pressão e concentração, que dificulta em alto grau a solução dos sistemas de equações representativos de sistemas físicos baseados nestas substâncias (Grossman, 1990).

5.2.1. Descrição do método.

O método de Newton-Raphson para a solução de um sistema de equações não lineares é análogo ao método empregado para a solução de uma equação não linear (ver anexo XIV), e pode ser descrito como segue:

Seja um conjunto de equações expresso na forma implícita.

$$\begin{aligned} f_1(X_1^0, \dots, X_j^0, \dots, X_n^0) &= 0 \\ \vdots \\ f_i(X_1^0, \dots, X_j^0, \dots, X_n^0) &= 0 \\ \vdots \\ fn(X_1^0, \dots, X_j^0, \dots, X_n^0) &= 0 \end{aligned} \tag{5.84}$$

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

$$R_{j1}^1 = f_j(X_{11}^1, \dots, X_{j1}^1, \dots, X_{n1}^1) \quad (5.85)$$

Expandindo os $\mathbf{R}_i^1$ em série de Tylor em torno dos valores iniciais, desprezando os termos de ordem igual ou superior a 2, obtemos $\mathbf{n}$ planos $\mathbf{n}$ -dimensionais que aproximam as funções $\mathbf{R}_{i1}^1$:

$$\begin{aligned} R_{i1} = & (X_1 - X_{11}) \frac{\partial f_i}{\partial X_1} (X_{11}, \dots, X_{j1}, \dots, X_{n1}) + \dots \\ & \dots + (X_j - X_{j1}) \frac{\partial f_i}{\partial X_j} (X_{11}, \dots, X_{j1}, \dots, X_{n1}) + \dots \\ & \dots + (X_n - X_{n1}) \frac{\partial f_i}{\partial X_n} (X_{11}, \dots, X_{j1}, \dots, X_{n1}) \end{aligned} \quad (5.86)$$

Tem-se desta maneira um conjunto de equações lineares que pode ser resolvido para que se obtenha um novo conjunto de valores aproximativos $X_{12}, \dots, X_{j2}, \dots, X_{n2}$; e assim sucessivamente.

Na proposta feita originalmente por Stoecker (1971), o processo se encerra quando os valores de X_i obtidos na k -ésima iteração não diferem significativamente dos valores obtidos na iteração anterior, ou seja quando:

$$\left| \frac{X_{j_k} - X_{j_{k-1}}}{X_{j_k}} \right| < \varepsilon \quad \forall X_{j_k} \quad (5.87)$$

Seguindo a metodologia e a nomenclatura empregada por Stoecker os resíduos R_i são calculados na subrotina **EQNS**. O cálculo das derivadas parciais é feito numericamente, na subrotina **PARDIF**, através da aproximação:

$$\begin{aligned} \frac{\partial f_i}{\partial X_j}(X_{1k}, \dots, X_{jk}, \dots, X_{nk}) &\equiv \\ &\equiv \frac{R_i((X_{1k}, \dots, X_{jk} + \Delta X_j, \dots, \Delta X_{nk})) - R_i(X_{1k}, \dots, X_{jk}, \dots, X_{nk})}{\Delta X} \end{aligned} \quad (5.88)$$

A subrotina **PARDIF** admite os valores dos X_{jk} dos $R_i(X_{1k}, \dots, X_{jk}, \dots, X_{nk})$.

Para calcular as derivadas parciais $\partial f_i / \partial X_j$, esta subrotina encontra inicialmente os incrementos ΔX_j , que são obtidos como se segue:

$$\Delta X_j = \Delta V X_j \quad (5.89)$$

A seguir, a subrotina **EQNS** é chamada para calcular os valores $R_i(X_1, \dots, X_j + \Delta X_j, \dots, X_n)$. Finalmente, é aplicada a equação (5.88) para o cálculo das derivadas parciais.

Outra variação do método de Newton-Raphson é apresentada em CARNAHAN et AL (1969). Estes calculam os valores das derivadas parciais através das expressões analíticas destas derivadas, o que é econômico, quando possível. Pelas dificuldades das equações de estado da mistura água - amônia, neste trabalho se adotou a proposição de Stoecker adaptada por Figueiredo.

A solução do sistema de equações lineares é feita pelo método das eliminações sucessivas de Gauss na subrotina **GAUSS**, que fornece como resultado o vector $X_{jk} - X_{jk-1}$, denominado **VCORR**. As variáveis iniciais, bem como os parâmetros do sistema, são lidas pelo programa principal, e são enviados à subrotina **EQNS**.

Estas modificações tem como base a utilização da maior quantidade de equações do sistema em forma explícita, e as restantes na forma implícita, da seguinte maneira:

$$\begin{aligned} X_{i+1} &= X_{i+1}(X_1, X_2, \dots, X_i) \\ X_{i+2} &= X_{i+2}(X_1, X_2, \dots, X_i, X_{i+1}(X_1, X_2, \dots, X_i)) = \\ &= \bar{X}_{i+2}(X_1, X_2, \dots, X_i) \\ &\dots\dots\dots \\ X_n &= X_n(X_1, X_2, \dots, X_i, \dots, \bar{X}_{n-1}(X_1, X_2, \dots, X_i)) = \\ &= \bar{X}_n(X_1, X_2, \dots, X_i) \end{aligned} \tag{5.90}$$
$$\begin{aligned} R_1 &= f_1(X_1, X_2, \dots, X_l, \overline{X}_{l+1}(X_1, X_2, \dots, X_l), \dots, \overline{X}_n(X_1, X_2, \dots, X_l)) \\ &\vdots \\ R_i &= f_i(X_1, X_2, \dots, X_l, \overline{X}_{l+1}(X_1, X_2, \dots, X_l), \dots, \overline{X}_n(X_1, X_2, \dots, X_l)) \end{aligned} \quad (5.91)$$

Além deste fator econômico, foram eliminados problemas de convergência do método, principalmente relacionados com a quantidade de valores iniciais a considerar, que em sistema fortemente não lineares, como no caso do par água - amônia, é de grande complexidade.

Resumindo, este algoritmo está baseado no método numérico de Newton-Raphson para solução de sistema de equações não lineares, com estimação numérica da matriz de Jacob, solução do sistema linearizado pelo método de Gauss com pivoteamento parcial, e método de relaxação para controle de resíduo com busca automática do fator de relaxação.

Neste algoritmo de cálculo é utilizado um dispositivo de controle do processo de convergência do Newton-Raphson através do resíduo. Se o resíduo quadrático médio tender a aumentar em uma dada iteração, esta não é executada. Ao invés disso, é utilizado um incremento no sentido definido pelo Newton-Raphson, mas com menor módulo, buscando evitar aquele aumento do resíduo quadrático médio.

Nesta versão foi incluído, no método de eliminação de Gauss, outra modificação efetuada por Figueiredo. No método original, na medida em que o sistema de equações lineares, ao ser resolvido dentro da subrotina **GAUSS**, se mostrasse linearmente dependente, o cálculo iterativo era encerrado.

Segundo comenta Figueiredo, do ponto de vista teórico, o encerramento do cálculo por este motivo não leva em conta a possibilidade do conjunto de equações ser acidentalmente dependente sem que as equações originais, não lineares, sejam dependentes, em virtude de um particular conjunto de valores aproximativos.

Uma modificação introduzida na subrotina **GAUSS** 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.

5.3.- Algoritmo computacional.

Com as considerações, as equações e os parâmetros acima é construído o algoritmo computacional que simula a operação da instalação em regime permanente. Na figura 5.2 pode-se observar o diagrama em blocos do algoritmo de solução para a simulação do sistema.

Para garantir simplicidade e clareza, este diagrama apresenta os passos gerais e não detalha os algoritmos internos de cada bloco. É empregada a nomenclatura do item anterior, referidos às

subrotinas que calculam cada um dos principais procedimentos utilizados no algoritmo de cálculo (PARDIF, EQNS, etc).

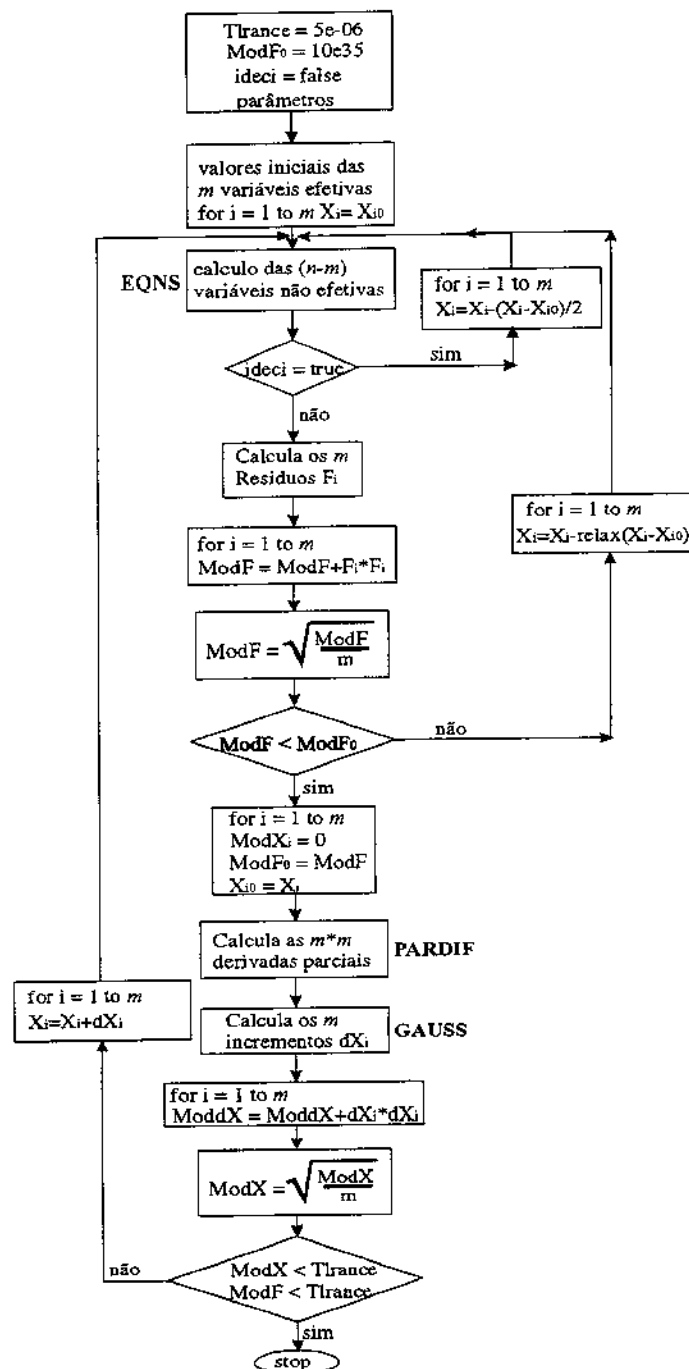


fig.5.2. Diagrama em blocos do algoritmo de cálculo para simulação da operação em regime permanente.

O programa principal lê os valores dos parâmetros e os valores iniciais das variáveis efetivas. Tais valores são aceitos pelo procedimento EQNS, que calcula as demais variáveis não efetivas, e os resíduos.

As equações de estado são utilizadas através das funções ou procedimentos como foi explicado no capítulo 3. Estas são chamadas dentro dos procedimentos de cálculo da subrotina EQNS.

Para o cálculo das taxas de transferência de calor da maioria dos trocadores de calor é empregado o método do DMLT. O cálculo destas diferenças médias logarítmicas de temperatura é feita através de uma subrotina em forma de função (DIFMED). Em algumas das iterações pode ocorrer o aparecimento de temperaturas mais altas para o fluido frio que para o fluido quente num terminal de algum dos trocadores.

Para evitar esta situação, que viola a 2ª Lei da termodinâmica, o programa faz um teste de validade, através desta subrotina DIFMED, dos valores iniciais assumidos para as variáveis efetivas, detendo o programa e informando de tal fato ao usuário. Portanto 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 *false* para combinações possíveis de temperaturas e *true* para combinações impossíveis).

Se o valor de IDECI for *true*, a subrotina EQNS não efetua os passos seguintes, e o valor de IDECI é enviado ao programa principal. Os valores dos diversos ΔX_i calculados anteriormente para aquela iteração são modificados (arbitrariamente reduzidos à metade), e o programa continua com novos valores iniciais.

Uma vez o teste do DMLT seja passado, o programa calcula os valores dos resíduos F_i iniciais desta iteração, é calculado o módulo deste vector e comparado com o valor do módulo anterior, caso que o módulo do vector atual seja maior, as variáveis são relaxadas através de um fator de relaxamento prefixado e o processo é repetido. Caso o módulo do vector atual seja menor, o programa continua.

Após vencidos estes testes, que garantem a estabilidade física e convergência do sistema matemático, são estimadas numericamente as derivadas parciais correspondentes ao Jacobiano do sistema e são calculados os incrementos de cada uma das $n-1$ variáveis efetivas.

Como critério de parada é estabelecido que os módulos dos vetores correspondentes aos incrementos das variáveis e aos resíduos sejam menores que um valor preestabelecido na variável TLRANCE.

Caso esta condição não seja cumprida as variáveis assumem os novos valores, resultados da soma do valor atual com o valor do incremento de cada uma, e o processo é repetido sucessivamente até atingir a condição de parada.

Deve-se lembrar que o diagrama da figura 5.2 representa o algoritmo geral. Dentro do bloco que calcula as $n-1$ variáveis não efetivas, existem outros algoritmos iterativos para o cálculo das propriedades de estado da substância, e para estabelecer a temperatura na interface água - ar nos trocadores de calor evaporativo. Estes algoritmos podem ser revisados nos anexos XI e IV respectivamente.

No algoritmo são tomadas como variáveis efetivas as seguintes:

- $V[1] = m_{14}$;
- $V[2] = T_{14}$;
- $V[3] = T_{18}$;
- $V[4] = T_{21}$;
- $V[5] = T_{32}$;
- $V[6] = X_{25}$;
- $V[7] = X_2$;
- $V[8] = X_7$;
- $V[9] = P_{16}$;
- $V[10] = P_{21}$;

Como resíduos foram selecionados os seguintes:

- $R[1] = NTU_C^A - NTU_C^R$
- $R[2] = Q_E - (UA)_E DMLT_E$

- $R[3] = NTU_A^A - NTU_A^R$
- $R[4] = Q_R - (UA)_R DMLT_R$
- $R[5] = Q_D - (UA)_D DMLT_D$
- $R[6] = Q_{SR} - (UA)_{SR} DMLT_{SR}$
- $R[7] = Q_{TSS} - (UA)_{TSS} DMLT_{TSS}$
- $R[8] = NTU_{RSP}^A - NTU_{RSP}^R$
- $R[9] = \text{Eq. (5.25)}$
- $R[10] = \text{Eq. (5.26)}$

O algoritmo empregado para calcular as variáveis não efetivas, através de um sistema de equações explícitas, a partir dos valores iniciais das variáveis efetivas, pode-se ver no anexo XII.

Capítulo 6

Análise da operação em regime permanente.

6.1.- Validação do modelo em regime permanente.

Antes de analisar o comportamento da máquina frente às variações de alguns parâmetros, é testada a validade do modelo matemático e do processo de simulação da operação em regime permanente da instalação. Para isto são comparados alguns dos principais parâmetros de operação do ciclo, obtidos através da simulação, com os calculados a partir dos dados experimentais (ex.: as taxas de transferência de calor, coeficiente de desempenho, etc.), sob as seguintes considerações:

- É considerada a temperatura de bulbo úmido de 23°C.
- As temperaturas de entrada e saída dos fluxos de cada trocador são calculadas como média aritmética entre várias temperaturas médias de diversos ciclos de 15 minutos de formação de gelo. O mesmo procedimento é válido para as concentrações e os fluxos de massa. Este algoritmo pode ser revisado na secção de dados experimentais do capítulo 4.
- Como no caso anterior, devido à flutuação do fluxo de massa de amônia ao evaporador, para calcular o calor de evaporação, este fluxo é calculado como a média aritmética da média integral de vários ciclos de formação de gelo.
- É considerada uma espessura média do gelo nos tubos evaporadores de 0.05 m, e uma temperatura da água ambiente de 27°C.

Na tabela 6.1 se observa a comparação entre as taxas de transferência de calor calculadas através dos dados experimentais e as obtidas a partir da simulação. A coluna dos erros está baseada no erro relativo com respeito aos parâmetros experimentais, e segundo pode-se notar, em alguns casos estes erros são consideráveis, devido principalmente à dificuldade de estimar com adequada exatidão, os coeficientes de troca de calor de vários trocadores, ex. nos trocadores de calor evaporativo, retificador e desorvedor.

Tabela 6.1. Comparação das taxas de transferência de calor e do COP do ciclo.

Grandeza	Experimental	Simulada	Erro [%]
$Q_E[\text{kW}]$	21.43	22.66	+5.73
$Q_C[\text{kW}]$	23.90	22.02	-7.86
$Q_A[\text{kW}]$	35.57	34.79	-2.19
$Q_D[\text{kW}]$	51.42	49.58	-3.55
$Q_R[\text{kW}]$	15.76	16.18	+2.66
$Q_B[\text{kW}]$	0.41	0.3	-26.8
$Q_{SR}[\text{kW}]$	1.67	1.71	+2.39
$Q_{RSP}[\text{kW}]$	17.71	16.06	-9.31
$Q_{TSS}[\text{kW}]$	40.22	44.14	+9.75
COP[%]	41.34	45.42	+9.87

Nesta tabela 6.1 mostra-se que o erro na potência consumida pela bomba de solução é bastante elevado devido fundamentalmente a que não está sendo levado em conta, nesta primeira simulação aproximada, a variação da eficiência volumétrica com a pressão de descarga.

Na tabela 6.2 é apresentada a comparação entre as temperaturas medidas experimentalmente e as simuladas, para alguns dos pontos principais do sistema. Os erros apresentados nesta tabela demonstram que há uma grande separação, em alguns pontos específicos, entre os valores termodinâmicos calculados via experimental e os simulados, apesar da informação oferecida na tabela 6.1 indicar que os erros no balanço térmico do sistema não atingem tais dimensões.

Tabela 6.2. Comparação das temperaturas de alguns pontos do sistema.

Ponto	T(exp.)[°C]	T(sim.)[°C]	erro [%]
3	111.01	118.10	6.38
14	41.7	40	4.25
17	33.34	30.13	10.6
18	13.6	10.96	19.41
21	-8.5	-11.46	34.8
22	23.7	29.08	22.7
25	40.7	31.71	22
31	50.02	51.47	2.89
32	96.03	102.73	6.9
33	55.2	57.10	3.44
34	41.5	35.30	14.9

Na tabela 6.3 é apresentada uma comparação entre os valores experimentais e simulados das pressões e concentrações do sistema. Neste quadro P_A representa a pressão de alta do sistema e corresponde à pressão do ponto 14 (saída do vapor da coluna de retificação). A pressão de baixa do sistema é representada por P_B , correspondente à saída da solução rica do absorvedor (ponto 25). As concentrações rica e pobre estão representadas por X_R e X_P respetivamente.

Tabela 6.3 Comparação entre parâmetros relevantes.

Parâmetro	experimental	simulado	erro [%]
P_A [bar]	14.07	13.01	7.5
P_B [bar]	2.71	2.16	20.3
X_R [%]	0.335	0.347	3.5
X_P [%]	0.286	0.267	6.64
ΔX [%]	0.05	0.08	60
X_D [%]	0.983	0.9994	1.6

Os valores apresentados na tabela 6.3 impõem os limites do ciclo termodinâmico que percorre o sistema. Na figura 6.1 é apresentada uma comparação qualitativa dos ciclos real e simulado a partir dos valores expostos acima. Nota-se que existe uma diferença notável entre os

formatos de ambos ciclos. O ciclo do sistema real é mais estreito e comprido, enquanto que o sistema simulado apresenta um ciclo mais largo e curto.

Esta diferença faz com que o sistema simulado seja mais eficiente, neste caso devido principalmente à diferença de concentrações, lembrando que para os sistemas frigoríficos de absorção quanto menor a diferença de suas isobaras e maior a diferença das concentrações, mais perto estará do ciclo teórico equivalente de Carnot e maior será portanto o Coeficiente de Desempenho (Plank, 1959).

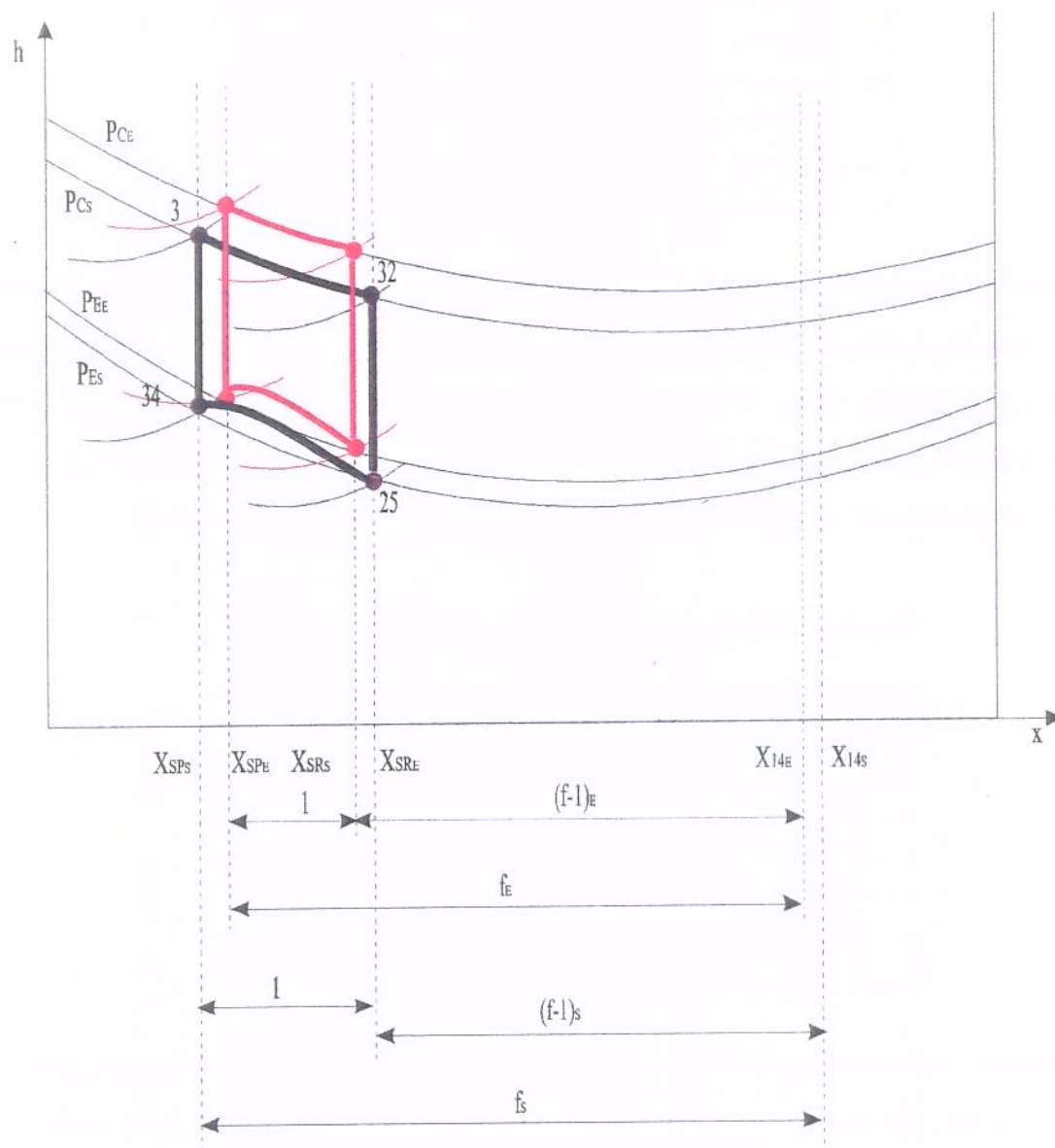


fig. 6.1. Comparação dos ciclos experimental e simulado.

6.2.- Análise da operação em regime permanente.

Estando o condensador, o absorvedor e o resfriador de solução pobre dentro de uma torre de resfriamento evaporativa, é lógico esperar que o parâmetro externo de maior relevância seja a temperatura de bulbo úmido.

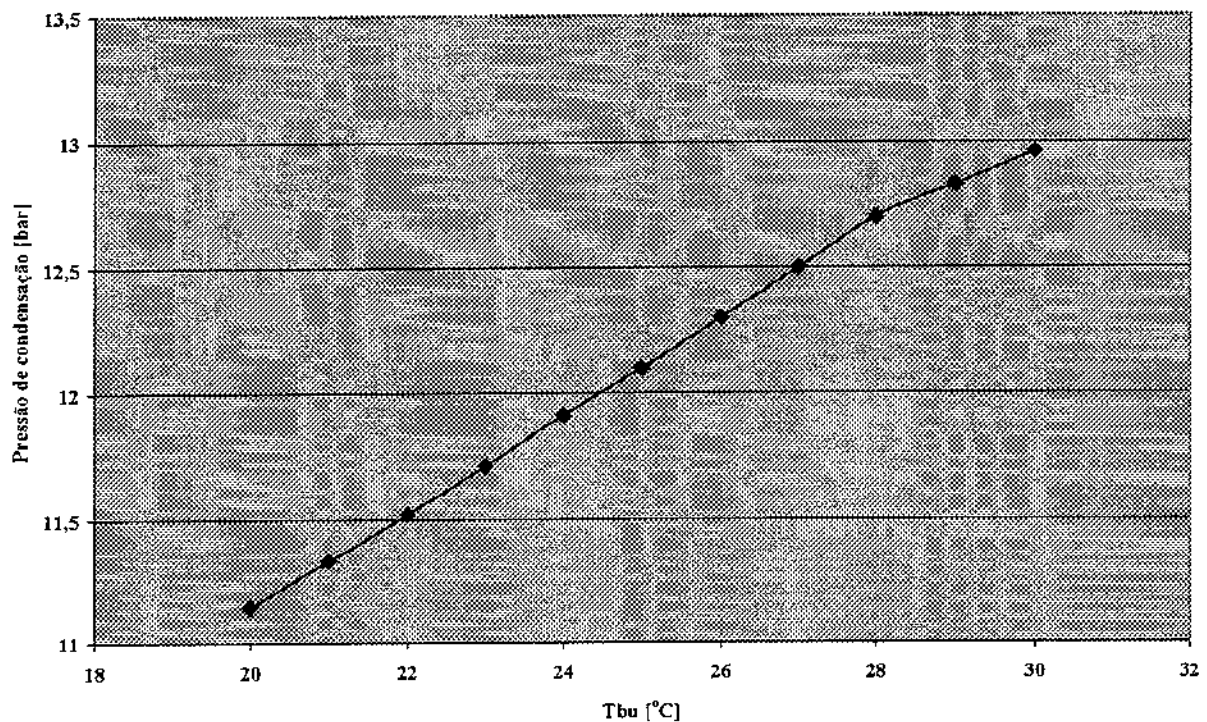


fig. 6.2. Variação da pressão de condensação com a temperatura de bulbo úmido.

Na figura 6.2 se observa a variação da pressão de condensação com a temperatura de bulbo úmido. Este aumento da pressão afeta diretamente a capacidade do condensador e o trabalho da bomba de solução (maior consumidora de energia elétrica no sistema). À medida que a diferença de pressões no sistema aumenta a potência necessária para fazer circular o fluxo de solução rica se incrementa, como pode-se observar na figura 6.3, ao mesmo tempo que a eficiência volumétrica da bomba diminui.

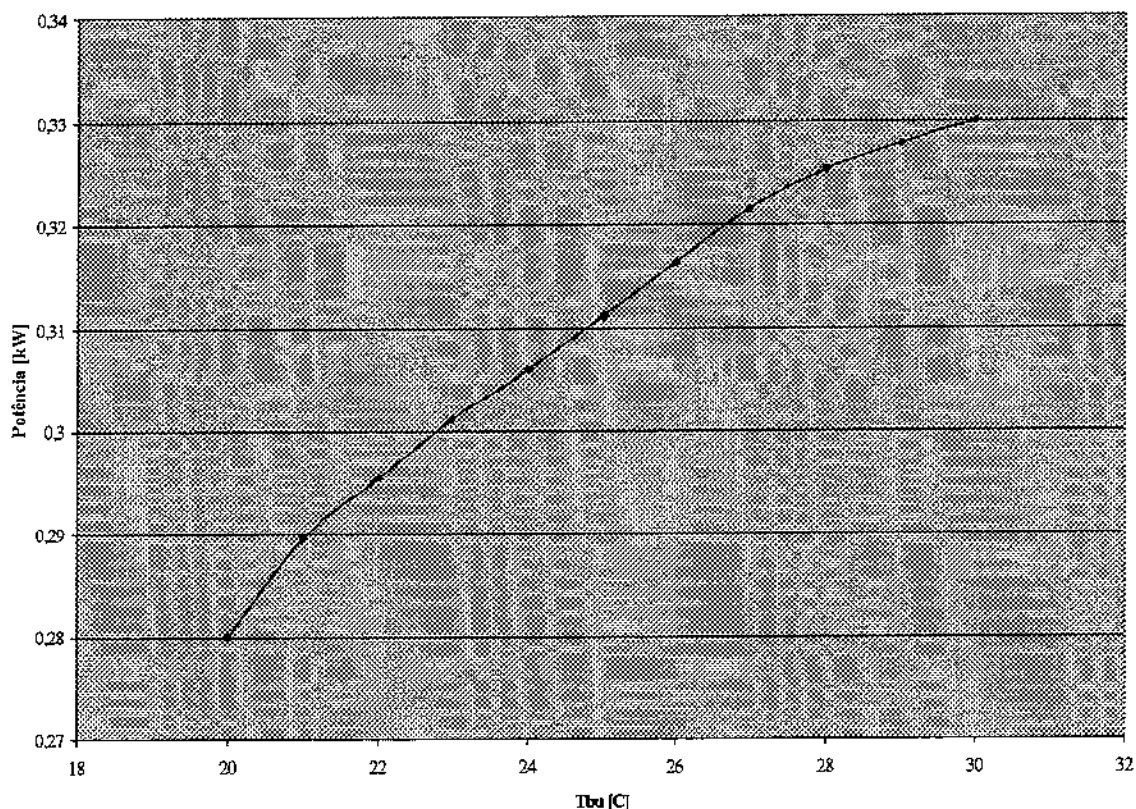


fig. 6.3 Potência consumida pela bomba de solução.

Na figura 6.4 se observa a variação das taxas de transferência de calor em cada trocador à medida em que a temperatura de bulbo úmido aumenta. Observa-se como diminui a capacidade do condensador quando esta temperatura é incrementada, por isto a necessidade de uma reserva de condensado que assegure a operação adequada do evaporador. Devido à capacidade de armazenamento dos receptores do condensador, não é afetado o fluxo de amônia ao evaporador quando aumenta a temperatura de bulbo úmido.

Porém a capacidade do evaporador diminui devido ao aumento da pressão e da temperatura de evaporação, e principalmente devido à perda de capacidade do absorvedor. Esta última é diminuída por duas razões: em primeiro lugar devido à baixa taxa de transferência de calor na torre evaporativa, que diminui pela baixa taxa de transferência de calor e massa na interface água - ar; em segundo lugar devido ao aumento da temperatura da solução pobre que entra no absorvedor, diminuindo sua capacidade de absorver os vapores formados no evaporador.

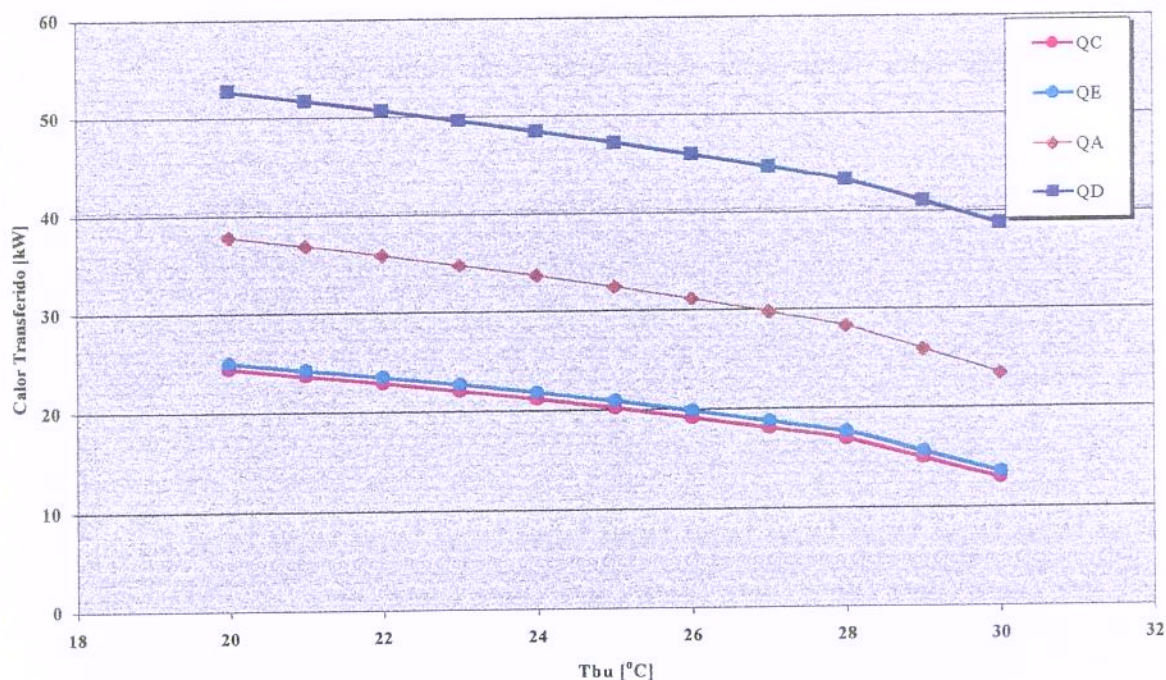


fig.6.4. Taxas de transferência de calor externas.

Com isto, todas as taxas de transferência de calor com o exterior diminuem, porém as taxas de transferência de calor entre as distintas correntes, nos trocadores internos da instalação, permanecem quase constante, como se pode observar na figura 6.5.

Embora o calor no resfriador de solução pobre seja jogado ao ar ambiente, e portanto a taxa de transferência de calor correspondente a este processo deveria estar representada na figura 6.4, para analisar a recuperação do calor de retificação, esta é representada na figura 6.5 junto à taxa de transferência de calor do retificador.

Pode-se observar nesta figura como as taxas de transferência de calor de ambos processos permanecem semelhantes para qualquer condição de operação. Isto se deve a que o calor de retificação é retirado com a solução rica antes de passar pelo trocador de calor solução - solução, e como consequência a troca de calor entre as soluções ricas e pobre diminui.

Não se conseguindo resfriar suficientemente a solução pobre, dever-se-á retirar, no resfriador evaporativo de solução pobre, este calor que se deixou de transferir no trocador de calor, não havendo, portanto, recuperação efetiva do calor de retificação.

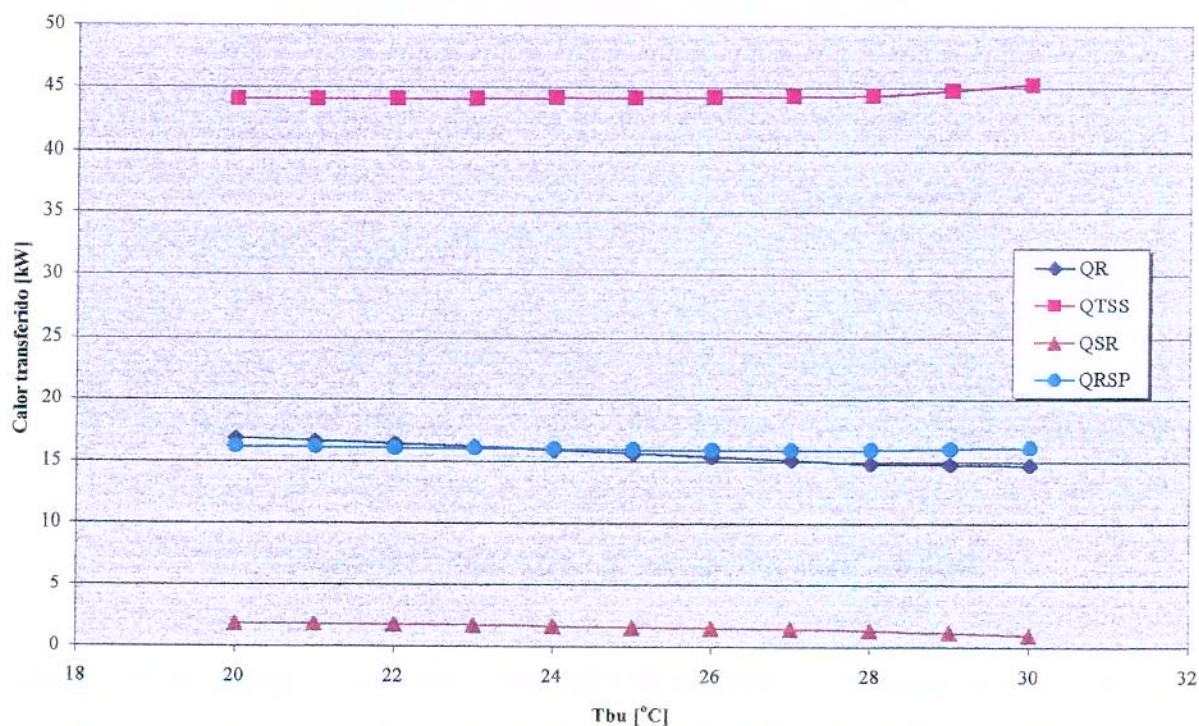


fig.6.5. Taxas internas de transferência de calor.

Como é explicado no anexo VII, a quantidade de solução rica que pode passar pelo retificador sem afetar o processo de absorção está determinada pelo balanço de energia no trocador de calor solução-solução, assim:

$$fa = m_{27} - m_3 \frac{Cp_{SP}(T_3 - T_{33})}{Cp_{SR}(T_{32} - T_{27})}$$

Para determinar esta quantidade de fluido são empregados os fluxos reais de solução rica e pobre que circulam na instalação, porém são utilizadas as temperaturas obtidas através da simulação, uma vez que as temperaturas reais estão fora de qualquer análise deste tipo.

Como pode ser observada na tabela 6-2 a temperatura à saída do absorvedor T_{25} , é superior a 40°C , o que não permite que esta seja empregada para o processo de retificação, pois a temperatura do vapor refrigerante à saída do retificador deverá estar nesta ordem, precisando-se uma área de troca de calor infinita.

De outro lado a temperatura à saída do resfriador de solução pobre real é também da ordem de mais de 40°C (ver tabela 2), uma temperatura muito alta para entrar no absorvedor, sem comprometer o bom desempenho deste.

Para empregar a solução rica, ou parte desta, na recuperação do calor de retificação, sem diminuir o desempenho do absorvedor, parte-se inicialmente da hipótese de que não existe o resfriador de solução pobre, e portanto as temperaturas envolvidas neste processo deverão ser atingidas no trocador de calor, assim T_{33} deverá ser igual a $T_{34} = 35.30^{\circ}\text{C}$, as restantes temperaturas são:

- $T_3 = 118.10^{\circ}\text{C}$
- $T_{27} = 31.71^{\circ}\text{C}$
- $T_{32} = 102.73^{\circ}\text{C}$

com isto:

$$fa \cong 727.82 - 1.1574(653.95)$$

$$fa \cong - 29 \text{ kg/hr}$$

onde o símbolo aproximado significa que foram assumidos iguais calores específicos para os fluxos de solução rica e pobre.

Este resultado indica que não é possível aproveitar o calor de retificação, às temperaturas e fluxos de operação estabelecidos no sistema, pelo contrario indica que para manter os parâmetros estabelecidos pela simulação é necessário rejeitar um pouco de calor ao meio. Isto pode ser

observado na figura 6.5, quando após os 23°C de temperatura de bulbo úmido o calor rejeitado no resfriador de solução pobre começa a ser maior do que o calor recuperado no retificador.

Para o caso da instalação real esta situação criada pelo aproveitamento do calor de retificação é bem pior, uma vez que a temperatura à saída do absorvedor é muito alta e compromete não só o desempenho do absorvedor, mas também o desempenho do retificador. Esta é com certeza uma das causas da baixa concentração da amônia destilada.

6.3.- Análise do desempenho da máquina.

Na figura 6.6 se observa a diminuição do coeficiente de desempenho com o incremento da temperatura de bulbo úmido, para diferentes temperaturas do vapor de aquecimento. Pode-se notar como à medida que aumenta a temperatura de bulbo úmido é mais rápida a queda de eficiência.

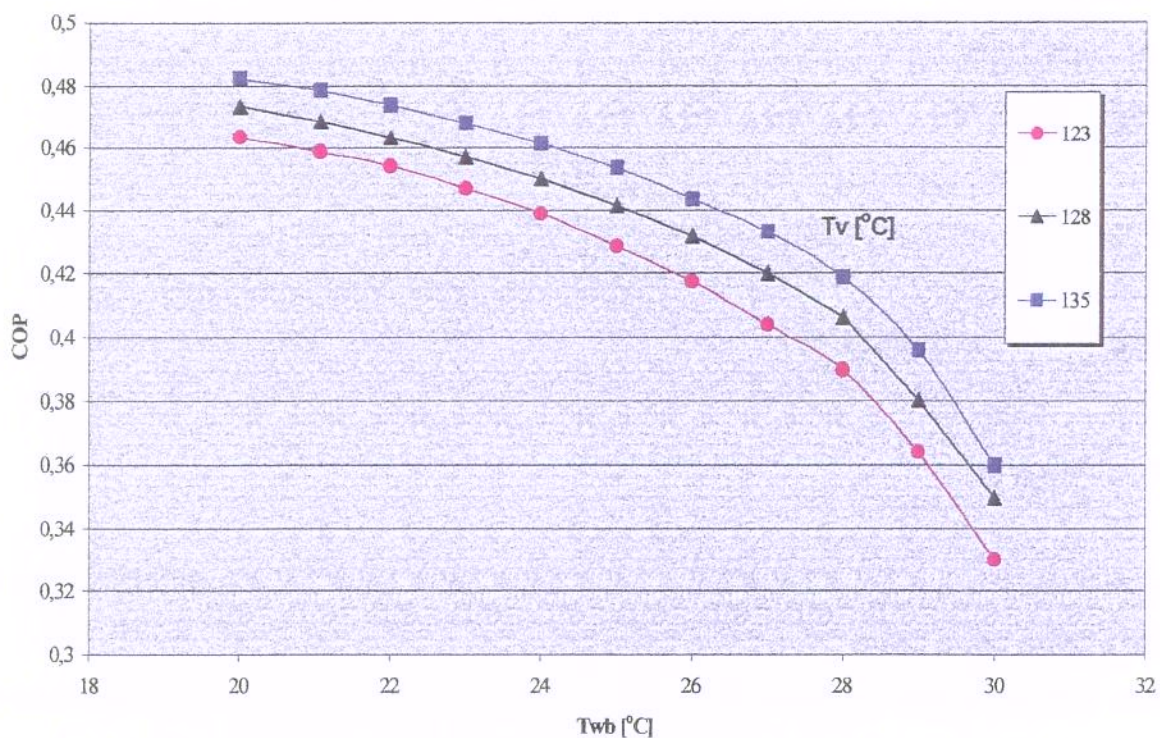


fig. 6.6. Variação do coeficiente de desempenho.

Isto se deve a que a perda da capacidade do evaporador, pelas razões explicadas anteriormente no item referente à perda de capacidade do condensador e absorvedor, é maior do que a redução da quantidade de calor que terá que ser fornecido no desorvedor, e por outra parte ao aumento da potência consumida pela bomba de solução.

No desorvedor a taxa de transferência de calor diminui devido ao aumento da concentração da amônia destilada com o incremento da pressão. A uma temperatura de retificação fixa, como no caso da simulação, a quantidade de refluxo diminui, e portanto o calor necessário no desorvedor também diminui.

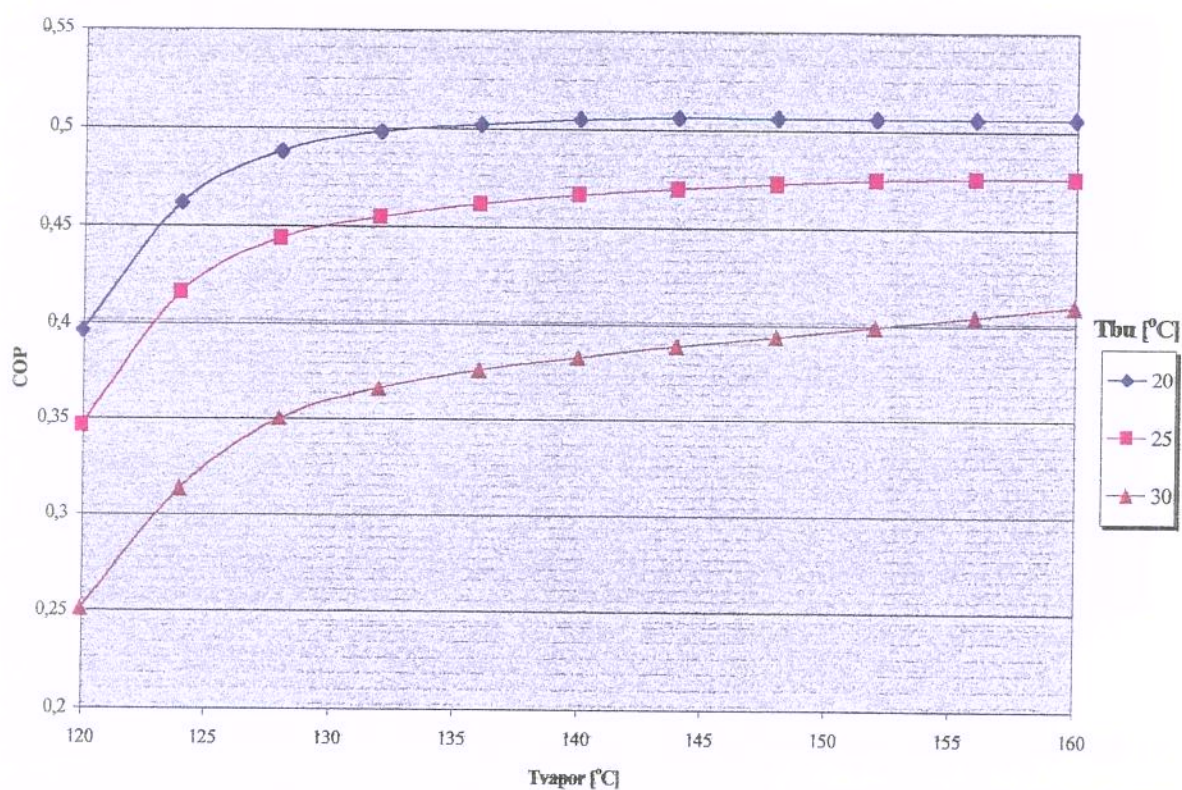


fig. 6.7. COP em função da temperatura do vapor de aquecimento.

Na figura 6.7 é representada a variação do coeficiente de desempenho com a temperatura do vapor de aquecimento para várias temperaturas de bulbo úmido. Nesta figura se observa como à medida que é incrementada a temperatura do vapor aumenta o coeficiente de desempenho, mas

comparando as figuras 6.6 e 6.7 pode-se concluir que a temperatura de bulbo úmido possui uma maior influência sobre o coeficiente de desempenho do que a temperatura de vapor de aquecimento.

Na tabela 6.4 podem-se revisar os dados numéricos nos quais estão baseados os gráficos apresentados acima. Estes dados estão baseados somente para uma temperatura de vapor igual a 128°C para a figura 6.6, e uma temperatura de bulbo úmido de 23°C para a figura 6.7. Os valores das restantes variáveis podem ser revisados no anexo XIII.

Tabela 6.4. Variação dos principais parâmetros com a temperatura de bulbo úmido.

Tbu	PC	QC	QE	QA	QD	QR	QTSS	QSR	QRSP	QB	COP
20	11,14	24,41	24,96	37,79	52,71	16,86	44,06	1,83	16,22	0,28	0,4710
21	11,33	23,66	24,24	36,85	51,71	16,64	44,08	1,8	16,16	0,29	0,4661
22	11,52	22,86	23,47	35,85	50,67	16,41	44,11	1,76	16,11	0,29	0,4605
23	11,71	22,02	22,66	34,79	49,58	16,18	44,14	1,71	16,06	0,3	0,4542
24	11,91	21,13	21,8	33,67	48,44	15,94	44,19	1,66	16,02	0,3	0,4472
25	12,1	20,18	20,86	32,48	47,25	15,69	44,24	1,6	15,99	0,31	0,4386
26	12,3	19,16	19,86	31,2	46	15,44	44,3	1,53	15,98	0,31	0,4288
27	12,5	18,07	18,77	29,82	44,69	15,18	44,36	1,45	15,98	0,32	0,4170
28	12,7	16,89	17,59	28,33	43,3	14,91	44,44	1,37	16,01	0,32	0,4032
29	12,83	14,98	15,63	25,98	41,1	14,84	44,85	1,2	16,1	0,33	0,3772
30	12,96	12,95	13,54	23,44	38,72	14,78	45,34	1,02	16,2	0,33	0,3467

Na figura 6.8 é observada a variação, com a temperatura de bulbo úmido, das temperaturas mais importantes para a estimação dos diferentes coeficientes de desempenho térmico do ciclo, que foram definidos no final do capítulo 2. Estas temperaturas são:

- A temperatura de geração de amônia Tg, aqui representada por T₃, a mais alta do ciclo, que se refere à temperatura e saída da solução pobre do desorvedor.
- A temperatura de evaporação Te, representada pela temperatura do vapor de amônia à saída do evaporador T₂₁, e considerada a mais baixa do ciclo.

- A temperatura de absorção T_a , representada pela temperatura à saída do absorvedor T_{25} , a mais baixa da solução rica.
- A temperatura de condensação T_c , representada pela temperatura ao final do processo não isotérmico de condensação T_{16} .

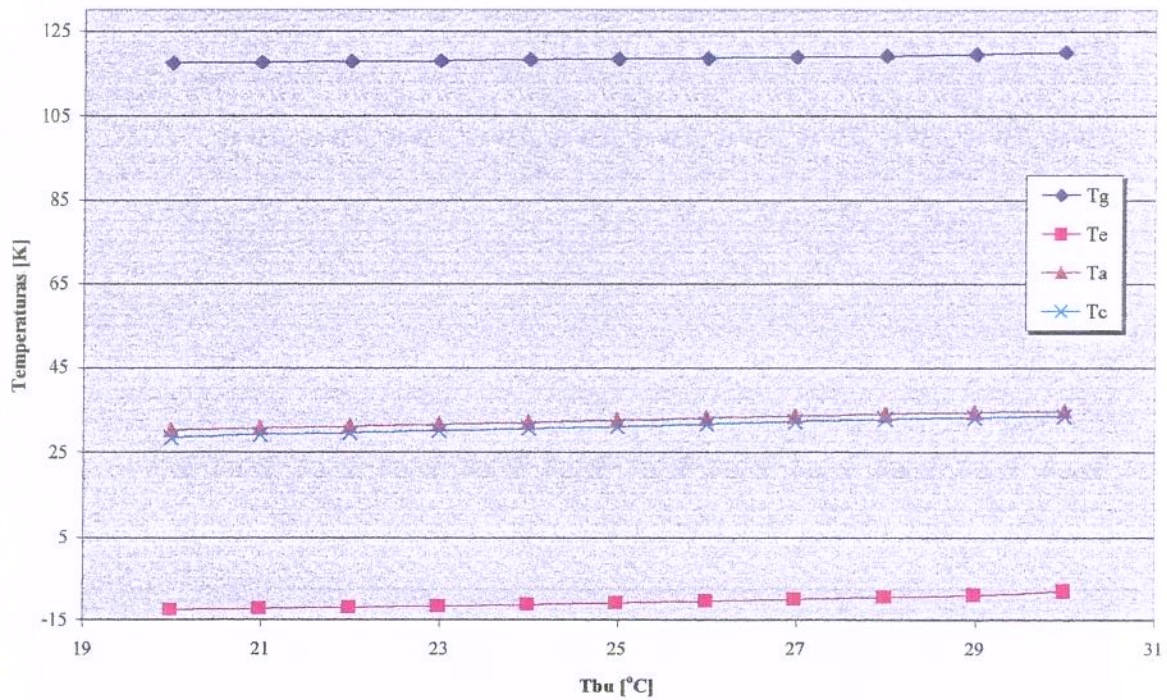


fig. 6. 8. Variação das temperaturas que afetam diretamente o COP ideal interno.

Empregando as temperaturas mostradas na figura 6.8, é calculado o coeficiente de desempenho ideal interno de Carnot, através da equação (2-77). Este coeficiente está representado no diagrama da figura 6.9.

Neste mesmo diagrama é representado o coeficiente de desempenho ideal externo de Carnot do ciclo, mas neste caso para resolver a equação (2-78) foram empregadas as temperaturas do vapor, de bulbo úmido (para a condensação e absorção), e foi assumida uma temperatura média do gelo produzido

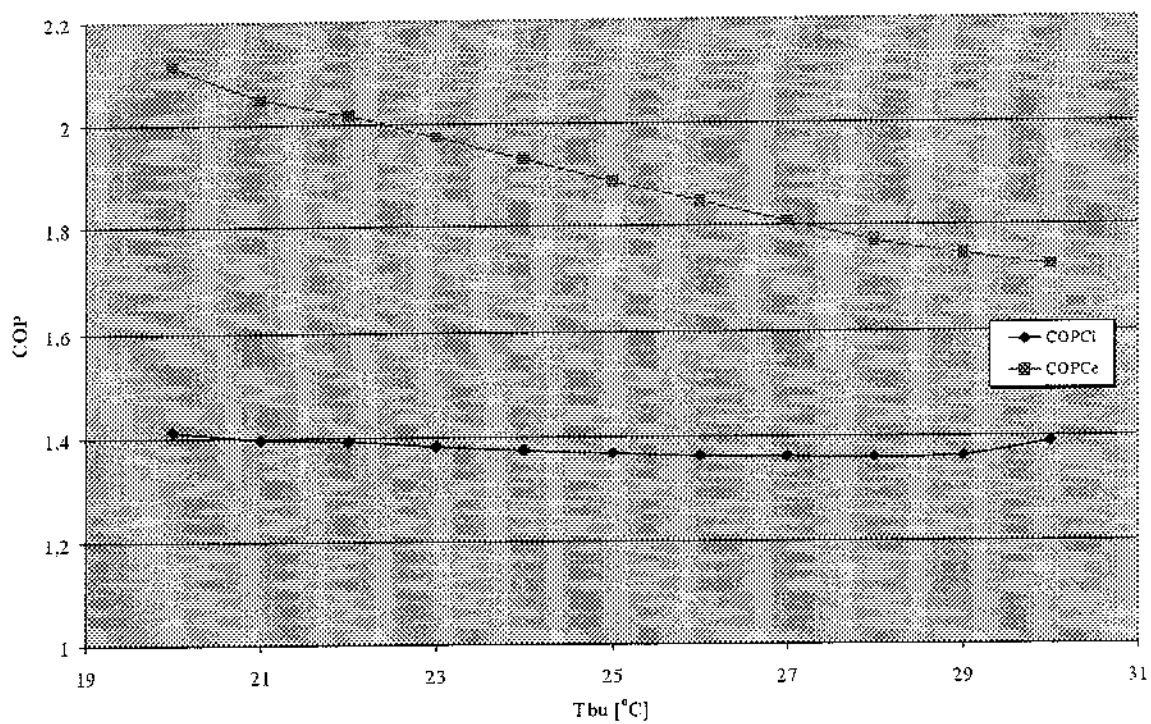


fig. 6. 9. Variação dos COPs ideais com a temperatura de bulbo úmido.

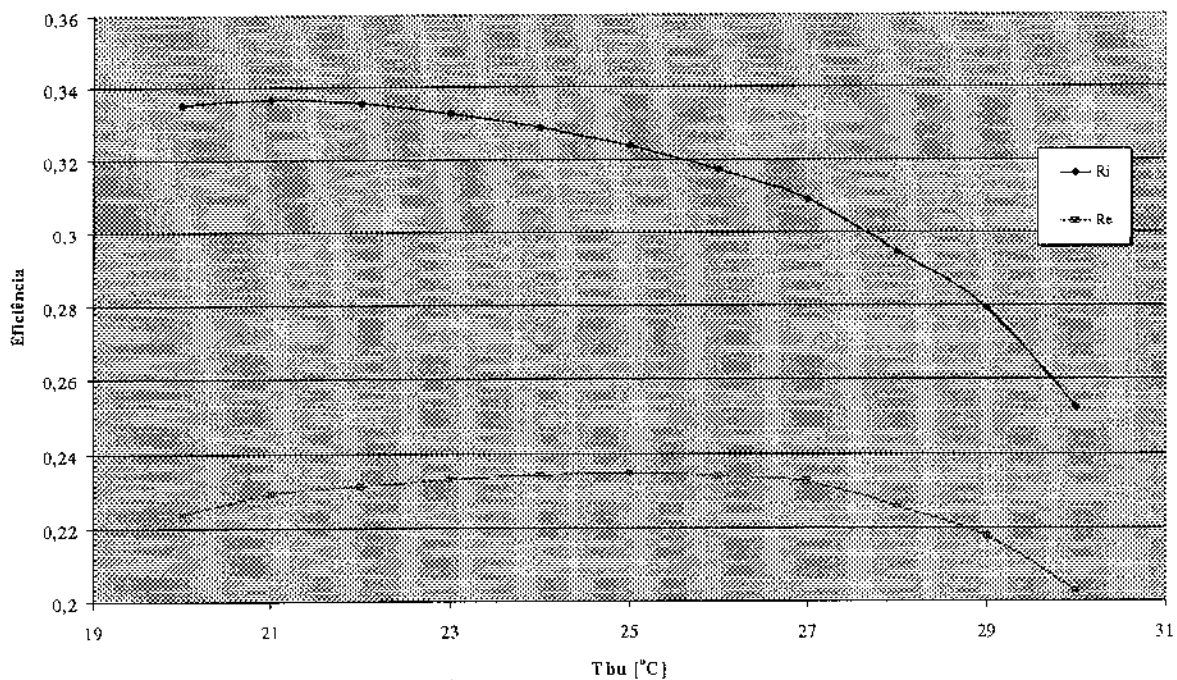


fig. 6.10. Variação das eficiências relativas com a temperatura de bulbo úmido.

Os valores destes parâmetros foram:

- $T_v = 127^{\circ}\text{C} = 400.16 \text{ K}$;
- $T_{\text{gelo}} = -3^{\circ}\text{C} = 270.16 \text{ K}$;
- $T_{bu} = \text{variável}$;

Devido às temperaturas assumidas para o cálculo destes coeficientes, aparece uma notável diferença entre as tendências de ambos, segundo pode ser observado na figura 6.9. Enquanto no cálculo do desempenho interno todas as temperaturas variam, no caso no desempenho externo é permitida somente a variação da temperatura de bulbo úmido.

No primeiro caso, à medida que a temperatura de bulbo úmido é incrementada, as temperaturas que aparecem na figura 6.8 aumentam, dependendo do aumento do valor do coeficiente relativo de cada uma destas. Observando a equação (2-77), nota-se que quanto maiores são as a temperatura de geração e de evaporação, maior é o rendimento interno do ciclo. Entretanto aumentando-se as temperaturas de absorção e condensação o efeito é oposto.

Para o caso da estimação do coeficiente de desempenho externo somente é permitida a variação da temperatura de bulbo úmido. Isto faz com que as temperaturas externas para a condensação e absorção sejam incrementadas. Revisando a equação (2-78) nota-se que este coeficiente só pode diminuir com o incremento da temperatura de bulbo úmido.

Na figura 6.10 é representada a variação das eficiências relativas externa e interna para os parâmetros simuladas do ciclo. A diferença nas tendências destes coeficientes é devida à situação explicada no parágrafo anterior, no que diz respeito à variação das temperaturas. Os valores dos coeficientes de desempenho ideais, tanto externo como interno, para o ciclo estão na faixa freqüentemente encontrada na literatura, talvez um pouco elevados para sistema de absorção à base de amônia, que acostuma ser operado a temperaturas de evaporação bem mais baixas.

As eficiências relativas simuladas para este sistema, apresentadas na figura 6.9, são bastante baixas, isto devido, mais do que aos relativamente altos desempenhos ideais do ciclo, ao baixo COP da máquina. Por outra parte, a partir dos valores médios experimentais, estes coeficientes de

desempenho podem ser avaliados para a instalação real. Para isto são empregados os seguintes valores médios:

- $T_g = 115^{\circ}\text{C} = 378.16 \text{ K}$
- $T_e = -5^{\circ}\text{C} = 268.16 \text{ K}$
- $T_a = 41^{\circ}\text{C} = 314.16 \text{ K}$
- $T_c = 32^{\circ}\text{C} = 305.16 \text{ K}$

Com isto, o coeficiente de desempenho interno de Carnot para o ciclo real pode ser avaliado aproximadamente como o valor:

$$\text{COP}_{\text{C}_{\text{REAL}}}^i = 1,19;$$

O valor do coeficiente de desempenho reversível externo do ciclo real é estimado para o seguinte jogo de temperaturas médias típicas:

- Temperatura média do vapor de aquecimento $T_v = 127^{\circ}\text{C} = 400.16 \text{ K}$;
- Temperatura média do gelo produzido $T_{\text{gelo}} = -3^{\circ}\text{C} = 270.16 \text{ K}$;
- Temperatura média de bulbo úmido $= 23^{\circ}\text{C} = 296.16 \text{ K}$;

$$\text{COP}_{\text{C}_{\text{REAL}}}^e = 2,7;$$

Com estes valores pode-se conhecer quão longe está o desempenho do ciclo do desempenho ideal, assim:

$$\eta_{\text{I}_{\text{REAL}}}^i = 0,345$$

$$\eta_{\text{I}_{\text{REAL}}}^e = 0,15$$

Pode-se observar através da eficiência relativa interna para o ciclo real, que o coeficiente de desempenho da máquina, comparado com o máximo possível a ser obtido, através das temperaturas internas de operação, está dentro dos valores típicos reportados na literatura (Condes, 1978). Entretanto, o coeficiente relativo externo é muito baixo.

Observando as eficiências relativas obtidas através da simulação, nota-se que operando a instalação com as temperaturas simuladas, acontece o mesmo fenômeno, como era de se esperar (ver figura 6.10). A eficiência relativa interna obtida através da simulação é menor do que para o ciclo real, enquanto a eficiência relativa externa está dentre os valores mais baixos frequentemente encontrados na literatura, porém muito maior do que a existente neste sistema em estudo.

Isto acontece devido a que na instalação real o coeficiente de desempenho interno ideal é muito baixo, deixando que o valor do coeficiente de desempenho real do ciclo esteja perto, embora os dois sejam bastante baixos, segundo demonstra o coeficiente ideal externo.

O valor do coeficiente relativo interno simulado perante o real, demonstra que é possível atingir os valores simulados, embora o baixo coeficiente relativo externo sugira que o sistema simulado, e portanto o sistema real, deverá ser ainda melhorado.

Analisando a equação (2-77) pode-se observar que para aumentar o COP da instalação pode-se aumentar a temperatura de geração, aumentando a temperatura do vapor de aquecimento, uma opção não recomendável pela 2ª Lei. Como é demonstrado na literatura (Pratts, 1997; Jordan, 1985; Szargut, 1988), as maiores irreversibilidades são encontradas no gerador de amônia.

Segundo estes autores esta irreversibilidade é devida fundamentalmente ao processo de separação, e dificilmente pode ser evitada, mas a temperatura da solução poderia ser aumentada através da diminuição da diferença de temperaturas entre esta e o vapor de aquecimento, que para a simulação está na ordem de 10°C e para o sistema real na ordem de 21°C.

Pode-se pensar em aumentar a temperatura de evaporação, mas esta é definida pelo processo, neste caso a formação de gelo, que como será demonstrado posteriormente, é favorecido principalmente pela baixa temperatura de evaporação.

Poderiam ser diminuídas as temperaturas de condensação e/ou de absorção. Revisando os valores de ambas temperaturas pode ser feita a seguinte análise:

As temperaturas de condensação, representadas por T_{16} , possuem valores razoáveis tanto no sistema experimental como no simulado, estando ambas na ordem dos 30 a 33°C. Este valor é aceitável desde os pontos de vista técnico e econômico (Condes, 1978; Webb, 1984; ASHRAE, 1981) para um condensador evaporativo.

No caso do absorvedor, as temperaturas da solução rica ao final deste processo, obtidas a partir da simulação diferem muito das experimentais. Estas temperaturas estão representadas por T_{25} , e para o caso da simulação são da ordem de 31 a 34°C, enquanto no sistema real este atinge mais de 40°C, valor que está muito longe do esperado pelas condições de projeto (Muller, 1998) segundo o qual, esta não deveria ultrapassar os 32°C.

Se a temperatura da solução rica à saída do absorvedor estivesse com um valor de aproximadamente 32°C ou menor, o coeficiente interno reversível do ciclo real seria da ordem de 1,49 ou maior.

Este valor deverá ser atingido através de um melhoramento no desenho do absorvedor evaporativo. Na figura 6.11 pode-se observar a variação da eficiência do processo de absorção com a temperatura de bulbo úmido. O valor deste parâmetro para o ciclo real é estimado em aproximadamente de 0,57, um valor muito baixo, comparado com os valores simulados, e como os reportados na literatura especializada (Condes, 1978).

Na figura 6.12 é representado o coeficiente de desempenho do sistema em função dos valores (AU) dos principais trocadores que compõem a instalação. Embora todas as curvas estejam representadas na mesma figura, para se ter uma melhor visão do efeito relativo de cada trocador, cada uma destas é calculada variando o valor de (AU) do trocador em questão, enquanto os restantes valores são mantidos constantes. Os valores estão referidos aos valores de projeto, pelo que o valor unitário representa precisamente o valor (AU) simulado para a instalação real.

Analisando esta figura 6.12, nota-se que uma diminuição dos valores (AU) compromete seriamente o desempenho da instalação, enquanto o aumento destes implica num incremento bastante pequeno do desempenho do ciclo, porém quando aumenta o valor de (AU) do absorvedor o incremento do coeficiente é significativo.

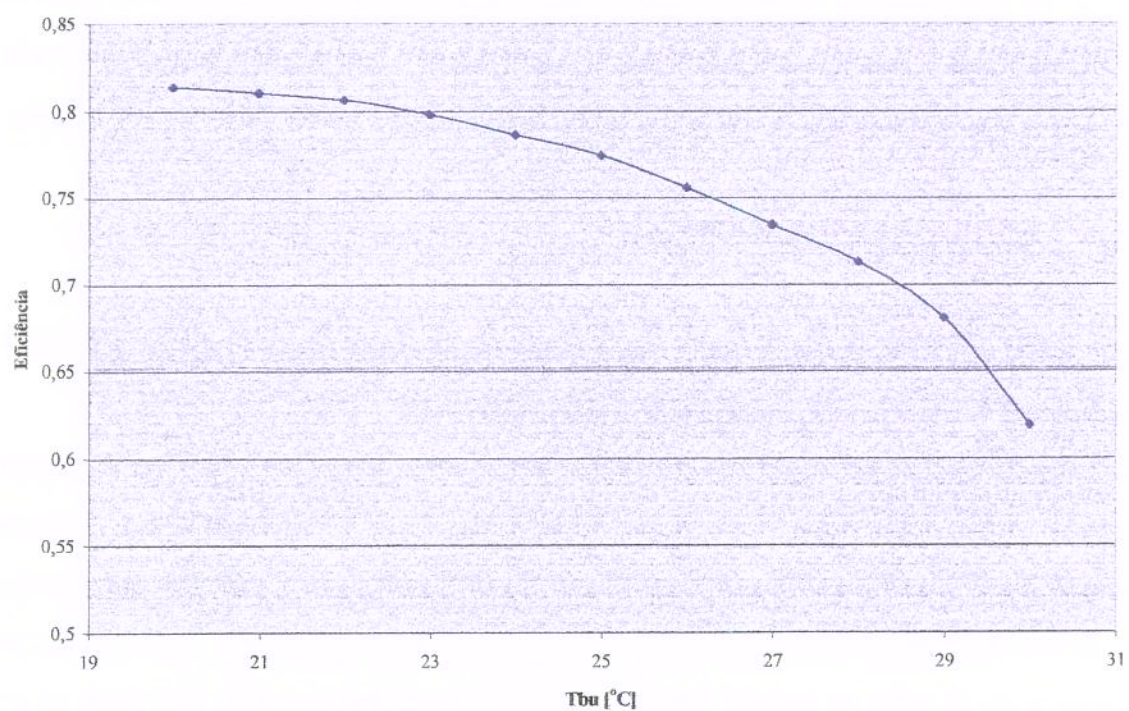


fig. 6.11 Variação da eficiência do absorvedor com a temperatura de bulbo úmido.

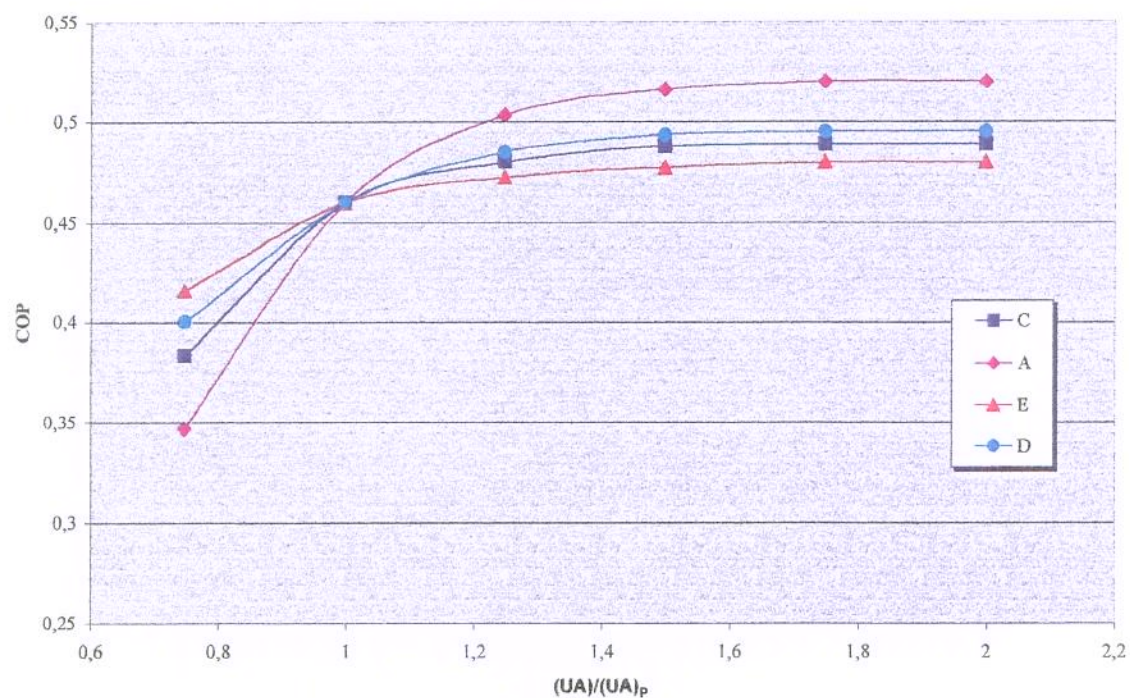


fig. 6.12. Efeito de valor (AU) sobre o COP do sistema.

Para se ter uma idéia das implicações da figura 6.12, especificamente no caso do absorvedor pode ser suposto que o aumento de 1.5 vezes no valor de (AU) de projeto seja todo devido ao aumento da área de troca de calor. Com isto a superfície de troca de calor do absorvedor seria:

$$A_A = 1.5A_{A0} = 1.5(8.75) = 10.9375 \text{ m}^2$$

onde A_A é a superfície d troca de calor necessária no absorvedor para atingir um COP de aproximadamente 0.52, e A_{A0} é a superfície real do absorvedor.

Conhecendo que cada serpentina do bloco absorvedor dentro da torre de resfriamento possui 1.25 m^2 seriam necessárias 9 serpentinas ao invés das 7 que possui realmente o absorvedor.

Este cálculo é só a forma de exemplo. Como foi dito acima, para melhorar o processo de absorção deverá ser otimizado o desenho do absorvedor. Para isto é importante pesquisar o coeficiente de troca de calor no interior dos tubos, a partir de um maior e mais detalhado conjunto de dados experimentais.

Capítulo 7

Simulação do evaporador nos processos transitórios de produção de gelo e degelo

Usualmente os sistemas de absorção água - amônia operam em regime permanente, ou quase permanente, sofrendo alguns regimes transitórios quando variam as cargas, ou quando varia levemente alguma das condições externas. Existem também aqueles que trabalham com uma fonte de energia primária variável (ex. energia solar), um destes tipos de sistemas pode ser revisado em Figueiredo (1980).

No caso dos sistemas que produzem gelo em blocos ou em barras, a prática comum é utilizar uma substância intermediária, geralmente alguma salmoura, entre o evaporador, onde a amônia é expandida, e o trocador de calor onde é produzido o gelo. Neste caso os coeficientes globais de troca de calor no evaporador não são muito afetados pelo processo de formação de gelo, podendo-se atribuir uma operação em regime permanente à instalação.

Na instalação em estudo, o gelo é produzido diretamente nos tubos evaporadores do gerador de gelo, pelo que a diminuição do coeficiente global de transferência de calor afeta diretamente a operação do evaporador, fazendo-o trabalhar em regime transitório durante todo o ciclo de formação de gelo.

A operação do absorvedor pode ser diretamente afetada pela operação transitória do evaporador ao estar intimamente ligado a este. Também pelo fato do absorvedor encontrar-se dentro da mesma torre de resfriamento evaporativo junto ao condensador e ao resfriador de solução pobre, estes poderão sofrer em algum grau um certo desvio das condições nominais de operação, quando as condições de operação do absorvedor variarem no tempo.

Claro está que a colocação do sub-resfriador de amônia à entrada do evaporador pode amortecer muito este efeito transitório que seria provocado no absorvedor pelo seguinte: se a temperatura de bulbo úmido não varia, e realmente pode-se considerar constante para cada ciclo de operação da máquina (de 10 a 20 min), a temperatura T_{17} à entrada do sub-resfriador permanecerá constante. A medida que vai aumentando a espessura da massa de gelo nas paredes do evaporador, a resistência à transferência de calor vai aumentando, e conseqüentemente a temperatura de evaporação T_{21} vai diminuindo progressivamente. Devido à operação em contracorrente do trocador, a temperatura de saída do líquido do sub-resfriador T_{18} também diminui, pelo que o calor no trocador aumenta, mantendo-se quase constante a temperatura do vapor à saída do sub-resfriador T_{22} .

Contudo, para conhecer como é afetado o desempenho do sistema a partir da operação transitória do evaporador, e predizer os parâmetros adequados de trabalho do evaporador, assim como os tempos ótimos de duração dos ciclos de gelo e degelo, é necessário aprofundar nos fenômenos de transporte de energia que ocorrem no evaporador, e determinar a variação no tempo do coeficiente global de transferência de calor neste trocador durante o ciclo de formação de gelo.

As equações diferenciais que representam os processos de transferência de calor com mudança de fase não apresentam, em geral, solução exata, devido à complexidade das equações, e principalmente ao fato de ser um sistema não linear pela própria natureza do processo de solidificação ou fusão, onde pelo menos uma das fronteiras é móvel.

Os métodos de solução já publicados podem-se agrupar em métodos de soluções analíticas e métodos de soluções em diferenças, as quais requerem da solução de um sistema de equações algébricas.

Poucos problemas deste tipo encontraram soluções analíticas que satisfizeram as condições de contorno térmicas e as geometrias que com frequência aparecem na prática. Um importante caso para o qual existe solução analítica foi analisado por Newman e recebeu o seu nome (Carslaw e Jaeger, 1947). Este é limitado a uma região semi-infinita onde todo o sólido (ou líquido) está a uma temperatura uniforme, e está sujeito a uma mudança de temperatura em seu contorno. Stefan (Ingersoll, Zobel e Ingersoll, 1948) obteve soluções diretas para o sólido semi-infinito inicialmente à temperatura de fusão com uma variação da temperatura no contorno, ou uma distribuição específica do fluxo de calor que resulta numa frente de fusão de velocidade constante. Estes dois problemas tornaram-se clássicos e são conhecidos como os problemas de Newman e Stefan respectivamente, que embora não tenham encontrado grandes áreas de aplicação prática, servem para testes dos novos métodos de solução.

Numerosos autores empregaram diferentes algoritmos para resolver o problema de condução de calor com mudança de fase de forma analítica, mas sempre estiveram limitados a casos muito específicos devido à simplicidade das condições de contorno que podem ser tratadas e às muitas outras considerações empregadas que os afastaram da realidade dos problemas práticos.

Com a facilidade dos recursos da computação digital, e os avanços dos métodos numéricos, começou-se a utilizar as equações em diferenças para a solução deste tipo de fenômeno. Uma das análises numéricas mais completas foi a desenvolvida por Eyres et al. (1959). Eyres propôs três métodos separados e computou diferentes exemplos sobre um analisador diferencial electromagnético. Ele provou, na época, que o mais potente e exato dos três métodos era o procedimento convencional de diferenças finitas.

Já na atualidade, devido ao grande leque de aplicações dos processos de mudança de fase, apareceu uma ampla gama de métodos numéricos para resolver estes fenômenos, aplicados às mais diversas condições de contorno. Entre estes podem ser citados os trabalhos de Voller e Cross (1980) e Voller e Prakash (1987) que descrevem a formulação do método da entalpia para a solução do problema de mudança de fase com acoplamento dos fenômenos difusivos e convectivos, e faz um teste do método com o problema de Stefan. A formulação do método da entalpia é bem explicada por Shamsundar e Sparrow (1975). Outros autores como Bonacina et al. (1973), Cao e Faghri (1990, 1991), empregam o método da capacidade aparente para resolver

alguns problemas de mudança de fase para geometria plana e cilíndrica com convecção forçada ou natural. Sparrow et al. (1977) utilizam um método totalmente implícito, com esquema de diferenças finitas, para analisar o processo de fusão em presença da convecção natural na fase fundida, para geometria plana, e Yao e Chen (1980) analisam o mesmo problema para um cilindro horizontal através do método de perturbação.

Launder e Massey (1977) apresentam uma predição numérica de fluxo viscoso e transferência de calor num banco de tubos, e Bennon e Incropera (1988) analisam numericamente o comportamento do fluxo laminar em processo de solidificação entre dois canais verticais. Estes dos últimos trabalhos estão bastante próximos do problema analisado neste estudo.

No Brasil aparece uma ampla gama de trabalhos no campo da solidificação e fusão em sistemas térmicos levados a cabo pelo Dr. Kamal. Este apresenta as bases para a modelagem destes fenômenos num livro de sua autoria (Ismail, 1998), sobre bancos de gelo, onde também cita os trabalhos mais importantes já desenvolvidos por outros autores neste campo. De particular interesse resultam o trabalhos de Ismail e Alves (1985), Gonçalves (1996), Ismail e Gonçalves (1997), onde apresentam análises detalhadas deste fenômeno em geometria anular.

7.1.- Modelamento matemático do evaporador durante a formação de gelo.

Um esquema simplificado do gerador de gelo pode ser observado na figura 7.1. O evaporador, de tipo inundado, é constituído pelo receptor de amônia do evaporador e pelos tubos evaporadores (5 tubos), onde acontece o processo de formação de gelo.

A bomba faz circular a água que é distribuída em pequenos jatos sobre as superfícies das paredes externas e internas dos tubos evaporadores (8 jatos na parede externa, e 4 na parede interna). A água que escorre ao final de cada tubo é coletada no receptor de água do gerador de gelo e misturada com a água de reposição.

Na figura 7.2 pode ser observado o esquema simplificado de um tubo evaporador genérico, onde é efetuada a formação e o crescimento do gelo. Este é um tubo anular vertical com comprimento L , e com raios r_{p1} , para a superfície exterior da parede interna, e r_{p2} para a superfície exterior da parede externa, com ambas paredes possuindo a mesma espessura δ_p . A água escorre

em forma de película sobre as superfícies exteriores das paredes internas e externas do tubo, a amônia flui e evapora na cavidade anular. Aqui é representado um eixo de simetria do corte longitudinal do tubo, para um instante de tempo t , em que está-se desenvolvendo o processo de solidificação.

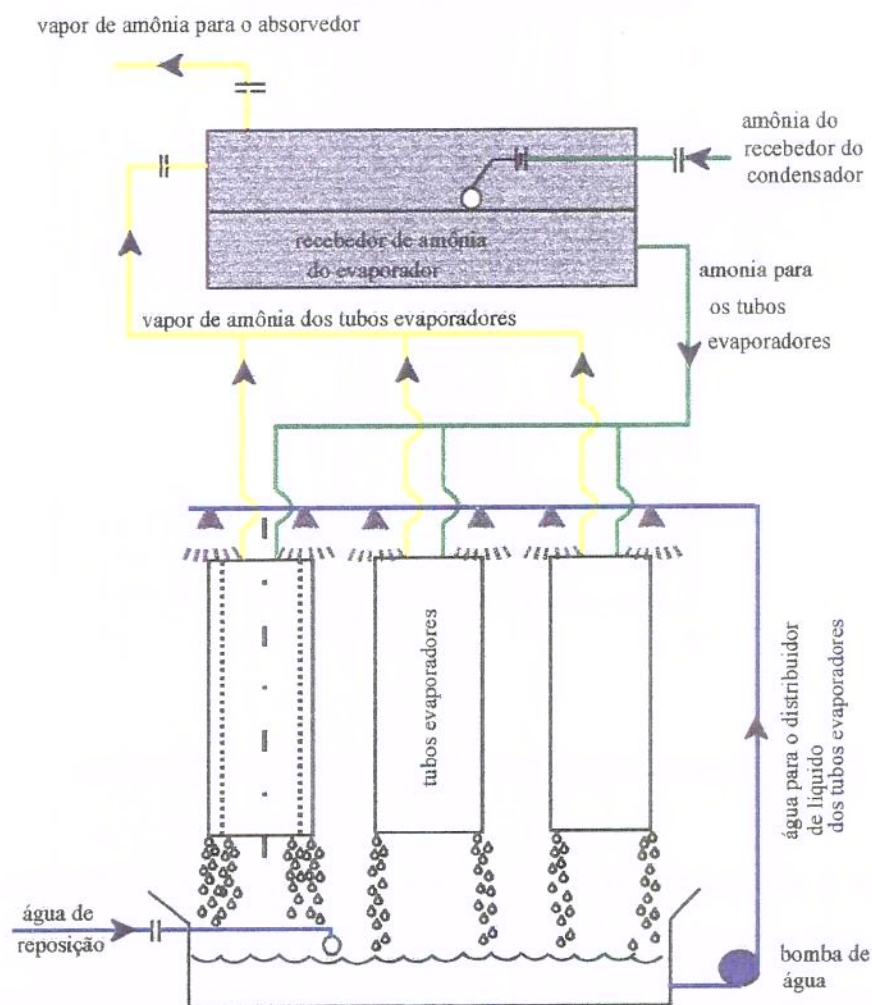


fig. 7.1 Esquema representativo do gerador de gelo.

Pelo fato do processo de formação de gelo ser feito a partir de uma película descendente de água sobre uma parede circular e vertical a baixa temperatura, estão presentes simultaneamente fenômenos de difusão e convecção térmica num sistema cilíndrico. O modelo matemático para simular este processo é constituído então pelas equações de transporte da quantidade de movimento, de transporte de massa e energia, empregando as relações de mudança de fase em

coordenadas cilíndricas. Como será visto, a equação de transporte da quantidade de movimento tem solução analítica através de um modelo de *falling film*. Sobre o campo de velocidades assim determinado é então resolvida a equação de transporte de energia.

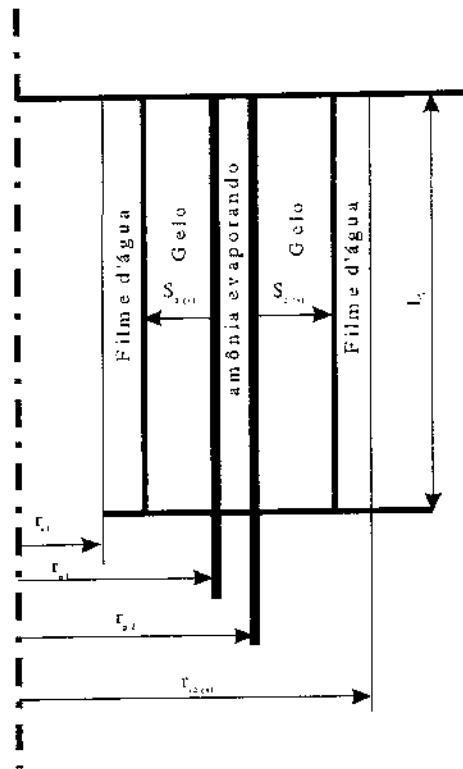


fig. 7.2 Esquema representativo de um tubo evaporativo.

Para começar é considerado que todos os tubos trabalham sob as mesmas condições, e operam do mesmo modo durante todo o ciclo de formação de gelo, e durante a fase de degelo, ou seja, a análise feita para um tubo é válida para qualquer um dos outros tubos que compõem o evaporador.

Na superfície externa da parede interior escorre uma película de água de espessura δ_{F1} , e na superfície externa da parede exterior uma película de espessura δ_{F2} . Estas duas películas de líquido são de espessura constante enquanto não começa o processo de formação de gelo. Ambas superfícies líquidas (as bordas exteriores das películas d'água) estão expostas a um ambiente de ar com uma certa temperatura de bulbo úmido T_{bu} .

Como se pode notar no esquema da figura 7.3, onde estão apresentados os perfis de temperatura e de velocidade do sistema, no início do processo o transporte de energia se estabelece entre a amônia que evapora no interior dos tubos e a água que escoar nas superfícies exteriores das paredes interna e externa do tubo. Esta troca de calor entre ambos fluidos provoca o resfriamento gradual da massa d'água que circula através do evaporador.

Sendo a temperatura de evaporação mais baixa ($T_e \approx -10^\circ\text{C}$) do que a temperatura de mudança de fase da água à pressão atmosférica ($T_F = 0^\circ\text{C}$), após certo tempo, o suficiente para que as superfícies externas das paredes atinjam uma temperatura inferior a T_F , começarão a aparecer os primeiros filmes de gelo, e a transferência de calor acontecerá em conjunto com o processo de mudança de fase e crescimento da película de gelo, como se observa na figura 7.4, onde são também apresentados os perfis de temperaturas e velocidades, num processo mais complexo desde o ponto de vista matemático, pela não linearidade que introduz o movimento de uma das interfaces.

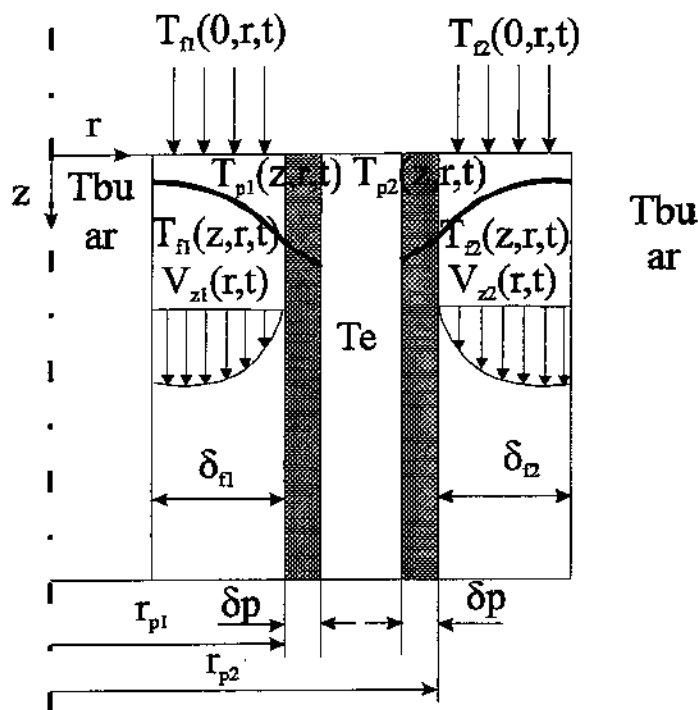


fig. 7.3. Representação do tubo antes da formação do gelo.

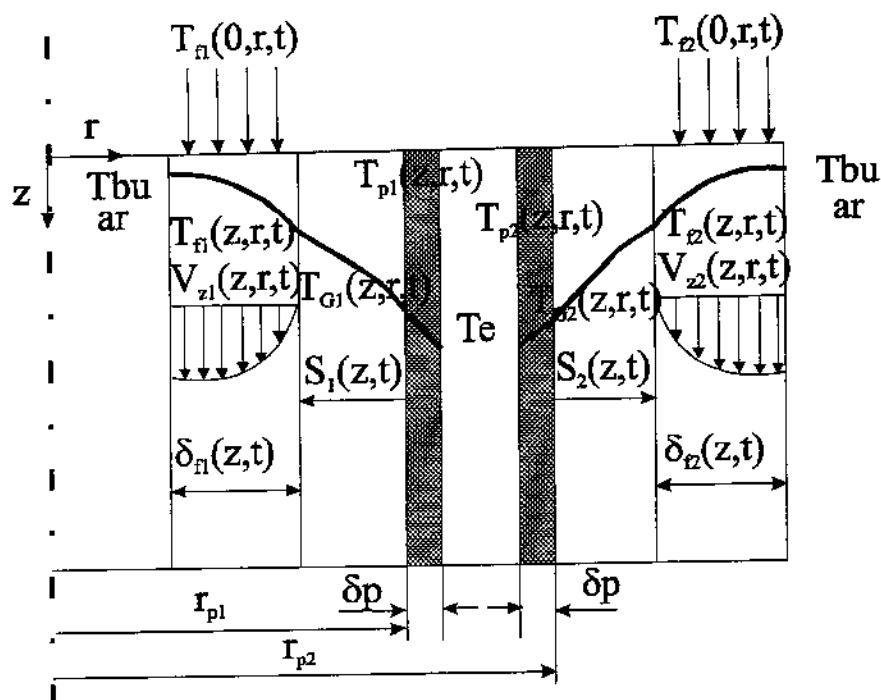


fig. 7.4 Representação esquemática do tubo durante o processo de solidificação.

7.1.1.- Modelo matemático do filme d'água.

Para estabelecer o modelo matemático dos fenômenos hidrodinâmicos e térmicos no filme d'água são feitas as seguintes considerações:

- Se considera que a quantidade de massa transferida entre o filme líquido e o ar úmido que rodeia o tubo é muito pequena comparada com a quantidade de água que escoar pelas paredes do tubo, pelo que o filme líquido pode ser inicialmente considerado de espessura constante, enquanto não começa o processo de formação de gelo.
- É considerado o tubo com um comprimento suficientemente grande, de forma tal que podem ser desconsiderados os efeitos de borda, tanto na parte inicial (superior) como final (inferior) do tubo.
- O movimento do líquido somente é somente na direção axial, com perfil de velocidades totalmente desenvolvido, pelo que as componentes radial e angular da velocidade do fluxo são nulas. A componente radial da velocidade no filme líquido provocada pela velocidade

do frente de solidificação é muito pequena respeito à componente axial, pelo que não é considerada.

- As ondas que aparecem no filme d'água, induzidas pelas forças de inércia devido à gravidade, apresentam uma frequência muito baixa, fato observado experimentalmente, pelo que é assumido regime de fluxo laminar sem ondas.
- É considerada aderência perfeita na interface parede - água, e tensão de cisalhamento desprezível na interface água - ar.
- Pela pouca variação da temperatura da água que circula no evaporador, uma vez que a máquina opera de forma estável, as propriedades físicas do filme líquido são consideradas constantes, e avaliadas a uma temperatura intermediária entre 0 e 2°C.
- O fluxo de água através do evaporador é imposto pela bomba de circulação, pelo que é considerado o fluxo d'água à entrada do tubo em regime permanente.

Equação do movimento.

A componente axial da equação do movimento em coordenadas cilíndricas, em termos dos gradientes de velocidade, para fluido newtoniano com ρ e μ constantes, tem a forma:

$$\begin{aligned} \rho_L \left(\frac{\partial V_z}{\partial t} + V_r \frac{\partial V_z}{\partial r} + \frac{V_\theta}{r} \frac{\partial V_z}{\partial \theta} + V_z \frac{\partial V_z}{\partial z} \right) = - \frac{\partial p}{\partial z} \\ + \mu_L \left[\frac{1}{r} \frac{\partial}{\partial r} \left(r \frac{\partial V_z}{\partial r} \right) + \frac{1}{r^2} \frac{\partial^2 V_z}{\partial \theta^2} + \frac{\partial^2 V_z}{\partial z^2} \right] + \rho_L g \end{aligned} \quad (7.01)$$

onde V_r , V_θ , V_z são as componentes radial, angular e axial da velocidade, ρ_L é a densidade do fluido e μ_L a viscosidade dinâmica do fluido.

Aplicando as considerações colocadas anteriormente a eq. (1) reduz-se à equação do movimento axial para o fluxo em regime laminar permanente sem ondas:

$$\frac{\mu_L}{r} \frac{\partial}{\partial r} \left(r \frac{\partial V_z}{\partial r} \right) + \rho_L g = 0 \quad (7.02)$$

Desenvolvendo a derivada da eq. (2) e dividindo pela densidade temos:

$$\frac{v_L}{r} \frac{\partial V_z}{\partial r} + v_L \frac{\partial^2 V_z}{\partial r^2} + g = 0 \quad (7.03)$$

onde v_L é a viscosidade cinemática. Esta equação é válida no domínio $(r_{p1} - \delta_{n1}) \leq r \leq r_{p1}$ para o caso da superfície interna, e $r_{p2} \leq r \leq (r_{p2} + \delta_{n2})$ no caso da superfície externa.

As condições de não escorregamento na parede e tensão de cisalhamento desprezível na interface gás - líquido fornecem, como condições de contorno:

- para o caso da parede interna

$$\begin{aligned} r = r_{p1} &\Rightarrow V_{z1} = 0 \\ r = (r_{p1} - \delta_{n1}) &\Rightarrow \frac{\partial V_{z1}}{\partial r} = 0 \end{aligned} \quad (7.04)$$

- para o caso da parede externa

$$\begin{aligned} r = r_{p2} &\Rightarrow V_{z2} = 0 \\ r = (r_{p2} + \delta_{n2}) &\Rightarrow \frac{\partial V_{z2}}{\partial r} = 0 \end{aligned} \quad (7.05)$$

Integrando a eq. (3) duas vezes e avaliando-se nas condições de contorno, pode-se obter:

- para a parede interna

$$V_{z1} = \frac{g}{2v_L} \left[\frac{r_{p1}^2 - r^2}{2} + (r_{p1} - \delta_{n1}) \ln \left(\frac{r}{r_{p1}} \right) \right] \quad (7.06)$$

- para a parede externa

$$V_{z2} = \frac{g}{2\nu_L} \left[\frac{r_{p2}^2 - r^2}{2} + (r_{p2} + \delta_{f2}) \ln \left(\frac{r}{r_{p2}} \right) \right] \quad (7.07)$$

Uma equação similar para a distribuição de velocidades na direção z, mas em coordenadas cartesianas, é obtida por Bird (1960), através do balanço de momento na direção z sobre um elemento diferencial de um filme líquido de fluido newtoniano descendo sobre uma parede inclinada (*falling film*). Nesta mesma referência, é dada (sem demonstração) a equação da distribuição de velocidades em z, do *falling film* no exterior de um tubo cilíndrico vertical, que segundo pode-se comprovar coincide com a eq. (6.7), após pequenos ajustes no sistema de referência e na nomenclatura.

A vazão mássica pode ser obtida, supondo as propriedades físicas constantes, integrando a equação do perfil de velocidades:

- Para o caso da superfície interna

$$\dot{m}_{L1} = 2\pi\rho_L \int_{r_{p1}-\delta_{f1}}^r V_{z1} r dr \quad (7.08)$$

que integrando resulta

$$\dot{m}_{L1} = \frac{\pi\rho_L g}{2\nu_L} \left\{ \frac{r_{p1}^4}{4} - r_{p1}^2 (r_{p1} - \delta_{f1})^2 + \frac{3(r_{p1} - \delta_{f1})}{4} + \left[(r_{p1} - \delta_{f1}) \ln \left(\frac{r_{p1}}{r_{p1} - \delta_{f1}} \right) \right] \right\} \quad (7.09)$$

- Para o caso da parede externa

$$\dot{m}_{L2} = 2\pi\rho_L \int_r^{r_{p2}+\delta_{f2}} V_{z2} r dr \quad (7.10)$$

que integrando fornece

$$\dot{m}_{L2} = \frac{\pi \rho_L g}{2v_L} \left\{ -\frac{r_{p2}^4}{4} + r_{p2}^2 (r_{p2} + \delta_{f2})^2 - \frac{3(r_{p2} + \delta_{f2})}{4} \right. \\ \left. + \left[(r_{p2} + \delta_{f2}) \ln \left(\frac{r_{p2} + \delta_{f2}}{r} \right) \right] \right\} \quad (7.11)$$

Equação da energia.

A equação da energia em termos das propriedades de transporte, para fluidos newtonianos com ρ e μ constantes em coordenadas cilíndricas tem a forma:

$$\rho_L C_L \left(\frac{\partial T_L}{\partial t} + v_r \frac{\partial T_L}{\partial r} + \frac{v_\theta}{r} \frac{\partial T_L}{\partial \theta} + v_z \frac{\partial T_L}{\partial z} \right) = \\ k_L \left[\frac{1}{r} \frac{\partial}{\partial r} \left(r \frac{\partial T_L}{\partial r} \right) + \frac{1}{r^2} \frac{\partial^2 T_L}{\partial \theta^2} + \frac{\partial^2 T_L}{\partial z^2} \right] \\ + 2\mu_L \left\{ \left(\frac{\partial v_r}{\partial r} \right)^2 + \left[\frac{1}{r} \left(\frac{\partial v_\theta}{\partial \theta} + v_r \right) \right]^2 + \left(\frac{\partial v_z}{\partial z} \right)^2 \right\} \\ + \mu_L \left\{ \left(\frac{\partial v_\theta}{\partial z} + \frac{1}{r} \frac{\partial v_z}{\partial \theta} \right)^2 + \left(\frac{\partial v_z}{\partial r} + \frac{\partial v_r}{\partial z} \right)^2 + \left[\frac{1}{r} \frac{\partial v_z}{\partial \theta} + r \frac{\partial}{\partial r} \left(\frac{v_\theta}{r} \right) \right]^2 \right\} \quad (7.12)$$

onde C_L é o calor específico do fluido e k_L o coeficiente de condutividade térmica do fluido. Por clareza, a temperatura terá um índice referente à região do sistema considerada.

Assumindo que o sistema não possui grandes gradientes de velocidade, os termos contidos entre chaves, associado à dissipação viscosa, podem ser discriminado da equação.

Como foi comentado nas considerações iniciais por não existem as componentes da velocidade nas direções radial e angular, somente existe transporte convectivo na direção axial, e o transporte condutivo acontece só na direção radial. Com estas considerações, a equação da

energia, no domínio $(r_{p1} - \delta_{f1}) \leq r \leq r_{p1}$ para a superfície interna, e $r_{p2} \leq r \leq (r_{p2} + \delta_{f2})$ para a superfície externa, tem a forma:

$$\left(\frac{\partial T_L}{\partial t} + V_z \frac{\partial T_L}{\partial z} \right) = \alpha_L \left[\frac{1}{r} \frac{\partial}{\partial r} \left(r \frac{\partial T_L}{\partial r} \right) \right] \quad (7.13)$$

onde:

$$V_z \rightarrow V_z(r, z, t)$$

$$T_L \rightarrow T_L(r, z, t)$$

$$\alpha_L = \frac{k_L}{\rho_L C_L} \quad (7.14)$$

Como se pode apreciar a equação da energia resultante é de primeira ordem no tempo e na direção z , pelo que precisa de uma condição inicial temporal e outra espacial nesta direção. Na direção de r , esta é de segunda ordem, e deverão estabelecer-se duas condições de contorno nesta direção.

Como condição inicial é tomado o valor da temperatura da água que resultou do processo de formação de gelo do ciclo anterior, assim:

$$t = 0 \Rightarrow T_L(r, z, 0) = T_0 \quad (7.15)$$

A condição de inicial na direção de z é tomada na borda superior do tubo onde, através do balanço energético entre a água de reposição à temperatura ambiente e a água que escoar ao final dos tubos, pode-se conhecer a temperatura da água nesta região de entrada.

$$z = 0 \Rightarrow T_L(r, 0, t) = T_i(t) \quad (7.16)$$

No caso das condições de contorno em r , deverão ser considerados dois tipos diferentes de condições. Um tipo de condição será estabelecido para as fronteiras livres do líquido, onde estão localizadas as interfaces água - ar, e outro tipo para os contorno interiores do filme, que conformam as interfaces parede - água ou gelo - água.

As condições de contorno para as superfícies exteriores (livres) dos filmes líquidos devem levar em conta a transferência de massa e energia que acontece entre o líquido e o ar úmido na interface gás - líquido. Esta é representada pelo potencial de entalpia (Stoeker, 1958), definido como a diferença de entalpia do ar úmido e saturado à temperatura do filme líquido na interface, e a entalpia do ar úmido não saturado à temperatura de bulbo úmido da massa de ar que rodeia o tubo, *ver anexo XV*, assim, para o caso de parede sem gelo:

$$r = r_{p1} - \delta_{r1} \text{ (ou } r_{p2} + \delta_{r2}) \Rightarrow -k_L \frac{\partial T_L(r, z, t)}{\partial r} = Km(H - H_s) \quad (7.17)$$

onde:

$Km = \frac{h_G}{C_{pm}}$ é o coeficiente global de transferência de massa, h_G é o coeficiente pelicular de

transferência de calor, C_{pm} o calor específico do ar úmido, H é a entalpia do ar não saturado à temperatura (T_s) do ar, e H_s a entalpia do ar saturado à temperatura do filme líquido.

É importante assinalar, que um tratamento mais rigoroso para representar matematicamente este processo de troca de massa e energia no sistema ar - vapor d'água, seria empregar o procedimento interfacial da teoria apresentada no anexo IV para os trocadores de calor evaporativos, mas o algoritmo que resulta da utilização desta teoria é não linear, pelo que é resolvido mediante algoritmos iterativos dentro do Newton-Raphson global. Aqui foi adotada a teoria aproximada apresentada no anexo XV.

As condições de contorno nas interfaces sólido - líquido dependem da etapa do processo de formação de gelo. Antes de aparecer o primeiro filme de gelo, a transferência de calor se estabelece na interface parede - água, assim para a superfície interior (ou exterior):

$$r = r_{p1} \text{ (ou } r_{p2}) \Rightarrow \begin{cases} T_p(r, z, t) = T_L(r, z, t) \\ k_L \frac{\partial T_L(r, z, t)}{\partial r} = k_p \frac{\partial T_p(r, z, t)}{\partial r} \end{cases} \quad (7.18)$$

Uma vez que aparece a primeira camada de gelo, mudam as condições de contorno para a interface sólido - líquido, onde será mantida a transferência de calor por condução, com a diferença que neste caso a interação acontece entre o gelo e a água. Estando o gelo na interface a 0°C, a condição para este contorno passa a ser de primeiro tipo ou de Dirichlet:

- para a superfície interna

$$r = r_{p1} - S_1(z, t) \Rightarrow T_L = T_F = 0 \quad (7.19)$$

- para a superfície externa

$$r = r_{p2} + S_2(z, t) \Rightarrow T_L = T_F = 0 \quad (7.20)$$

Mais a equação de balanço de energia na interface que inclui o calor de fusão, e substitui o segundo termo da equação 7.18.

$$k_G \frac{\partial T_G(r, z, t)}{\partial r} - k_L \frac{\partial T_L(r, z, t)}{\partial r} = \rho_G L_F \frac{dS_n(z, t)}{dt}$$

7.1.2.- Modelamento da parede metálica.

Devido à relação entre a espessura da parede e seu comprimento, é assumido para a parede metálica, um modelo simples de transferência de calor por condução unidimensional na direção de r , que em coordenadas cilíndricas, considerando as propriedades físicas constantes, é representada como:

$$\frac{\partial T_p(r, z, t)}{\partial t} = \alpha_p \left(\frac{\partial^2 T_p(r, z, t)}{\partial r^2} + \frac{1}{r} \frac{\partial T_p(r, z, t)}{\partial r} \right) \quad (7.21)$$

Válida nos domínios $r_{p1} \leq r \leq r_{p1} + \delta_p$, para a parede interna, e $r_{p2} - \delta_p \leq r \leq r_{p2}$ para a parede externa, e onde:

$$\alpha_p = \frac{k_p}{\rho_p C_p} \quad (7.22)$$

Como condição inicial é assumida a temperatura da parede ao final do processo de degelo. Esta temperatura é considerada uniforme em toda a superfície:

$$t = 0 \Rightarrow T_p(r, z, t) = T_{p0} \quad (7.23)$$

As condições de contorno nas interfaces parede - amônia em ebulição, são consideradas convectivas, sendo estabelecidas:

- para a parede interna

$$r = r_{p1} + \delta_p \Rightarrow -k_p \frac{\partial T_p(r, z, t)}{\partial r} = h_e [T_e - T_p(r, z, t)] \quad (7.24)$$

- para a parede externa

$$r = r_{p2} - \delta_p \Rightarrow -k_p \frac{\partial T_p(r, z, t)}{\partial r} = h_e [T_e - T_p(r, z, t)] \quad (7.25)$$

onde h_e é o coeficiente pelicular de transferência de calor (evaporação). e T_e a temperatura de evaporação (assumida inicialmente independente do tempo).

As condições de contorno para $r = r_{p1}$ ou $r = r_{p2}$ variam em dependência do processo de formação de gelo. Enquanto não aparecerem as primeiras camadas de gelo, a troca de energia na interface é entre a parede metálica e a película d'água. Uma vez que começa a aparecer a primeira camada de gelo, a interface torna-se sólido - sólido, variando as condições físicas destes contorno. Assim, antes do início da formação de gelo, para a parede interna (ou externa), tem-se:

$$r = r_{p1} \text{ (ou } r_{p2}) \Rightarrow \begin{cases} T_p(r, z, t) = T_L(r, z, t) \\ k_p \frac{\partial T_p(r, z, t)}{\partial r} = k_L \frac{\partial T_L(r, z, t)}{\partial r} \end{cases} \quad (7.26)$$

Após a aparição do primeiro filme de gelo a interface nestes contornos é formada entre a parede metálica e o gelo formado, assim, para a parede interna (ou externa), tem-se:

$$r = r_{p1} \text{ (ou } r_{p2}) \Rightarrow \begin{cases} T_p(r, z, t) = T_G(r, z, t) \\ k_p \frac{\partial T_p(r, z, t)}{\partial r} = k_G \frac{\partial T_G(r, z, t)}{\partial r} \end{cases} \quad (7.27)$$

7.1.3.- Modelamento do processo de mudança de fase (solidificação).

Após o líquido ter alcançado a temperatura de mudança de fase em alguma das regiões próximas às paredes do tubo, começa então o processo de solidificação nestas regiões. Trata-se neste caso do fenômeno não linear de condução de calor com mudança de fase.

Este tipo de problema é diferente, e mais complexo, do que os problemas usuais de condução de calor, devido ao movimento da interface sólido - líquido quando o calor latente é absorvido na própria interface. A localização da interface não é conhecida a prior, e as propriedades térmicas, assim como os campos de temperatura, dos meios sólido e líquido são diferentes.

Assumindo que na fase sólida, só existe transferência de calor por condução na direção de r , e considerando as propriedades físicas de ambas fases constantes e independente da temperatura, pode-se estabelecer o seguinte sistema de equações para representar o processo de solidificação:

$$\frac{\partial T_G(r, z, t)}{\partial t} = \alpha_G \left[\frac{\partial^2 T_G(r, z, t)}{\partial r^2} + \frac{1}{r} \frac{\partial T_G(r, z, t)}{\partial r} \right] \quad (7.28)$$

onde:

$$\alpha_G = \frac{k_G}{\rho_G C_G} \quad (7.29)$$

Válida na região $r_{p1} - S_1(z, t) \leq r \leq r_{p1}$ para o caso da parede interior, e $r_{p1} \leq r \leq r_{p1} + S_2(z, t)$ para a parede externa.

$$\frac{\partial T_L(r, z, t)}{\partial t} = \alpha_L \left[\frac{\partial^2 T_L(r, z, t)}{\partial r^2} + \frac{1}{r} \frac{\partial T_L(r, z, t)}{\partial r} \right] - V_z(r, z, t) \frac{\partial T_L(r, z, t)}{\partial r} \quad (7.30)$$

Válida na região $r_{p1} - S_1(z, t) - \delta_{fi}(z, t) \leq r \leq r_{p1} - S_1(z, t)$ para a parede interna, e $r_{p2} + S_2(z, t) \leq r \leq r_{p2} + S_2(z, t) + \delta_{fe}(z, t)$.

Note-se que antes de começar o processo de solidificação os valores das espessuras dos filmes líquidos eram mantidos constantes. Após começar o processo de solidificação estes variam em virtude da aderência do fluido solidificado às paredes na região de mudança de fase, e conseqüentemente deixando o fluxo principal, assim a velocidade é dependente da posição e do tempo.

Como condições de contorno podem-se estabelecer, para o caso da interface, considerando que o transporte na interface é só por condução ($V_z = 0$ na interface):

$$\left. \begin{array}{l} r = r_{p1} - S_1(z, t) \\ r = r_{p2} + S_2(z, t) \end{array} \right\} \Rightarrow T_L(r, z, t) = T_G(r, z, t) = T_F \quad (7.31)$$

$$\left. \begin{array}{l} r = r_{p1} - S_1(z, t) \\ r = r_{p2} + S_2(z, t) \end{array} \right\} \Rightarrow k_G \frac{\partial T_G(r, z, t)}{\partial r} - k_L \frac{\partial T_L(r, z, t)}{\partial r} = \rho_G L_F \frac{dS_s(z, t)}{dt} \quad (7.32)$$

As condições de contorno representada pelas equações (7.17) e (7.27) são mantidas para as bordas exteriores.

7.1.4.- Sistema de equações em diferenças. Método de solução.

Com exceção das equações hidrodinâmicas do filme líquido, todas as equações estabelecidas anteriormente para representar os fenômenos de transporte de energia estão escritas na forma diferencial, e devem ser resolvidas simultaneamente para simular o processo que ocorre no tubo evaporador durante a formação de gelo.

Para a solução numérica do sistema de equações diferenciais, estas são convertidas em equações em diferenças, através de um esquema de diferenças finitas. Numa primeira etapa sem frente de solidificação, como é representado na figura 7.3. E uma segunda etapa, após ter aparecido a primeira camada de gelo, onde a troca de energia é estabelecida através da parede metálica, a camada de gelo e o filme de líquido, como é apresentada na figura 7.4.

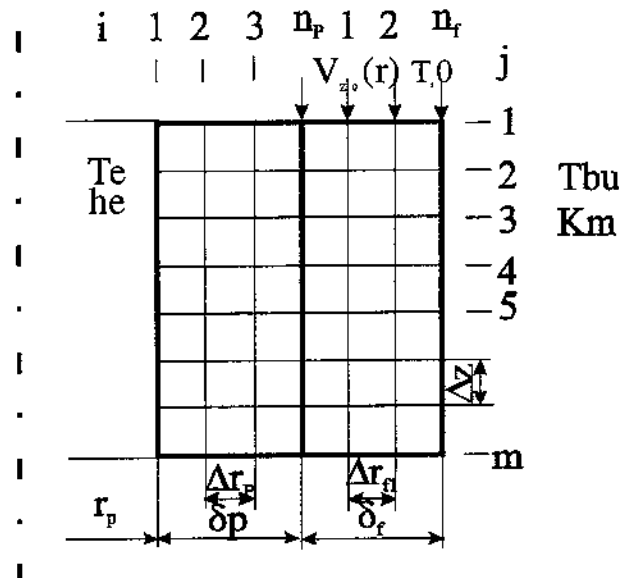


fig. 7.5. Malha matemática da parede externa. Sem formação de gelo.

Na figura 7.5, onde por simplicidade é apresentada somente a parede exterior, se pode observar como fica dividido o sistema após ter sido utilizada uma malha regular independente para cada fase (parede metálica e filme líquido).

Pela natureza parabólica da equação da energia do fluxo de fluido, e o caráter radial das equações da condução, foi empregado o método de diferenças finitas na direção do fluxo (a montante). Desta forma as equações são discretizadas da seguinte forma:

- Equação da condução na parede:

A equação (7.21) em diferenças finitas, sob esquema de Crank-Nicholson, seguindo o esquema da figura 7.5 pode ser escrita da seguinte forma:

$$\frac{T_{P,i,j}^{t+1} - T_{P,i,j}^t}{\Delta t} = \alpha_L \left[\frac{T_{P,i+1,j} + T_{P,i-1,j} - 2T_{P,i,j}}{\Delta r_p^2} + \frac{1}{r_{i,j}} \frac{T_{P,i+1,j} - T_{P,i-1,j}}{\Delta r_p} \right]^{t+\frac{1}{2}} \quad (7.33)$$

Válida para os nós $i = 2, 3, \dots, n_P-1$, e qualquer j .

- Equação da energia no líquido:

As equações (7.13) ou (7.30), que descrevem o transporte de energia no líquido, escrita em diferenças para um esquema à jusante, e espaço temporal do esquema de Crank-Nicholson, tem a forma:

$$\frac{T_{L,i,j}^{t+1} - T_{L,i,j}^t}{\Delta t} = \left\{ \alpha_L \left[\frac{T_{L,i+1,j} + T_{L,i-1,j} - 2T_{L,i,j}}{\Delta r_L^2} + \frac{1}{r_{i,j}} \frac{T_{L,i+1,j} - T_{L,i-1,j}}{\Delta r_L} \right]^{t+\frac{1}{2}} - V_{z,i,j} \frac{T_{L,i,j+1} - T_{L,i,j}}{\Delta z} \right\} \quad (7.34)$$

válida para $i = n_P+1, n_P+2, n_P+3, \dots, n_P+n_F-1$, e para $j = 1$ até m

- Condições de contorno. Para os nós $i = 1$ e qualquer j , têm-se as equações (7.24) ou (7.25), que em diferença finita podem ser escrita como:

$$-k_p \frac{T_{P1,j}^t - T_{P2,j}^t}{\Delta r_p} = h_e [T_{P1,j} - T_e] \quad (7.35)$$

Os nós $i = n_p$ e qualquer j , são descritos pela equação (7.26), que em diferenças finitas tem a forma:

$$k_p \frac{T_{Pnp,j}^t - T_{Pnp-1,j}^t}{\Delta r_p} = k_L \frac{T_{Lnp+1,j}^t - T_{Lnp,j}^t}{\Delta r_L} \quad (7.36)$$

com a condição de continuidade da temperatura

$$T_{Lnp,j}^t = T_{Pnp,j}^t \quad (7.37)$$

E finalmente para os nós $i = n_p + n_f$ e qualquer j , a equação (7.17) é escrita em diferenças, como segue:

$$-k_L \frac{T_{Lnp+nf,j}^t - T_{Lnp+nf-1,j}^t}{\Delta r_L} = K_m [H - H_s] \quad (7.38)$$

Como pode ser observado no anexo XV, Stoeker (1958) emprega uma equação quadrática obtida por Goodman (1936), para relacionar os valores da entalpia do ar saturado H_s aos valores de temperatura do líquido T_s , que neste caso coincidem com as temperaturas do contorno exterior do filme líquido sujeito a análise.

O sistema de equações obtidos acima não é linear, somente por causa da equação (7.38) que pode ser facilmente linearizada, para empregar métodos de solução simples. Para isto a função $H_s = f(T_s)$ apresentada por Stoeker (1958), é linearizada à forma $H_s = a + bT_s$, obtida através de um processo de regressão baseado num ajuste pelo método dos mínimos quadrados dos dados tabulados na citada referência.

No anexo XV podem-se revisar os diferentes valores dos coeficientes a e b, assim como as propriedades estatísticas do processo de regressão. Com isto a equação (7.38), toma a forma:

$$-k_L \frac{T_{L_{np+nf,j}} - T_{L_{np+nf-l,j}}}{\Delta r_L} = Km [H - (a + b)T_{L_{np+nf,j}}] \quad (7.39)$$

Na segunda etapa, representada pela figura 7.4, onde acontece o processo de solidificação, as equações em diferenças para o filme líquido e parede foram mantidas como na etapa anterior, mudando só as condições de contorno. Para o processo de formação e crescimento do gelo foi utilizado um esquema de malha variável, que como demonstraram Murray e Landis (1959), é preferível quando se precisa de uma avaliação constante da posição da frente de solidificação (ou fusão), como neste caso, em que a quantidade da massa de gelo, assim como o coeficiente global de transferência de calor dependem diretamente da espessura da camada.

As equações em diferença para a camada de gelo, sob um esquema de malha regular variável são obtidas através da derivada substancial da temperatura com respeito ao tempo, que aplicada ao processo de condução de calor com mudança de fase em coordenadas cilíndricas, pode ser descrito como segue: Se T_G é função do tempo t e da coordenada r , e a coordenada r de cada ponto n da malha é também função do tempo t , pode-se então aplicar a derivada total de T_G com respeito ao tempo, através da regra da cadeia:

$$\left. \frac{dT_G}{dt} \right|_n = \left. \frac{\partial T_G}{\partial t} \right|_n + \left. \frac{\partial T_G}{\partial r} \right|_n \frac{dr}{dt} \quad (7.40)$$

Onde, para uma espessura S , a velocidade da coordenada de cada ponto n é relacionada à velocidade da frente de solidificação $S(t)$ através da expressão:

$$\left. \frac{dr}{dt} \right|_n = \frac{dS(t)/dt}{S} \quad (7.41)$$

Combinando as equações (7.28), (7.40) e (7.41), pode-se obter a relação:

$$\frac{dT_G}{dt} = \frac{r_b}{S} \frac{dS(t)}{dt} \frac{\partial T_G}{\partial r} + \frac{\alpha_G}{r_i} \frac{\partial T_G}{\partial r} + \alpha_G \frac{\partial^2 T_G}{\partial r^2} \quad (7.42)$$

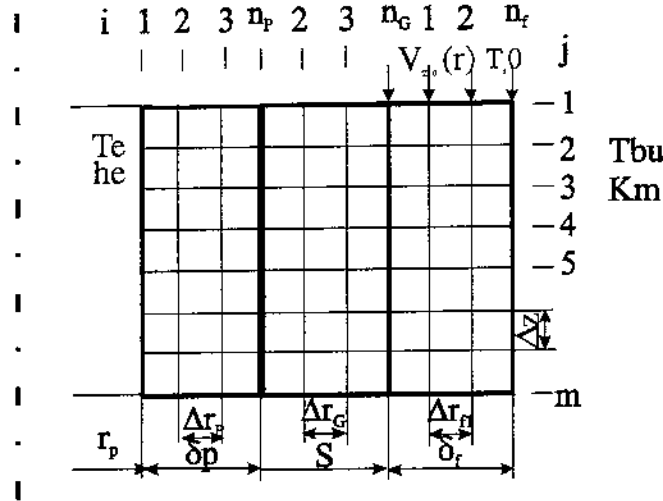


fig. 7.6. Malha matemática da parede externa. Com frente de solidificação.

Baseando-se na malha da figura 7.6, e com a condição de que cada ponto n tem coordenadas i, j, pode-se, para o gelo, escrever a equação (7.42) sob esquema em diferenças finitas, como segue:

$$\frac{T_{G_{i,j}}^{t+1} - T_{G_{i,j}}^t}{\Delta t} = \left\{ \left[\frac{r_i}{S(t)} \frac{dS(t)}{dt} + \frac{\alpha_G}{r_i} \right] \frac{T_{G_{i+1,j}} - T_{G_{i-1,j}}}{2\Delta r_G} \right\}^{t+\frac{1}{2}} + \alpha_G \frac{T_{G_{i+1,j}} + T_{G_{i-1,j}} - 2T_{G_{i,j}}}{\Delta r^2} \quad (7.43)$$

A condição de acoplamento, representada pela equação (7.32), em diferenças finitas, com formulação de três pontos para a primeira derivada, assumindo zero a temperatura de fusão, tem a forma:

$$\frac{S_{i,j}^{t+1} - S_{i,j}^t}{\Delta t} = \frac{1}{\rho_G L_F} \left[k_G \frac{T_{G_{n_G-2,j}} - 4T_{G_{n_G-1,j}}}{2\Delta r_G} + k_L \frac{T_{L_{n_G+2,j}} - T_{L_{n_G+1,j}}}{2\Delta r_L} \right]^{t+\frac{1}{2}} \quad (7.44)$$

As equações em diferenças (7.33), (7.34) e (7.43), as quais são discretizadas empregando o método de Crank-Nicholson são resolvidas numericamente sob as expressões seguintes:

$$\begin{aligned} \frac{T_{p_{i,j}}^{t+1} - T_{p_{i,j}}^t}{\Delta t} = & \frac{\alpha_L}{2} \left[\frac{T_{p_{i+1,j}}^{t+1} + T_{p_{i-1,j}}^{t+1} - 2T_{p_{i,j}}^{t+1}}{\Delta r_p^2} + \frac{1}{r_{i,j}} \frac{T_{p_{i+1,j}}^{t+1} - T_{p_{i-1,j}}^{t+1}}{\Delta r_p} \right] \\ & + \frac{\alpha_L}{2} \left[\frac{T_{p_{i+1,j}}^t + T_{p_{i-1,j}}^t - 2T_{p_{i,j}}^t}{\Delta r_p^2} + \frac{1}{r_{i,j}} \frac{T_{p_{i+1,j}}^t - T_{p_{i-1,j}}^t}{\Delta r_p} \right] \end{aligned} \quad (7.45)$$

$$\begin{aligned} \frac{T_{L_{i,j}}^{t+1} - T_{L_{i,j}}^t}{\Delta t} = & \frac{\alpha_L}{2} \left\{ \left[\frac{T_{L_{i+1,j}}^{t+1} + T_{L_{i-1,j}}^{t+1} - 2T_{L_{i,j}}^{t+1}}{\Delta r_L^2} + \frac{1}{r_{i,j}} \frac{T_{L_{i+1,j}}^{t+1} - T_{L_{i-1,j}}^{t+1}}{\Delta r_L} \right] \right. \\ & \left. - V_{Z_{i,j}} \frac{T_{L_{i,j+1}}^{t+1} - T_{L_{i,j}}^{t+1}}{\Delta z} \right\} \\ & + \frac{\alpha_L}{2} \left\{ \left[\frac{T_{L_{i+1,j}}^t + T_{L_{i-1,j}}^t - 2T_{L_{i,j}}^t}{\Delta r_L^2} + \frac{1}{r_{i,j}} \frac{T_{L_{i+1,j}}^t - T_{L_{i-1,j}}^t}{\Delta r_L} \right] \right. \\ & \left. - V_{Z_{i,j}} \frac{T_{L_{i,j+1}}^t - T_{L_{i,j}}^t}{\Delta z} \right\} \end{aligned} \quad (7.46)$$

$$\begin{aligned} \frac{T_{G_{i,j}}^{t+1} - T_{G_{i,j}}^t}{\Delta t} = & \frac{1}{2} \left\{ \left[\frac{r_i}{S(t)} \frac{dS(t)}{dt} + \frac{\alpha_G}{r_i} \right] \frac{T_{G_{i+1,j}}^{t+1} - T_{G_{i-1,j}}^{t+1}}{2\Delta r_G} \right. \\ & \left. + \alpha_G \frac{T_{G_{i+1,j}}^{t+1} + T_{G_{i-1,j}}^{t+1} - 2T_{G_{i,j}}^{t+1}}{\Delta r^2} \right\} \\ & + \frac{1}{2} \left\{ \left[\frac{r_i}{S(t)} \frac{dS(t)}{dt} + \frac{\alpha_G}{r_i} \right] \frac{T_{G_{i+1,j}}^t - T_{G_{i-1,j}}^t}{2\Delta r_G} \right. \\ & \left. + \alpha_G \frac{T_{G_{i+1,j}}^t + T_{G_{i-1,j}}^t - 2T_{G_{i,j}}^t}{\Delta r^2} \right\} \end{aligned} \quad (7.47)$$

Devido à relação implícita das equações (7.43) e (7.44), para esta última é empregado o método explícito de solução.

7.1.5.- Algoritmo de solução.

Para a simulação do processo de formação e crescimento do gelo foi empregado o algoritmo de solução que se descreve e continuação. Note-se que apesar de todo o sistema de equações em diferenças finitas ter sido descrito para a parede externa, utilizando as equações correspondentes este é igualmente válido para a parede interna.

Primeiramente é determinada a espessura do filme de líquido, que é a longitude características para o processo hidrodinâmico. Esta é calculada através das equações (7.9) ou (7.11), onde o fluxo de água é assumido ou determinado experimentalmente. Estas equações são resolvidas empregando o método numérico de Newton-Raphson para equações não lineares.

Uma vez conhecida a espessura do filme d'água é determinado o perfil de velocidades através das equações (7.6) e (7.7). Uma vez determinado o perfil de velocidade na primeira linha ($j = 0$), com as condições iniciais (7.15) e (7.23), e com as condições de contorno (7.16), (7.17), (7.18), (7.24) e (7.25) pode-se, empregando as equações (7.13) e (7.21), determinar o campo de temperatura da parede e do filme líquido para esta primeira linha. Todas estas equações estão expressas em suas respectivas formas de diferenças. Lembrando que pelo caráter parabólico da equação da energia do fluxo, o sistema é resolvido linha a linha seqüencialmente. Sendo assim, o processo é repetido para os nós da segunda linha empregando os valores de temperatura dos nós da primeira linha, e assim em diante até a última linha.

Este processo para cada linha é iterativo no tempo. Para cada iteração temporal é comprovada a temperatura dos nós adjacentes à superfície externa da parede (interface parede - filme líquido). No caso que algum destes nós tenha atingido a temperatura de solidificação (ou uma temperatura menor) é calculada a velocidade e a posição do frente de solidificação para a linha correspondente, através da equação (7.32), com $S_{i,j}^t = 0$, e substituindo o subscrito G pelo subscrito P, no primeiro termo do lado direito da equação.

Uma vez que aparece a frente de solidificação numa linha, a matriz que corresponde a essa linha muda, para incorporar a equação (7.43), e as novas condições de contorno representadas pelas equações (7.17), (7.27), (7.31) e (7.32) na forma de diferenças.

Entre dois nós da interface gelo - filme d'água, de duas linhas consecutivas, é calculada a massa de gelo para o volume de controle formado pela frente de solidificação destes dois pontos. Esta frente de solidificação não representa em geral um cilindro reto, mas um cone que vai mudando seu contorno na medida que o processo avança no tempo. A equação do volume de gelo em função do tempo pode-se obter a partir de uma análise geométrica. A equação para determinar a massa de gelo formada para um determinado tempo t e para um volume de controle k determinado, tem a forma:

$$\dot{m}_G [k] = \rho_G \pi \Delta z \left[r_p^2 \left(\frac{dS}{dt}_{i,j-1} + \frac{dS}{dt}_{i,j} \right) + \frac{1}{3} \left(2S_{i,j-1} \frac{dS}{dt}_{i,j-1} + 2S_{i,j} \frac{dS}{dt}_{i,j} + S_{i,j-1} \frac{dS}{dt}_{i,j} + S_{i,j} \frac{dS}{dt}_{i,j-1} \right) \right] \quad (7.45)$$

onde:

$k = 1, 2, \dots, j-1, \dots, m-1$, é o contador de cada volume formado entre duas linhas circulares consecutivas (j e $j-1$). Esta equação é obtida por analogia geométrica com um cone truncado desenvolvido a partir de um cilindro vertical.

Com esta equação pode-se calcular a quantidade de massa de líquido que passa para a linha subsequente, através do balanço de massa em cada volume de controle:

$$\dot{m}_L [j] = \dot{m}_L [j-1] - \dot{m}_G [k] \quad (7.46)$$

Com a massa de líquido que entra na linha é calculada a espessura do filme de líquido nessa linha, e todos os outros parâmetros que formam parte da análise, empregando os mesmos procedimentos explicados acima. Todos estes parâmetros são calculados simultaneamente para

cada linha em cada tempo da iteração. Este processo iterativo acaba quando o tempo atinge o prefixado para a simulação.

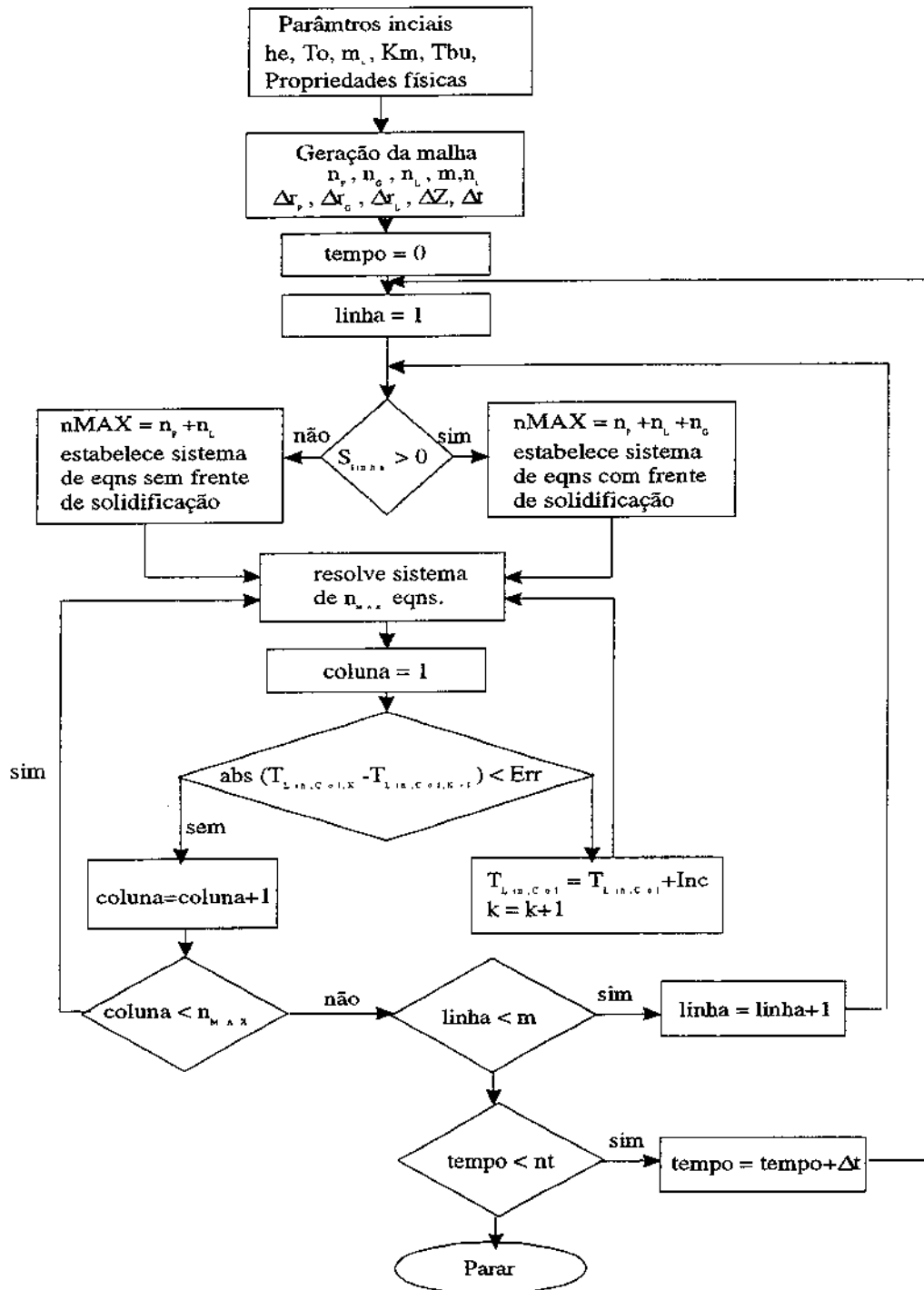


fig. 7.7 Diagrama em blocos do algoritmo de solução.

Em cada iteração é também calculado o coeficiente global de transferência de calor, que para estar em concordância com toda a análise feita para o sistema global, compreende as resistências em serie do processo convectivo no interior do tubo, da condução através da parede metálica, e da condução através do gelo.

Na figura 7.7 é apresentado um diagrama em blocos simplificado do algoritmo utilizado para a solução do sistema de equações algébricas, que resulta da colocação das equações diferenciais em equações em diferenças finitas. Para resolver o sistema é empregado o método numérico de eliminação de Gauss. O critério de convergência para cada iteração é estabelecido pela seguinte condição:

$$|T_{i,j,k}^n - T_{i,j,k-1}^n| \leq \varepsilon$$

onde i é a posição na coluna j , j é a posição na fila i , n é a iteração temporal e k sub-iteração numérica.

7.2.- Estudo do refinamento das malhas.

Muitos métodos numéricos são testados através de sua aplicação a problemas que possuem solução exata, ou apresentam solução aproximada já conhecida. Como pode-se comprovar, devido aos diferentes meios (fases) com propriedades físicas diferentes, às diversas equações diferenciais e às complexidades nas condições de contorno que se devem satisfazer simultaneamente, o modelo matemático do evaporador, na fase de formação de gelo, é bastante complexo e não apresenta solução exata.

Para obter uma boa aproximação das equações em diferenças às equações diferenciais que descrevem o processo de formação e crescimento do gelo no evaporador, ao tempo que se otimiza o algoritmo de calculo desde o ponto de vista computacional, é preciso primeiramente que seja estabelecida uma correta malha numérica. Para isto é feita uma análise numérica baseada no refinamento das malhas correspondentes a cada meio que conforma o sistema (parede, gelo, filme líquido).

Este refinamento é feito para cada meio na direção de r , onde acontecem os maiores gradientes de temperatura e satisfazem-se as condições de contorno. É igualmente necessária esta análise de refinamento para todas as fases envolvidas na direção de z , devido ao erro de primeira ordem que introduz a equação (7.13) nesta direção.

Para efetuar este estudo do refinamento da malha é estabelecida inicialmente uma malha com as seguintes características: 3 nós na parede, 3 nós para a camada de gelo, 3 nós para o filme d'água, e 5 nós na direção Z . A partir desta malha básica, serão geradas as malhas refinadas variando o número de nós de cada região de cada vez.

Nas figuras 7.8(a) e 7.8(b) pode-se observar a variação dos valores do coeficiente global de transferência de calor no evaporador, e da massa de gelo formada, com o refinamento da malha da parede, para um ciclo de operação de 10 minutos. Pode-se notar em estas figuras, que a partir de 6 nós na direção de r , a malha da parede apresenta uma boa acuidade

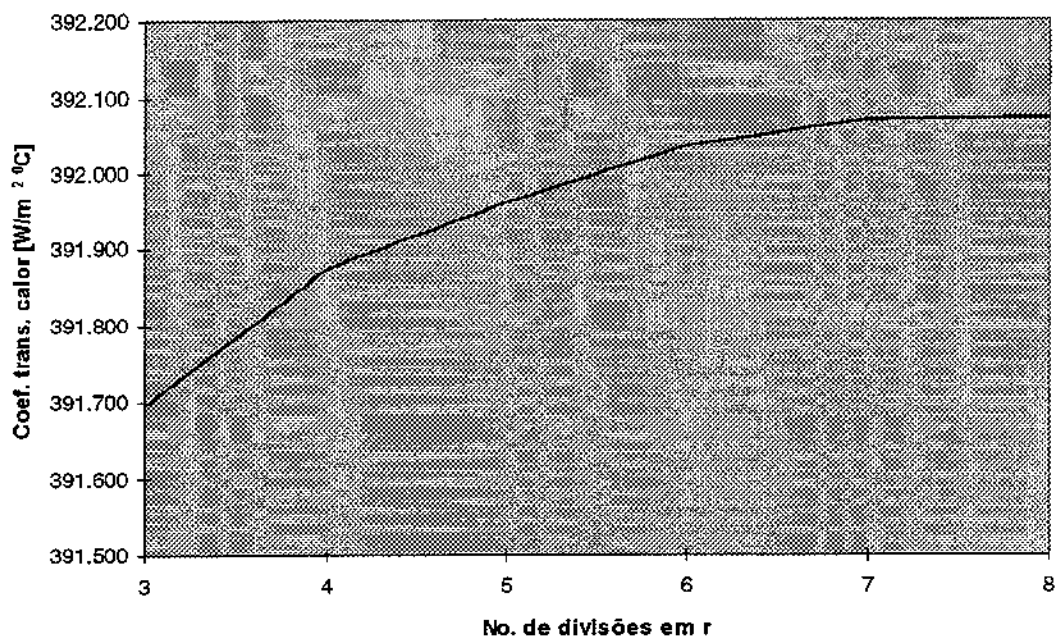


fig. 7.8(a). Variação do valor de U com o refinamento da malha da parede.

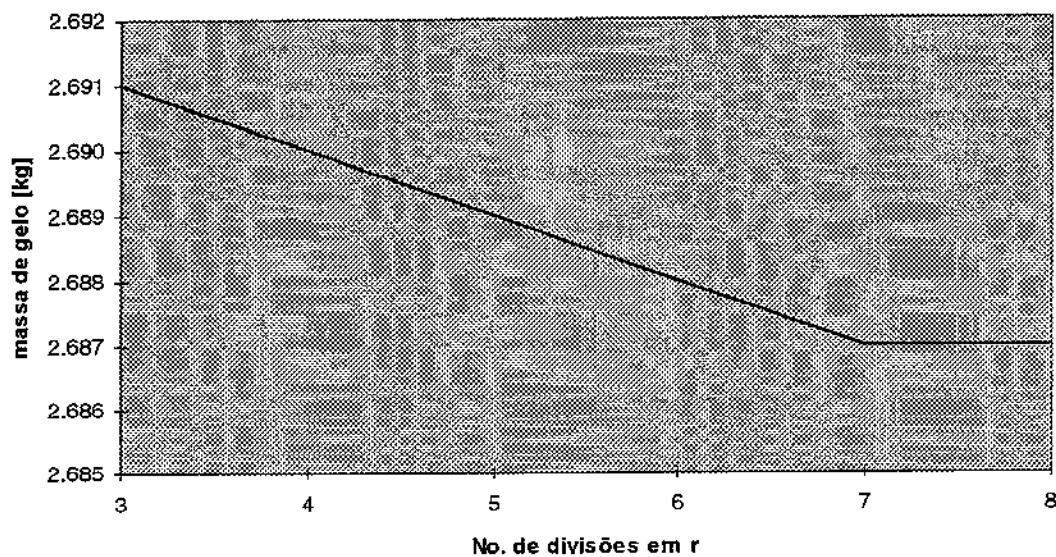


fig. 7.8(b) Variação do valor da massa de gelo com o refinamento da malha da parede.

Nas figuras 7.9(a) e 7.9(b) estão representadas as variações dos valores do coeficiente global de transferência de calor, e a massa de gelo formada com respeito ao refinamento da malha na camada de gelo. Como no caso anterior estes parâmetros estão determinado para um ciclo de operação de 10 minutos.

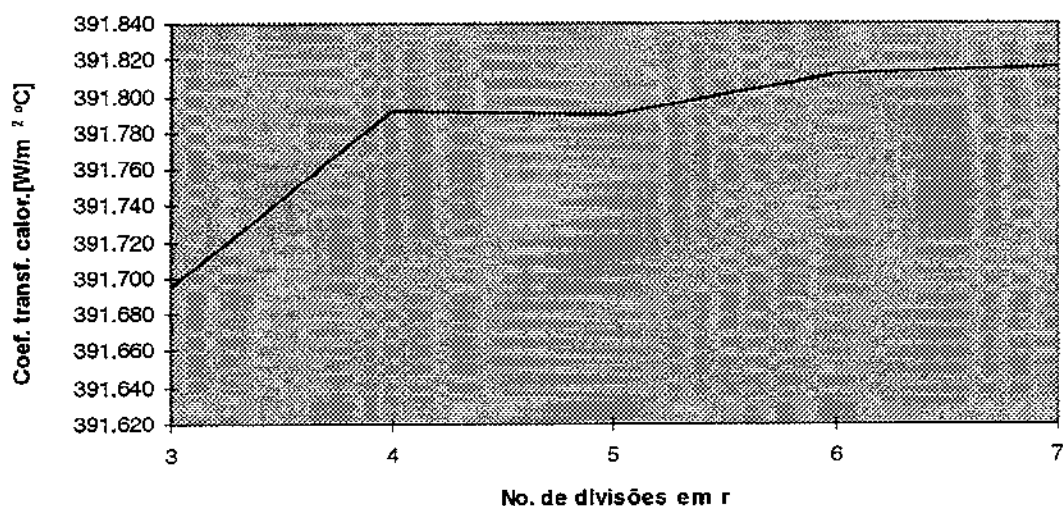


fig. 7.9(a). Variação do valor de U com o refinamento da malha do gelo.

Neste caso pode-se observar que para uma malha de 5 nós, os valores de ambas grandezas tendem a se comportar de forma estável, oferecendo uma boa concordância para a representação do fenômeno de condução radial para a camada de gelo.

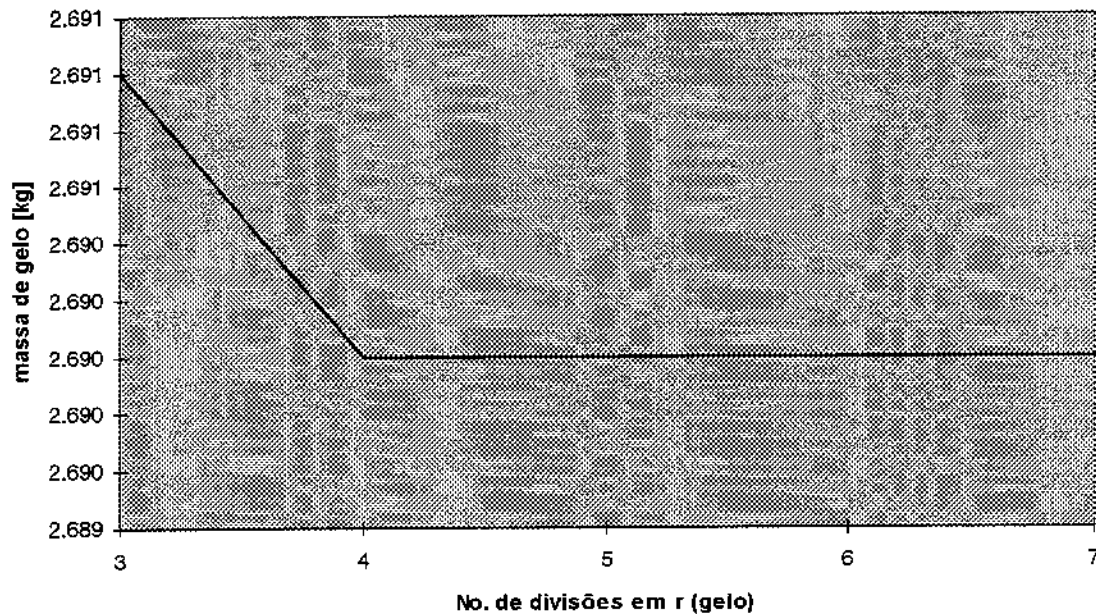


fig. 7.9(b) Variação do valor da massa de gelo com o refinamento da malha do gelo.

As figuras 7.10(a) e 7.10(b) representam as variações dos valores do coeficiente global de transferência de calor e a massa de gelo formada com respeito ao refinamento na malha do filme líquido. Igualmente, como nos casos anteriores, estes valores são tomados para um ciclo de operação de 10 min.

Pode-se observar que no caso do filme líquido existe uma pequena instabilidade quando utilizada uma malha pouco refinada. Este fenômeno é devido aos efeitos do fluxo convectivo na direção z , que possuem erro de primeira ordem e influi no balanço de energia ao redor do nó.

Pode-se notar nestas figuras, que uma malha de 10 nós na direção de r , no filme líquido, é suficiente na solução do problema da transferência de calor no filme.

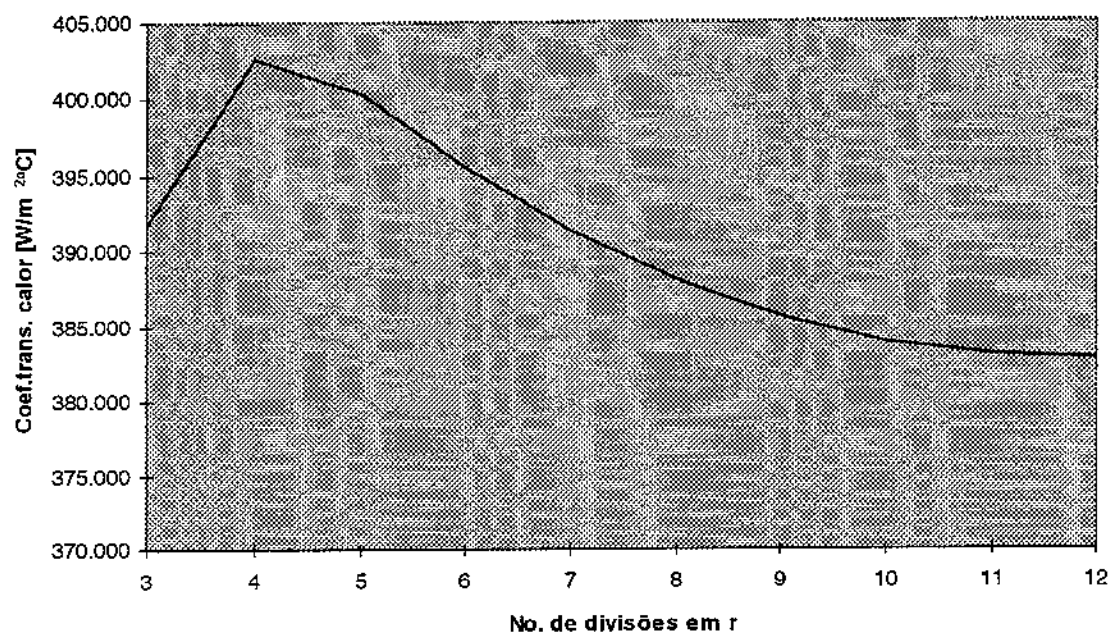


fig. 7.10(a). Variação do valor de U com o refinamento da malha do filme líquido.

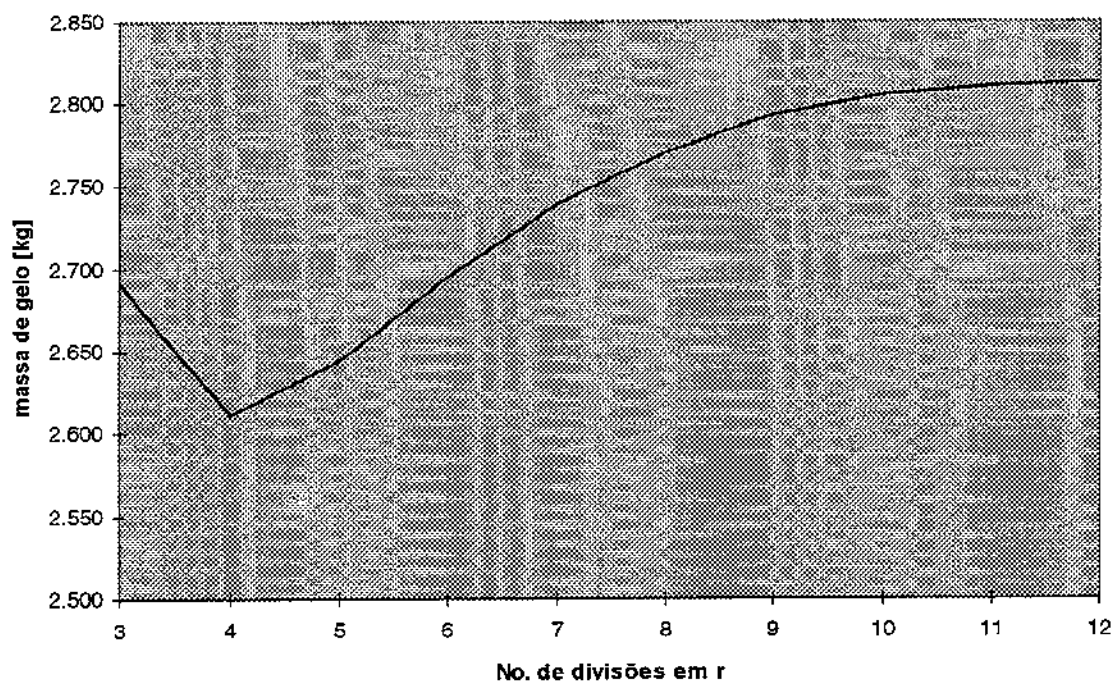


fig. 7.10(b) Variação do valor da massa de gelo com o refinamento da malha do filme líquido.

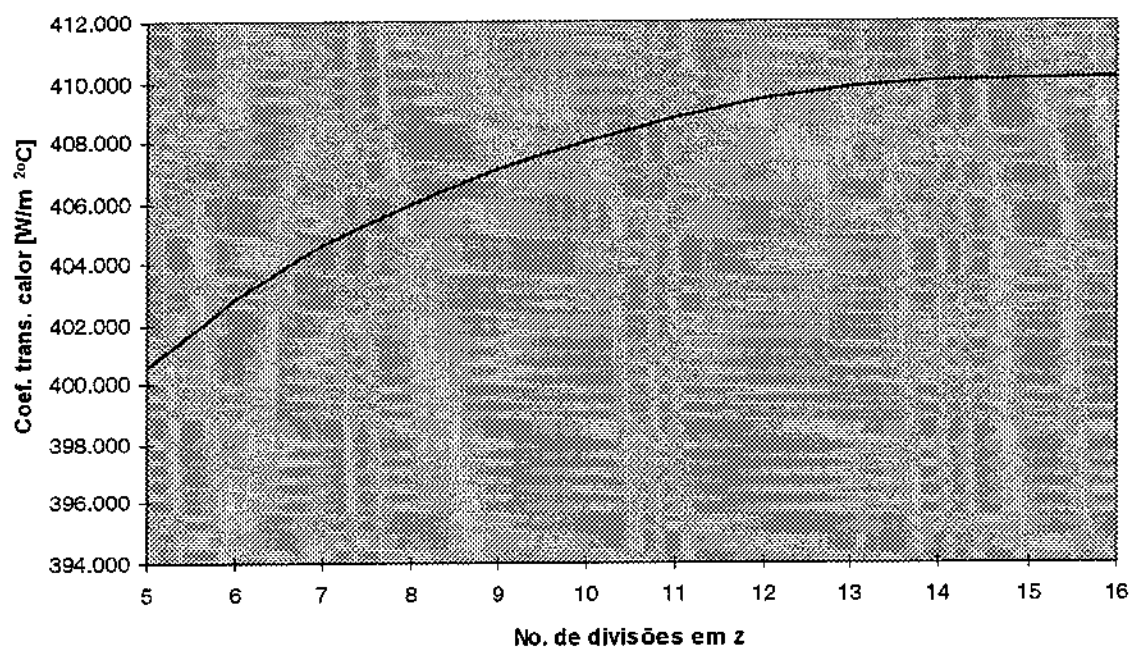


fig. 7.11(a). Variação do valor de U com o refinamento da malha em z.

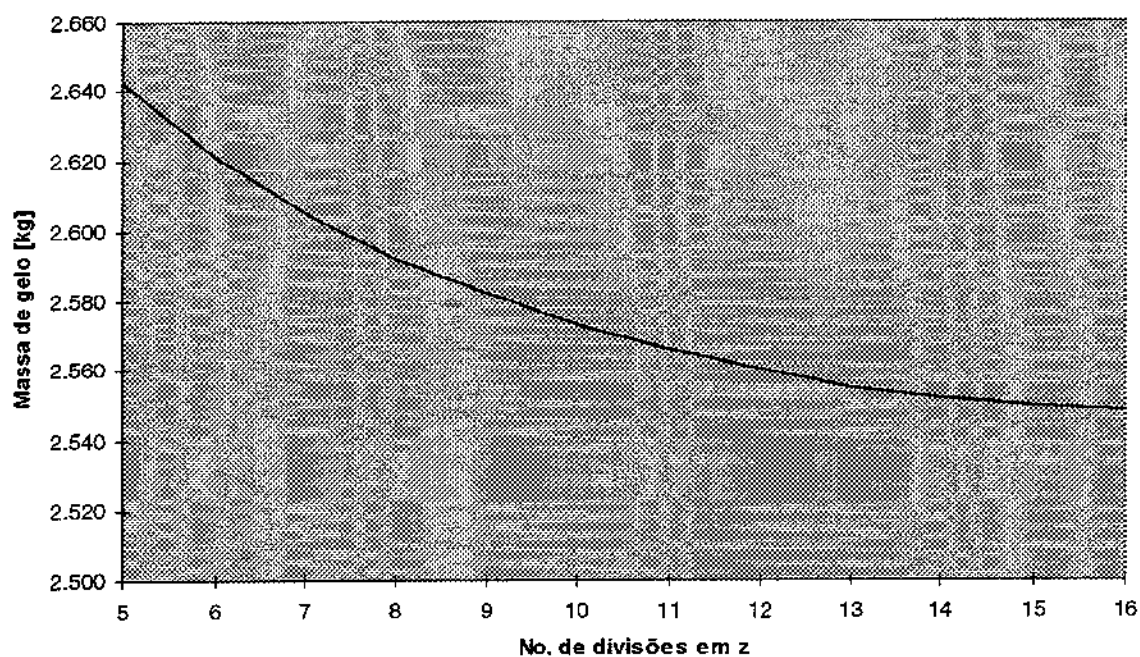


fig. 7.11(b) Variação do valor da massa de gelo com o refinamento da malha em z.

Já nas figuras 7.11(a) e 7.12(b) pode-se observar as variações dos valores do coeficiente global de transferência de calor e da massa de gelo formada com respeito ao refinamento em z da malha global (formada pelo conjunto das malhas de cada fase).

Neste caso observa-se, contrariamente aos casos anteriores, que existe uma grande variação de ambos parâmetros, na medida que aumenta o refinamento nesta direção. Isto é devido a que nesta direção o sistema possui erro de primeira ordem, introduzido pelo termo convectivo da eq.(7.13). Vale notar, que para este caso, um refinamento em z de 12 nós pode assegurar uma boa acuidade para a solução das equações diferenciais em forma de diferenças finitas.

Depois deste análise conclui-se que a malha ótima (mínima quantidade de nós que garantem uma boa acuidade) para resolver as equações em diferenças, estará estruturada da seguinte maneira: 6 nós na parede metálica, 6 nós na camada de gelo, 12 nós no filme d'água e 16 nós para o eixo Z . Com isto, o sistema que é resolvido por linha, terá que resolver, para cada tempo, 16 sistemas de 24 equações um de cada vez.

7.3.- Análises do evaporador durante o processo de formação de gelo.

Em continuação é feita uma pequena análise dos principais parâmetros que afetam a operação do evaporador durante o processo de formação de gelo. Foram selecionadas para esta análise a vazão d'água que é distribuída sobre os tubos evaporadores, a temperatura de evaporação (T_e) e o coeficiente pelicular de transferência de calor no evaporador (h_e).

Nas figuras 7.12(a) e 7.12(b) se pode observar a variação da massa de gelo formada na superfície exterior do tubo e do coeficiente global de troca de calor com respeito ao tempo, para diferentes vazões d'água. Pode-se apreciar neste caso que existe um ótimo que deve ser atingido ao formar o filme de líquido sobre as superfícies dos tubos. Contudo as variações destes parâmetros não são grandes quando é variada a vazão da água.

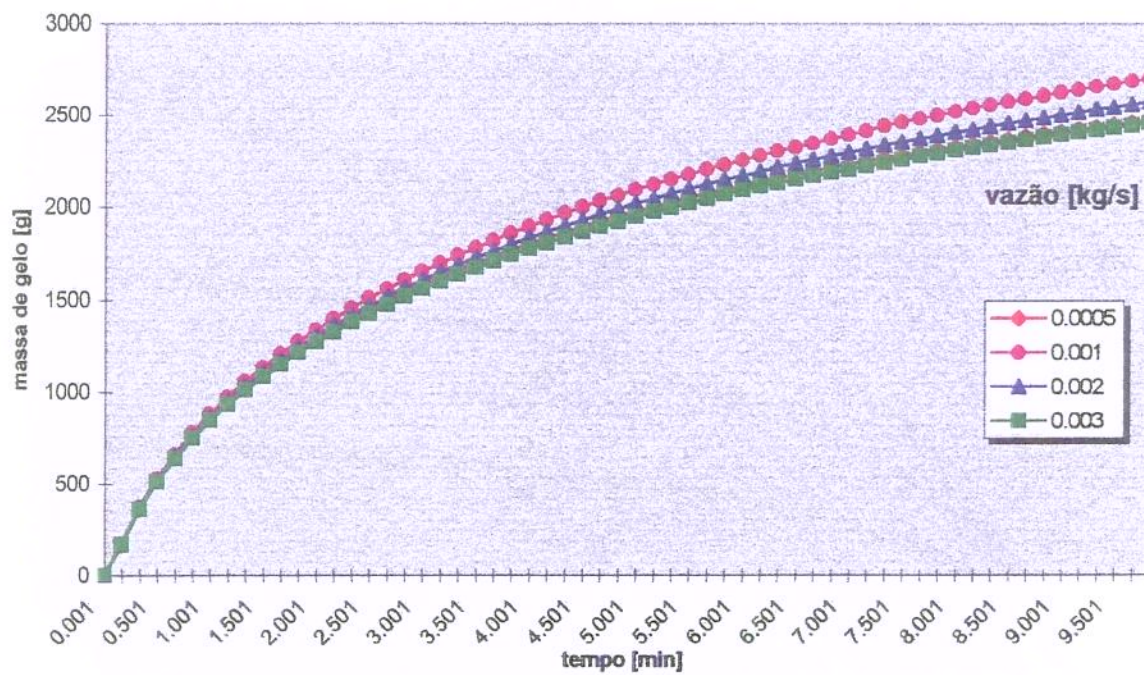


fig. 7.12(a). Variação da massa de gelo no tempo para diferentes vazões d'água.

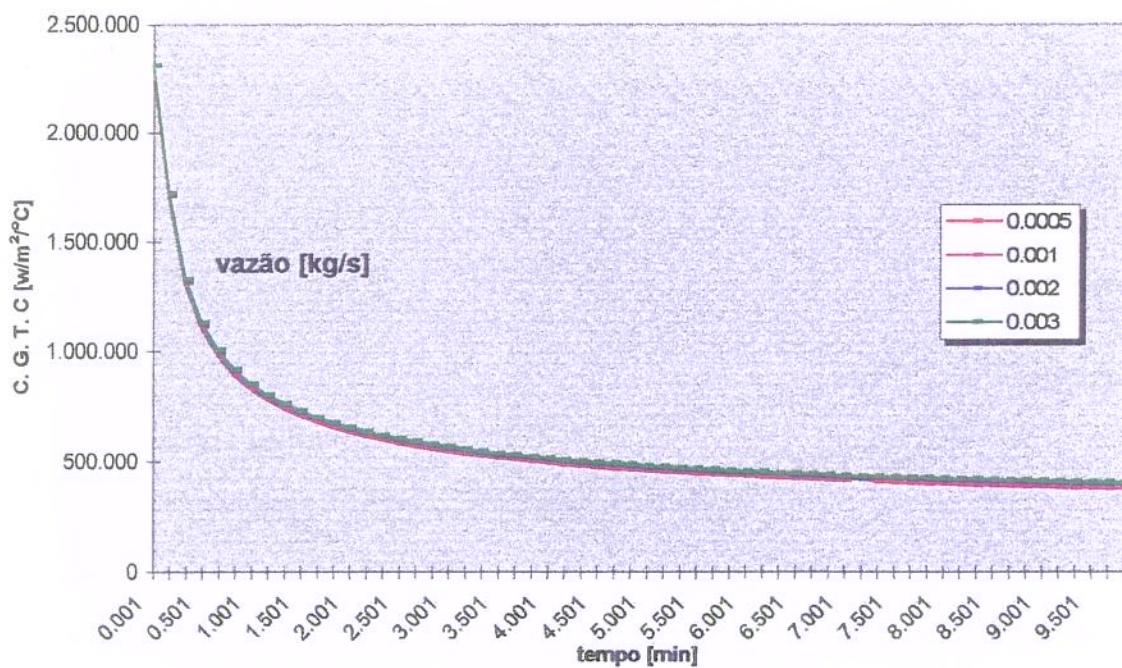


fig. 7.12 (b) Variação do Coeficiente Global de Transferência de Calor no tempo para diferentes vazões d'água.

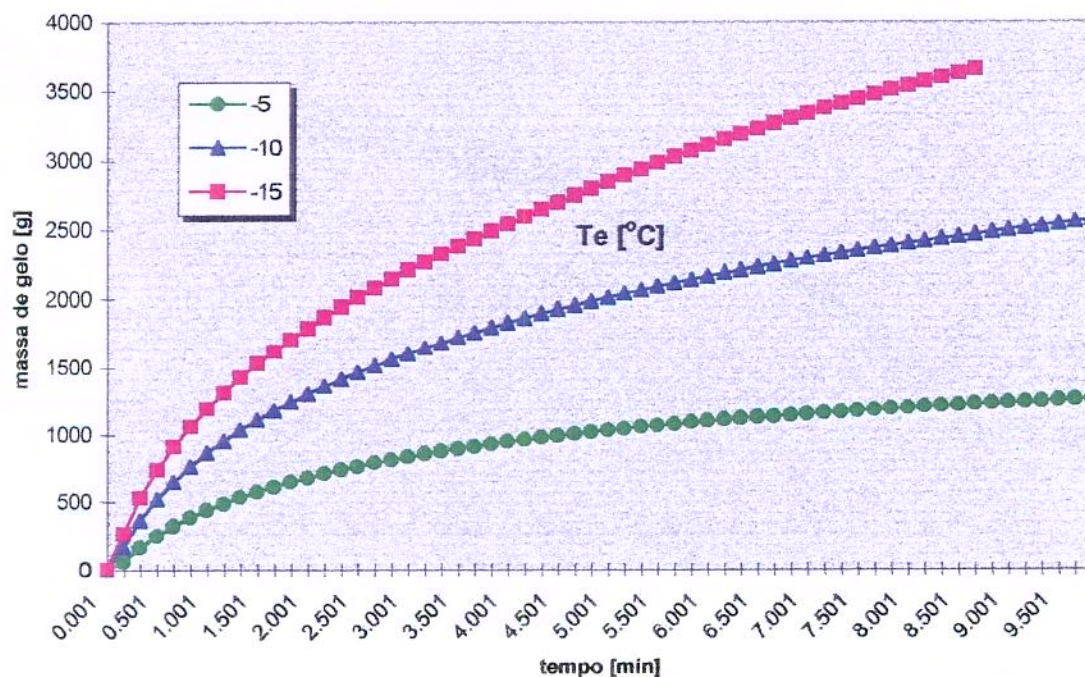


fig. 7.13(a). Variação da massa de gelo no tempo para diferentes valores de T_e .

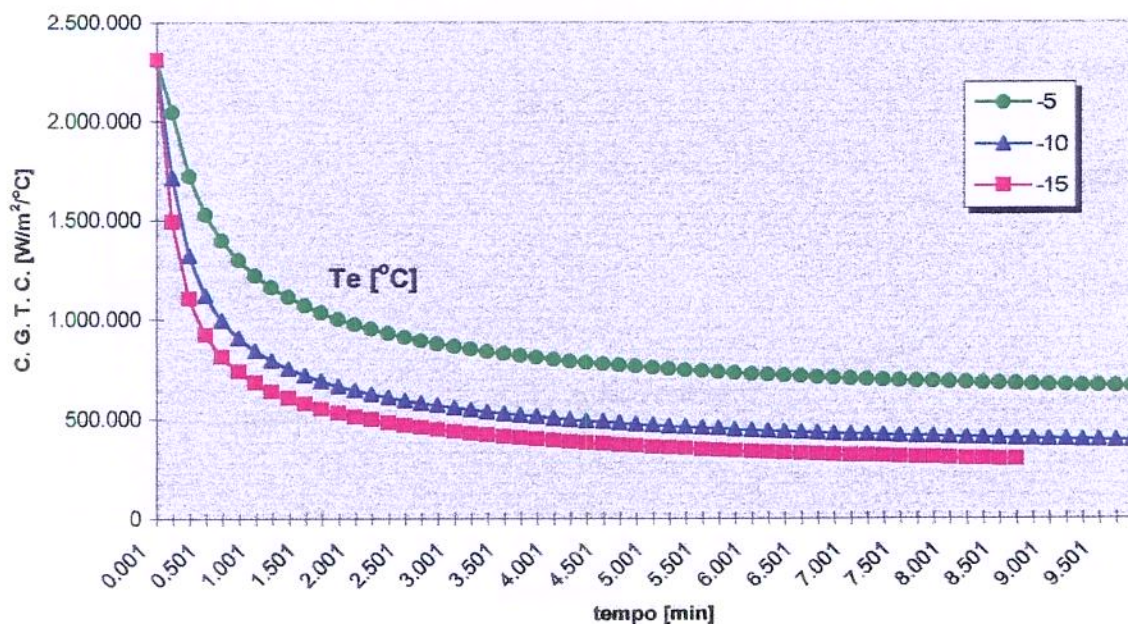


fig. 7.13(b) Variação do Coeficiente Global de Transferência de Calor no tempo para diferentes valores de T_e .

Na figura 7.13(a) pode ser observada a variação da massa de gelo no tempo para diferentes temperaturas de evaporação. Pode-se apreciar neste caso como existe uma grande diferença na massa de gelo formada para variações de apenas 5°C na temperatura de evaporação.

No caso do coeficiente global de troca de calor, como se pode observar na figura 7.13(b), também varia apreciavelmente com a temperatura de evaporação. Pode-se concluir desta análise que o processo de formação de gelo é bem favorecida pela diminuição da temperatura dentro do evaporador.

Já na figura 7.14, podem ser observadas as variações da massa de gelo formada e do coeficiente global de troca de calor no tempo respetivamente, para diferentes valores do coeficiente pelicular de transferência de calor no interior do evaporador. Aqui pode-se observar que, como no caso da vazão d'água, não é grande a influência deste parâmetro sobre o processo de formação de gelo.

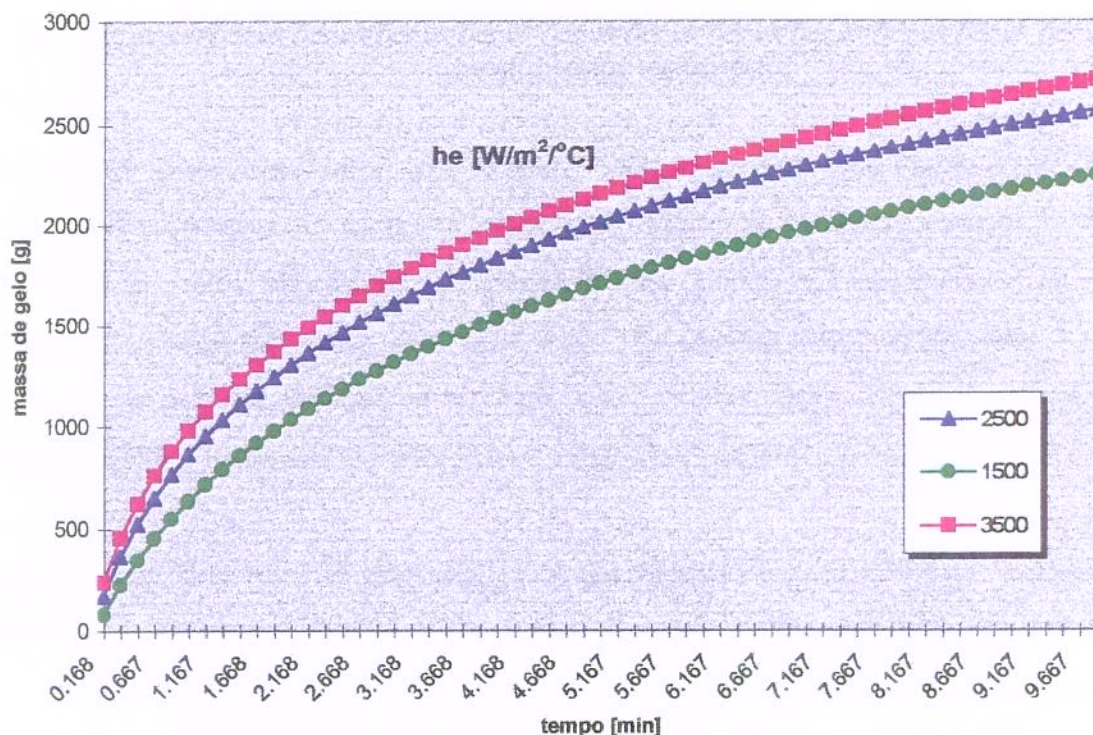


fig. 7.14(a). Variação da massa de gelo no tempo para diferentes valores de h_e .

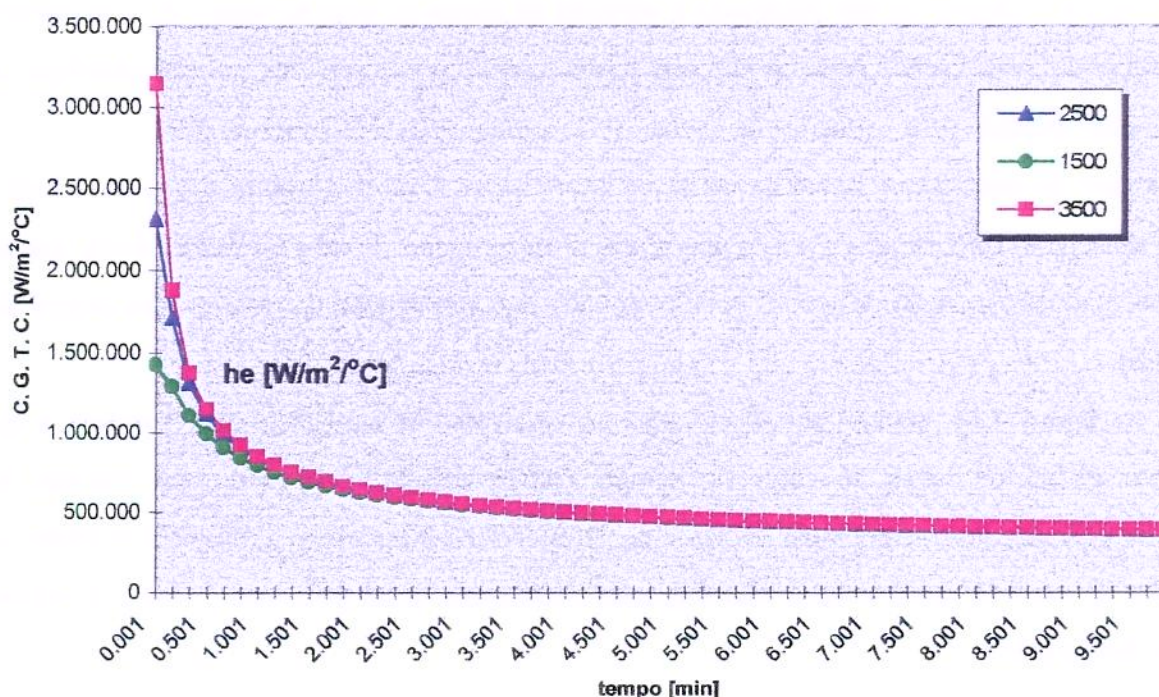


fig. 7.14(b). Variação do Coeficiente Global de Transferência de Calor no tempo para diferentes valores de h_e .

A partir deste estudo pode-se concluir que o parâmetro de maior influência na formação do gelo, quando se analisa unicamente a operação do evaporador isolado do resto da instalação, é a temperatura de evaporação. Claramente para retirar a quantidade de calor necessária no evaporador a uma temperatura determinada, será necessária uma quantidade de amônia evaporando dentro dos tubos evaporadores. Como foi visto no capítulo anterior, este fluxo de amônia depende da operação do compressor térmico, o qual é bastante sensível à temperatura de bulbo úmido.

As pequenas variações do coeficiente global de transferência de calor e da massa de gelo produzida, frente aos diferentes valores do coeficiente de película interno, garante que a análise global deste processo não é desqualificada pela estimativa teórica deste coeficiente.

Na figura 7.15 está representado o perfil de temperaturas para o sistema constituído pela parede exterior de um tubo evaporador, o gelo formado sobre a parede e o filme d'água. Cada perfil, representa a variação de temperatura em cada plano horizontal em que foi dividido o tubo.

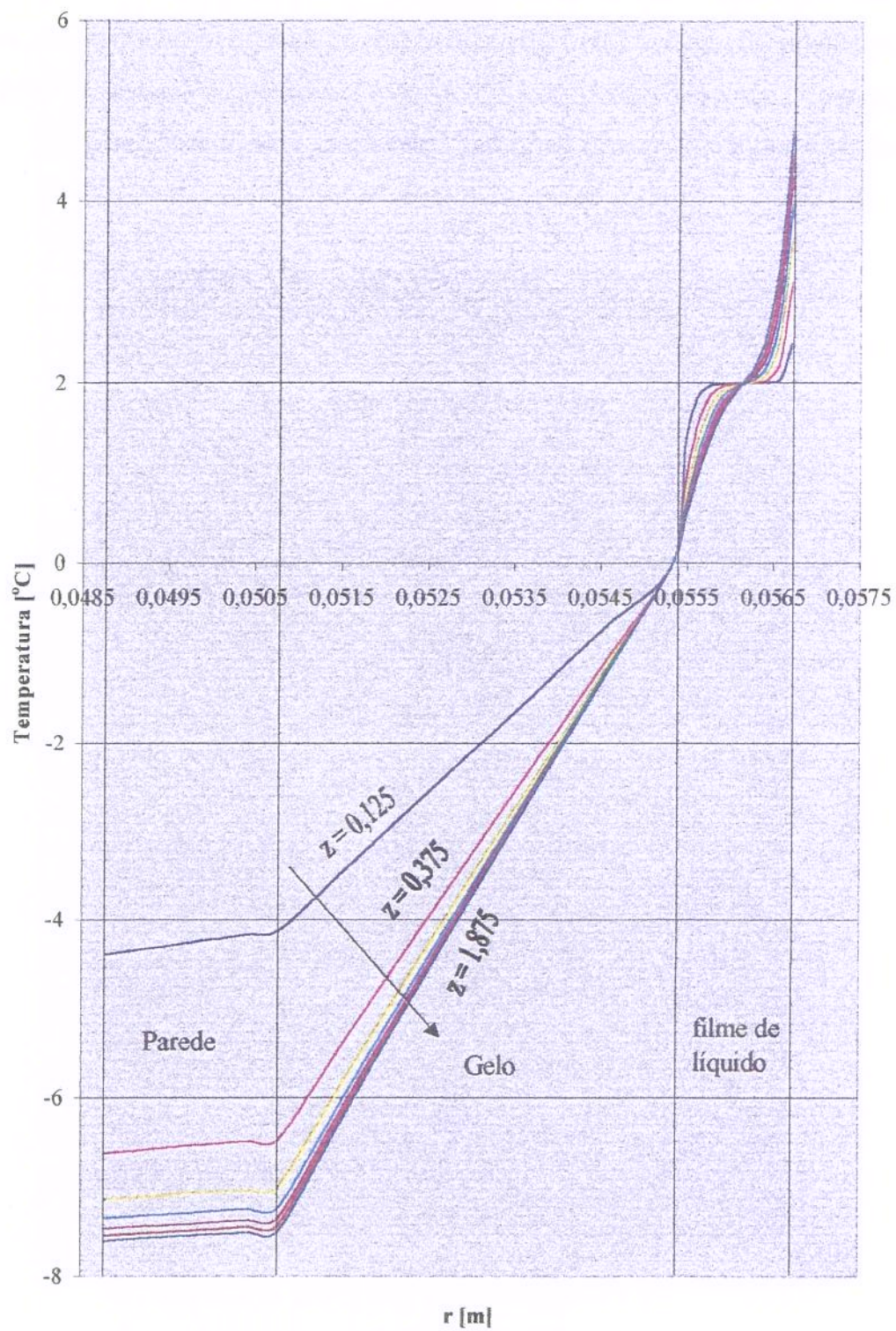


fig. 7.15. Perfil de temperaturas num instante de tempo.

Na figura 7.16 é apresentado o perfil da espessura do gelo ao longo do tubo para a parede exterior do tubo evaporador.. Este perfil é determinado para um ciclo de 10 minutos e uma temperatura de bulbo úmido igual a 23°C. A massa de gelo produzida, nestas condições, no ciclo real é muito próxima à simulada, acorde com as medições experimentais a espessura média é da ordem de 5 mm, com maior espessura na parte mais baixa do tubo, como na figura 7.16.

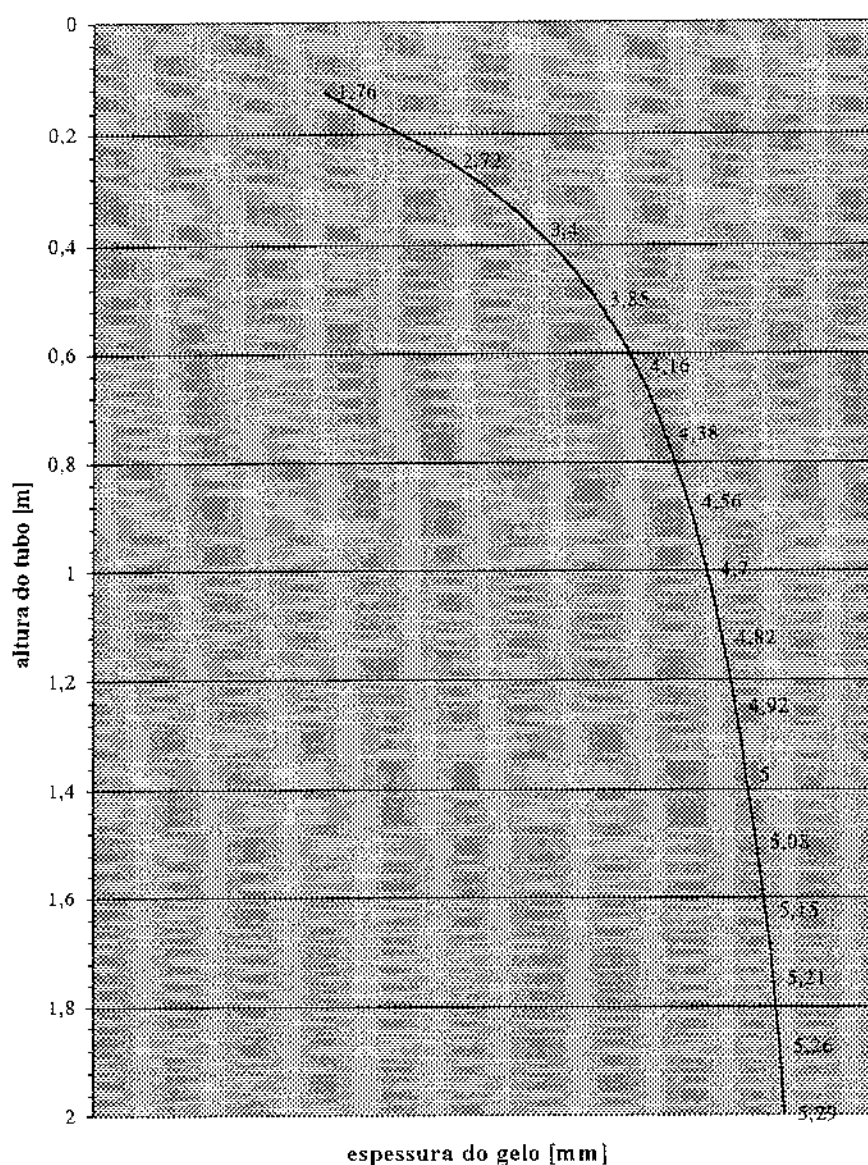


fig. 7.16. Perfil da espessura do gelo num ciclo de 10 min.

Na figura 7.17 é apresentado o perfil da espessura do filme d'água num instante determinado do processo de formação e crescimento do gelo. Nota-se como esta diminui ao longo do tubo, e apesar da imagem apresentada indicar uma variação acentuada, revisando os valores comprova-se que a uma diferença na espessura muito pequena, apenas 0.032mm em 2m de comprimento.

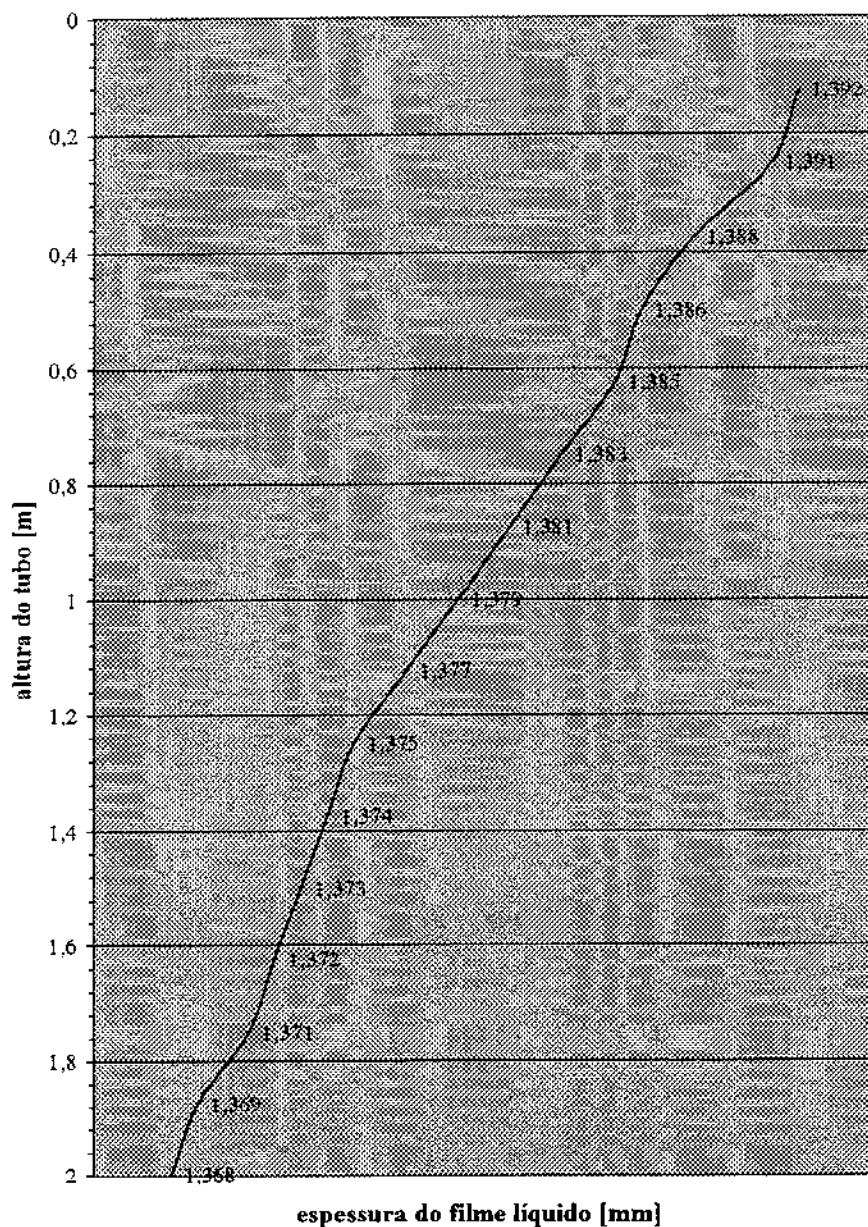


fig. 7.17. Perfil do filme d'água num instante de tempo.

7.4.- Modelamento do evaporador durante o processo de degelo.

Após transcorrido o tempo de formação de gelo selecionado é efetuado o processo de degelo. Para isto é cortado o subministro de amônia líquida e de água ao evaporador, permitindo o passo de uma parte do vapor de amônia do condensador, de alta pressão e temperatura, ao interior dos cilindros evaporadores, através de orifícios calibrados, provocando o aquecimento das paredes dos tubos. Este aquecimento dos tubo por sua vez provoca a fusão do gelo na interface da parede com o gelo, que em consequência se desprende dos tubos e cai no silo após passar pelo triturador de gelo.

Pelas caraterísticas deste ciclo de degelo, é empregado um modelo simples de condução de calor radial, que aquece as paredes metálicas dos tubos, e cria uma frente de fusão na interface da parede com o gelo.

Para a representação deste fenômeno é utilizada a equação (7.21), mudando simplesmente os valores dos parâmetros da condição de contorno (7.25), ficando então:

$$\frac{\partial T_p(r, z, t)}{\partial t} = \alpha_p \left(\frac{\partial^2 T_p(r, z, t)}{\partial r^2} + \frac{1}{r} \frac{\partial T_p(r, z, t)}{\partial r} \right) \quad (7.48)$$

válida nos domínios $r_{P1} \leq r \leq r_{P1} + \delta_p$, para a parede interna, e $r_{P2} - \delta_p \leq r \leq r_{P2}$ para a parede externa.

Neste caso como condição inicial da temperatura na parede é colocado o perfil de temperatura ao final do processo de formação de gelo:

$$t = 0 \Rightarrow T_p(r, z, t) = f(r, z) \quad (7.49)$$

As condições de contorno nas interfaces entre as paredes e o vapor de amônia quente, são consideradas convectivas num processo de condensação:

- para a parede interna

$$r = r_{p1} + \delta_p \Rightarrow -k_p \frac{\partial T_p(r, z, t)}{\partial r} = h_e [T_e - T_p(r, z, t)] \quad (7.50)$$

- para a parede interna

$$r = r_{p2} - \delta_p \Rightarrow -k_p \frac{\partial T_p(r, z, t)}{\partial r} = h_e [T_e - T_p(r, z, t)] \quad (7.51)$$

onde h_e é o coeficiente pelicular de transferência de calor durante a condensação e T_e a temperatura de condensação.

É assumido que num certo instante de tempo t , o coeficiente de convecção h_e que representava a ebulição da amônia, passa a ser um coeficiente de convecção forçada para o vapor de amônia escoando e condensando num cilindro vertical. De outro lado, ao ser empregada amônia do receptor do condensador para o processo de degelo, a temperatura de evaporação T_e é substituída por a temperatura de condensação T_c .

A simulação matemática deste processo é realizada linha a linha à montante como no caso do processo de formação de gelo. Para cada linha onde é atingida a temperatura de fusão na interface parede - gelo o processo iterativo nesta linha é detido. Quando todas as linhas tenham atingido esta temperatura de fusão na interface correspondente, a simulação do ciclo de degelo é concluído, computando-se então o tempo total consumido pelo processo.

Através da série de testes levados a cabo no estudo do refinamento das malhas em ambas as fases, parede metálica e camada de gelo, comprovou-se que para a modelagem do ciclo de degelo, a quantidade de volumes em que o sistema foi dividido, procurando obter uma boa acuidade na simulação do ciclo de formação de gelo, era suficiente para aproximar as equações diferenciais que modelam o processo de degelo, portanto a malha estabelecida anteriormente serviu para esta modelagem..

A questão mais importante a ser analisada no processo de degelo é respeito à quantidade de energia necessária para fazer o degelo através do aquecimento das paredes e do volume interno dos tubos evaporadores, e retornar as temperaturas de operação apropriadas para o processo de formação de gelo.

Na medida que os tubos evaporadores são aquecidos por um maior período de tempo para provocar o degelo, será maior a quantidade de energia utilizada para resfriar toda a massa metálica destes, ou seja, uma maior parte da amônia será destinada para resfriar as paredes, e não participará do efeito frigorífico útil.

Deverá existir então um ótimo econômico entre a espessura da camada de gelo, e o tempo do ciclo de produção de gelo. A velocidade do processo de formação do gelo descreve uma função monótona decrescente, ao contrario da resistência à troca de calor, como pode-se observar através das figuras 7.12 a 7.14, pelo que após uma certa espessura de gelo a eficácia do processo cai de forma notável.

Por outro lado, um período de tempo pequeno para o processo de formação de gelo, e uma frequência muito alta de ciclos de degelo, também faz descer o desempenho da máquina, pois terá que ser empregada uma quantidade apreciável de energia para aquecer e resfriar as áreas de troca térmica, energia necessária para o processo, mas que não é contabilizada como útil.

Tudo isto coloca um problema de determinação do ponto ótimo de operação do sistema respeito aos tempos dos ciclos de gelo e degelo. Porém como foi visto acima o parâmetro de maior influencia no processo de formação de gelo é a temperatura de evaporação, e claro está, a massa total de gelo dependerá da quantidade de calor que é retirado no evaporador.

Estes dois últimos parâmetros são fortemente dependentes da temperatura de bulbo úmido, como foi comprovado no capítulo 6. Portanto a determinação do tempo ótimo dos ciclos de produção de gelo só será possível através da simulação transiente da instalação completa.

Capítulo 8

Simulação transitória do sistema.

A simulação do evaporador no capítulo anterior foi feita considerando a temperatura de evaporação e outros parâmetros externos constantes no tempo, e com isto conseguiu-se fazer uma análise da importância relativa que cada parâmetro possui no processo de fabricação de gelo, mas não se teve em conta o trabalho do compressor térmico acoplado ao gerador de gelo, nem as influências que têm afetações que trazem, tanto o processo de formação de gelo como o degelo, nas características de operação do resto dos componentes do sistema.

Como já foi visto, durante a fase de formação de gelo, o parâmetro de maior relevância é a temperatura de evaporação, que foi considerada constante ao longo do processo. Porém, na medida que este processo avança no tempo, a resistência à transferência de calor aumenta, devido ao aumento da espessura do gelo, e como consequência a temperatura de evaporação vai diminuindo gradualmente.

Da análise da operação em regime permanente do sistema comprovou-se que a temperatura de bulbo úmido é o principal parâmetro que afeta o desempenho da instalação global. Isto devido, claro está, a que o condensador, o absorvedor e o resfriador de solução pobre operam como trocadores de calor evaporativo, e isto se reflete na operação do evaporador.

De outro lado, o fato de reverter o ciclo para levar a cabo o processo de degelo no evaporador inundado da instalação, pode afetar o compressor térmico mais do que a um

compressor mecânico, se o absorvedor não estiver devidamente desenhado, devido a que no primeiro caso, após um certo atraso de linha, toda a amônia que é retirada do evaporador durante o degelo vai ao absorvedor, aumentando dessa forma a concentração da solução rica e portanto diminuindo sua temperatura de saturação.

Isto faz com que ao diminuir a pressão da solução à entrada da bomba, devido à queda de pressão de sucção da bomba, se a temperatura da solução rica não estiver bem mais baixa do que a temperatura de saturação, parte do fluxo de solução evapora na entrada da bomba provocando a cavitação e a destruição mecânica desta.

Para acomodar o regime transitório do evaporador à operação da instalação em conjunto, puder-se-ia fazer um estudo paramétrico da operação do evaporador e traçar uma curva da variação do coeficiente de troca de calor no tempo. Com esta curva se trabalharia sobre um modelo transiente do sistema, mas pelas razões acima comentadas pode-se deduzir que o modelo transiente do evaporador deve estar acoplado ao modelo transiente do compressor térmico para atingir uma simulação matemática efetiva, que acompanhe a realidade física do sistema.

8.1.- Modelo transitório do compressor térmico.

No funcionamento transiente do sistema as equações de conservação para os diferentes volumes de controle são:

$$\sum_e m_e = \sum_s m_s + \frac{d}{dt} M_{vc} \quad (8.01)$$

$$\sum_e m_e X_e = \sum_s m_s X_s + \frac{d}{dt} M A_{vc} \quad (8.02)$$

$$Q_{vc} + \sum_e m_e h_e = \sum_s m_s h_s + \frac{d}{dt} E_{vc} \quad (8.03)$$

onde M_{VC} é a massa acumulada no volume de controle especificado [kg], MA_{VC} é a massa de amônia acumulada no volume de controle especificado [kg] e ME_{VC} a energia interna do volume de controle especificado [kJ].

Estas equações são aplicadas aos seguintes volumes de controle:

- Desorvedor
- Retificador
- Condensador e receptor de amônia
- Líquido no subresfriador de amônia
- Vapor no subresfriador de amônia
- Evaporador e tanque separador
- Absorvedor e receptor de solução rica
- Solução rica no retificador
- Solução rica no trocador solução-solução
- Solução pobre no trocador solução-solução
- Solução pobre no resfriador evaporativo

Tendo assim 33 novos termos característicos de acumulação que estarão operando como novas incógnitas no sistema de equações. Com isto serão modificadas as equações de conservação da massa e da energia do modelo estático, conservando-se o resto das equações que descrevem os fenômenos de transferência de calor e massa, assim como as equações de equilíbrio termodinâmico. As modificações são:

- Condensador e receptor de amônia:

$$m_{14} - m_{17} - \frac{d}{dt}M_C = 0 \quad (8.04)$$

$$m_{14}XG_{14} - m_{17}XL_{17} - \frac{d}{dt}MA_C = 0 \quad (8.05)$$

$$m_{14}h_{14} - m_{17}h_{17} - \frac{d}{dt}E_C = Q_C \quad (8.06)$$

- Evaporador e tanque separador

$$m_{19} - m_{21} - \frac{d}{dt}M_E = 0 \quad (8.07)$$

$$m_{19}Z_{19} - m_{21}XG_{21} - \frac{d}{dt}MA_E = 0 \quad (8.08)$$

$$m_{21}h_{21} + \frac{d}{dt}E_E - m_{19}h_{19} = Q_E \quad (8.09)$$

- Absorvedor e receptor de solução forte

$$m_{22} + m_{34} - m_{25} - \frac{d}{dt}M_A = 0 \quad (8.10)$$

$$m_{22}Z_{22} + m_{34}XL_{34} - m_{25}XL_{25} - \frac{d}{dt}MA_A = 0 \quad (8.11)$$

$$m_{22}h_{22} + m_{34}h_{34} - m_{25}h_{25} - \frac{d}{dt}E_A = Q_A \quad (8.12)$$

- Desorvedor

$$m_2 - m_1 - m_3 - \frac{d}{dt}M_D = 0 \quad (8.13)$$

$$m_2XL_2 - m_1XG_1 - m_3XL_3 - \frac{d}{dt}MA_D = 0 \quad (8.14)$$

$$m_1h_1 + m_3h_3 + \frac{d}{dt}E_D - m_2h_2 = Q_D \quad (8.15)$$

- Retificador

$$m_{11} - m_{12} - m_{14} - \frac{d}{dt}M_R = 0 \quad (8.16)$$

$$m_{11}XG_{11} - m_{12}XL_{12} - m_{14}XG_{14} - \frac{d}{dt}MA_R = 0 \quad (8.17)$$

$$m_{11}h_{11} - m_{12}h_{12} - m_{14}h_{14} - \frac{d}{dt}E_R = Q_R \quad (8.18)$$

- Solução rica no retificador

$$m_{28} - m_{30} - \frac{d}{dt}M_{SRR} = 0 \quad (8.19)$$

$$m_{28}XL_{28} - m_{30}X_{30} - \frac{d}{dt}MA_{SRR} = 0 \quad (8.20)$$

$$m_{30}h_{30} + \frac{d}{dt}E_{SRR} - m_{28}h_{28} = Q_R \quad (8.21)$$

- Líquido no sub-resfriador de amônia

$$m_{17} - m_{18} - \frac{d}{dt}M_{LSR} = 0 \quad (8.22)$$

$$m_{17}XL_{17} - m_{18}XL_{18} - \frac{d}{dt}MA_{LSR} = 0 \quad (8.23)$$

$$m_{17}h_{17} - m_{18}h_{18} - \frac{d}{dt}E_{LSR} = Q_{SR} \quad (8.24)$$

- Vapor no subresfriador de amônia

$$m_{21} - m_{22} - \frac{d}{dt}M_{VSR} = 0 \quad (8.25)$$

$$m_{21}Z_{21} - m_{22}Z_{22} - \frac{d}{dt}MA_{VSR} = 0 \quad (8.26)$$

$$m_{22}h_{22} + \frac{d}{dt}E_{VSR} - m_{21}h_{21} = Q_{SR} \quad (8.27)$$

- Solução rica no trocador solução-solução

$$m_{31} - m_{32} - \frac{d}{dt} M_{SRTSS} = 0 \quad (8.28)$$

$$m_{31} XL_{31} - m_{32} XL_{32} - \frac{d}{dt} MA_{SRTSS} = 0 \quad (8.29)$$

$$m_{32} h_{32} + \frac{d}{dt} E_{SRTSS} - m_{31} h_{31} = Q_{TSS} \quad (8.30)$$

- Solução pobre no trocador solução-solução

$$m_3 - m_{33} - \frac{d}{dt} M_{SPTSS} = 0 \quad (8.31)$$

$$m_3 XL_3 - m_{33} XL_{33} - \frac{d}{dt} MA_{SPTSS} = 0 \quad (8.32)$$

$$m_3 h_3 - m_{33} h_{33} - \frac{d}{dt} E_{SPTSS} = Q_{TSS} \quad (8.33)$$

- Solução pobre no resfriador evaporativo

$$m_{33} - m_{34} - \frac{d}{dt} M_{RSP} = 0 \quad (8.34)$$

$$m_{33} XL_{33} - m_{34} XL_{34} - \frac{d}{dt} MA_{RSP} = 0 \quad (8.35)$$

$$m_{33} h_{33} - m_{34} h_{34} - \frac{d}{dt} E_{RSP} = Q_{RSP} \quad (8.36)$$

São desprezados de início os seguintes itens:

- i.- variações de massas e energia interna associadas aos fluidos contidos nas tubulações que acoplam os diferentes componentes do sistema.

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

Assim, resta somente considerar o volume interno do sistema global.

As equações de conservação da massa e da massa de amônia para o volume interno total fornece:

$$\sum_{VC} M_{VC} = M_{TOTAL} \quad (8.37)$$

ou

$$\frac{d}{dt} \left(\sum_{VC} M_{VC} \right) = 0 \quad (8.37a)$$

e

$$\sum_{VC} MA_{VC} = MA_{TOTAL} \quad (8.38)$$

ou

$$\frac{d}{dt} \left(\sum_{VC} MA_{VC} \right) = 0 \quad (8.38a)$$

As energias internas são calculadas com base na aproximação de que a energia interna e a entalpia são coincidentes para os líquidos, segundo as equações:

$$E_C = M_{RACH_{16}} \quad (8.39)$$

$$E_E = M_E h_{21} \quad (8.40)$$

$$E_A = M_{RSR} h_{25} \quad (8.41)$$

$$E_D = M_D h \left(\frac{(XL_2 + XL_3)}{2}, \frac{(T_2 + T_3)}{2} \right) \quad (8.42)$$

$$E_R = M_R h_{12} \quad (8.43)$$

$$E_{SRR} = M_{SRR} h \left(\frac{(XL_{28} + XL_{30})}{2}, \frac{(T_{28} + T_{30})}{2} \right) \quad (8.44)$$

$$E_{VSR} = M_{VSR} h \left(\frac{(Z_{21} + Z_{22})}{2}, \frac{(T_{21} + T_{22})}{2} \right) \quad (8.45)$$

$$E_{LSR} = M_{LSR} h \left(\frac{(XL_{17} + XL_{18})}{2}, \frac{(T_{17} + T_{18})}{2} \right) \quad (8.46)$$

$$E_{SRTSS} = M_{SRTSS} h \left(\frac{(XL_{31} + XL_{32})}{2}, \frac{(T_{31} + T_{32})}{2} \right) \quad (8.47)$$

$$E_{SPTSS} = M_{SPTSS} h \left(\frac{(XL_3 + XL_{33})}{2}, \frac{(T_3 + T_{33})}{2} \right) \quad (8.48)$$

$$E_{RSP} = M_{RSP} h \left(\frac{(XL_{33} + XL_{34})}{2}, \frac{(T_{33} + T_{34})}{2} \right) \quad (8.49)$$

A metodologia de cálculo, assim como os parâmetros construtivos de cada componente, necessários para a determinação das massas acumuladas em cada um deles podem ser revisados no anexo I

Os termos de acumulação são calculados por aproximação como a seguir:

$$\frac{d}{dt} M_{VC} = \frac{M_{VC} - M_{VC}^0}{\Delta t} \quad (8.50)$$

$$\frac{d}{dt} MA_{VC} = \frac{MA_{VC} - MA_{VC}^0}{\Delta t} \quad (8.51)$$

$$\frac{d}{dt} E_{vc} = \frac{M_{vc} h_{vc} - M_{vc}^0 h_{vc}^0}{\Delta t} \quad (8.52)$$

onde M_{vc0} , MA_{vc0} e h_{vc0} são a massa total, massa de amônia e entalpia do volume de controle especificado na iteração anterior.

Como foi explicado anteriormente as demais equações que fazem parte do modelo em regime transitório são aquelas utilizadas no modelamento estático referidas à transferência de calor e massa, e às equações de equilíbrio da solução. Além disto são feitas outras duas considerações:

- i.- As constante de tempo inerentes aos componentes de controle são desprezíveis.
- ii.- As constantes de tempo inerentes aos processos de transferência de calor são igualmente desprezíveis.

Como explica Figueiredo (1980), a ordem de grandeza das constantes de tempo nos processos de transferência de calor entre dois fluidos pode ser estimada considerando que a este processo correspondem 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 Kreith (1978), e tem a forma:

$$\tau = \frac{\rho C_p V}{h_c^* A} \quad (8.53)$$

onde:

$$h_c^* = \frac{1}{\frac{1}{h_c} + R_{INC}} \rightarrow \text{Coeficiente combinado de troca de calor}$$

$h_c \rightarrow$ coeficiente pelicular de transferência de calor [$W/m^2/^{\circ}C$]

$\rho \rightarrow$ densidade do sólido [kg/m^3]

$C_p \rightarrow$ calor específico do sólido [kJ/kg]

$V \rightarrow$ volume do sólido [m^3]

$R_{INC} \rightarrow$ resistência devido às incrustações da superfície [m^2C/W]

$A \rightarrow$ Área de transferência de calor [m^2]

Pode-se comprovar que dentre os diferentes trocadores que compõem a instalação a maior constante de tempo está relacionada com a transferência de calor entre a solução pobre e as paredes das tubulações interiores do trocador de calor solução - solução, esta pode ser estimada para um dos corpos do trocador como segue:

$$\tau = \frac{7800 * 0.434 * \pi(0.0127^2 - 0.0112^2) * 2.920}{4 * 0.3 * 3 * \pi * 0.0127 * 2.920} \approx 3 \text{ seg}$$

A ordem da constante de tempo é de aproximadamente 3 segundos. Pode-se comparar com o atraso de linha que sofre qualquer processo transiente de massa ou energia para este mesmo corpo do trocador.

Os atrasos de linha da solução pobre no trocador de calor podem ser calculados aproximadamente, segundo Figueiredo (1980), como:

$$\tau_L = \frac{\bar{\rho}V}{\dot{m}} \quad (8.54)$$

onde $\bar{\rho}$ é a densidade média da solução pobre [kg/m^3], V é o volume ocupado pelo fluxo de solução [m^3] e $\dot{m}$ o fluxo de solução através do trocador [kg/s]

Assim para o exemplo citado tem-se:

$$\tau_L = \frac{835 * 2.92 * \pi(0.04225^2 - 3 * 0.0127^2)}{4 * 0.15} = 16.6 \text{ seg}$$

Este valor do atraso de linha é válido para um corpo do trocador, mas ao estar o trocador constituído por 20 corpos em serie, desprezando a queda de pressão, pode-se assumir que o atraso de linha e da ordem de aproximadamente $20 \cdot 16 = 320$ s.

A constante de tempo do processo de troca de calor deverá estar aproximadamente no mesmo valor em qualquer um dos corpos do trocador de calor.

Comparando o valor do atraso de linha para a solução pobre dentro do trocador de calor, com a constante de tempo da transferência de calor, nas mesmas condições, justifica-se admitir que este último processo seja instantâneo.

8.2.- Algoritmo para a simulação transitória do sistema.

O algoritmo para a simulação do regime transitório da instalação está fundamentado no mesmo apresentado para a simulação em regime permanente. O sistema é tratado em cada intervalo temporal com a mesma metodologia que foi tratado o modelamento estático.

As equações de massa e energia são modificadas respeito ao modelo em regime permanente conforme se viu no item anterior, onde os termos de acumulação, genericamente:

$$\frac{dX}{dt} = \frac{X - X_0}{\Delta t}$$

são calculados dentro da mesma subrotina onde estão sendo calculados o resto das variáveis não efetivas. O novo algoritmo efetua o mesmo processo iterativo que o algoritmo do modelamento estático, 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 de X calculados naquele passo, repetindo novamente o processo, durante um número específico de iterações.

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

Em comparação com o algoritmo para modelamento em regime permanente do sistema, o novo algoritmo requer a introdução de um conjunto novo de variáveis como: alguns volumes

confinados ocupados por líquidos, alguns valores representativos de algumas condições de funcionamento iniciais, intervalo de tempo e número de iterações, etc.

Após estes dados e os valores iniciais das variáveis efetivas, são calculados os valores iniciais das restantes variáveis não efetivas, e seguidamente são determinados os novos valores dos termos de acumulação a partir dos valores de pressão, temperatura e concentração.

Às variáveis efetivas passam a ser neste caso 11 ao invés das 9 utilizadas no modelamento estático, além destas 9 serão variáveis efetivas os volumes do receptor de amônia do condensador e do receptor de solução forte do absorvedor, componentes onde o nível de líquido pode variar durante o processo de formação de gelo e degelo.

De outro lado as equações (8.38) e (8.39) estarão operando como os novos resíduos que acompanham estas duas novas variáveis efetivas.

Um problema a solucionar durante a simulação dinâmica do sistema é o referente à questão da diferença dos intervalos temporais para solução do sistema de equações dos tubos evaporadores e para solução do sistema de equações da instalação global.

Como foi visto no modelo dinâmico do processo de formação de gelo, no capítulo anterior, devido ao método de malha variável para a solução do sistema de equações em diferenças, e pelos problemas de instabilidade durante a fase inicial do crescimento da camada de gelo, onde a espessura é ainda muito pequena, e conseqüentemente os valores de Δr são diminutos, necessariamente os valores dos intervalos temporais nesta fase são também muito pequenos.

Para minorar os problemas da demora de execução utilizou-se um método de espaço temporal variável que varia junto à malha. A malha cresce à medida em que a espessura da camada de gelo cresce, aumentando o valor dos intervalos espaciais (Δr) e pelo tanto pode ser incrementado o valor de Δt .

O sistema global, claro está, não é sensível às variações tão pequenas, devido fundamentalmente a sua inércia térmica, pelo que não é necessário calcular o estado do sistema para cada intervalo temporal em que é calculado o processo de formação de gelo, além de que esta seria uma tarefa muito difícil e onerosa desde o ponto de vista computacional.

Determinou-se então, e foi comprovado experimentalmente, que intervalos temporais de 1 min poderiam representar muito bem os processos transitórios do sistema, que operaria com

tempos totais de 10 a 20 minutos para fase de formação de gelo, e de 45 a 60 segundos durante a fase de degelo.

Para solucionar a questão desta diferença de intervalos temporais entre os dois modelos, foi criada uma variável que controla a quantidade de iterações no modelo do evaporador e calcula quando este numero de iterações equivale a 1 minuto, cada vez que isto acontece é ativado o contador de tempo do modelo do sistema global e é resolvido seu sistema de equações. Este processo é repetido até atingir o tempo total de simulação.

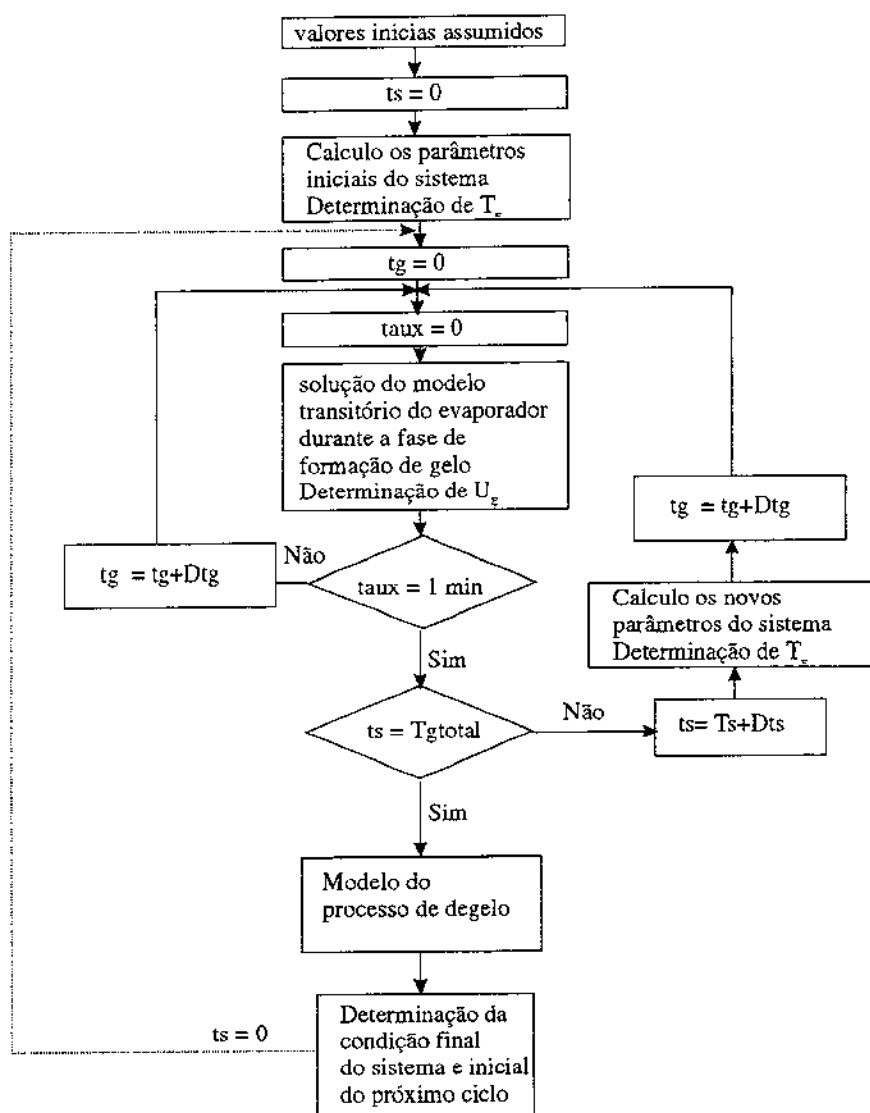


fig. 8. 1 Diagrama em blocos do algoritmo de simulação dinâmica.

Na figura 1 se pode observar uma síntese do algoritmo explicado através de um diagrama em blocos. A linha descontínua significa a possibilidade ou não de prosseguir a simulação. Este diagrama em blocos é também representativo do algoritmo computacional. As variáveis com destaque são:

- $ts \rightarrow$ contador do tempo para o modelo do sistema global.
- $tg \rightarrow$ contador de tempo para o modelo de formação do gelo nos tubos
- $taux \rightarrow$ contador de tempo auxiliar para acoplamento dos modelos
- $Dts \rightarrow$ intervalo temporal para o modelo do sistema = 1 minuto.
- $Dtg \rightarrow$ intervalo temporal variável para o modelo de formação de gelo.
- $Tgtotal \rightarrow$ tempo total assumido para a simulação do processo de formação de gelo.

8.3.- Discussão de resultados.

Antes de passar a analisar o comportamento do sistema na sua operação transitória são apresentados os resultados da simulação e comparados com os parâmetros obtidos via experimental.

Na figura 8.2 é apresentada uma comparação entre as pressões de alta, medida na entrada do condensador (ponto 15), e de baixa, medida na saída do evaporador. Observa-se que a reprodução da variação da pressão de condensação é bastante acurada, obtendo-se um erro de aproximadamente 2 % entre os valores médios de ambas grandezas (experimental e simulada).

No caso da baixa pressão, nota-se um desvio maior, com um erro de até aproximadamente 20 % calculado a partir dos valores médios. Isto é devido fundamentalmente a que o volume interno do evaporador foi calculado com certa aproximação e a dificuldade de se estimar experimentalmente o coeficiente global de troca de calor deste componente, como foi mencionado nos capítulos 4 e 7. No evaporador este coeficiente apresenta uma grande variação ao longo do ciclo de formação de gelo, devido ao aumento da resistência térmica que introduz a própria camada de gelo. Isto dificulta bastante a avaliação experimental deste coeficiente, precisando-se de um sistema de medições mais sofisticado do que o atual.

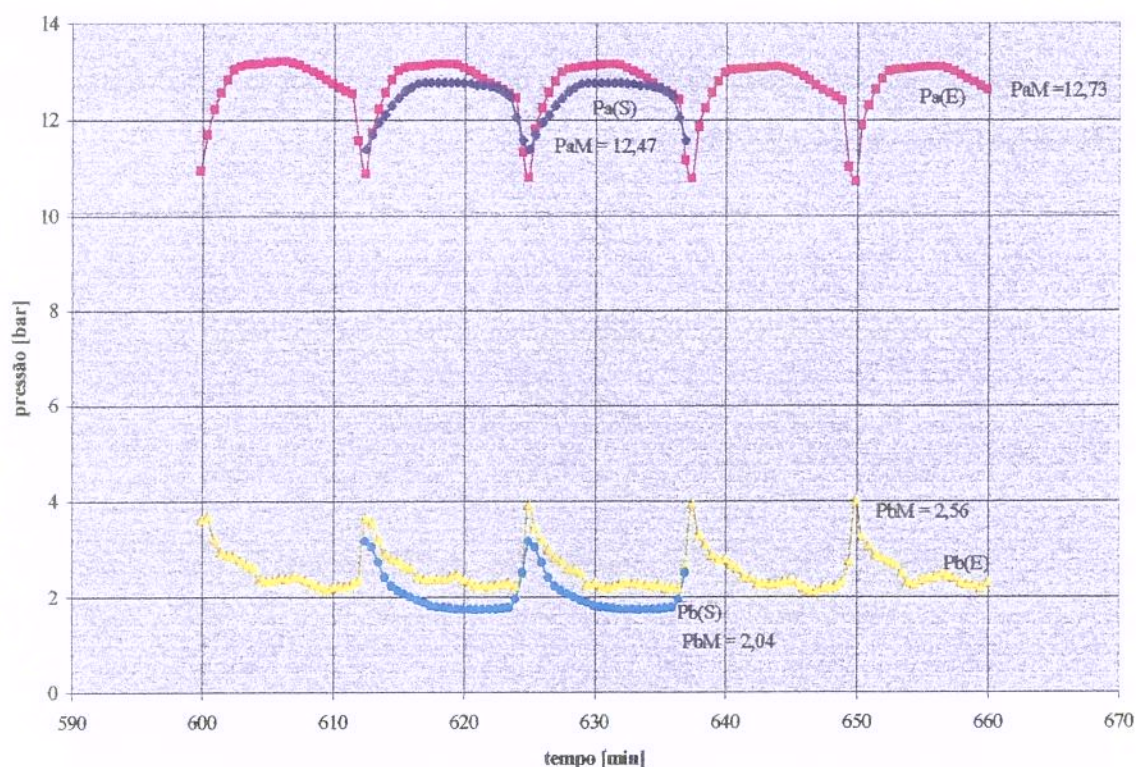


fig.8.2. Pressões de alta e de baixa.

Na figura 8.3 estão apresentadas as temperaturas dos fluxos de vapor e líquido a alta concentração que estão entrando e saindo do sub-resfriador de amônia. Foi escolhido este componente porque oferece um panorama bastante amplo das operações do evaporador, do condensador e de si mesmo.

A temperatura da amônia à saída do condensador está representada na figura por AlsC,. Observa-se, como no caso anterior, que a diferença entre os valores teóricos e experimentais no caso do condensador apresenta um erro bastante baixo quando comparado com o evaporador. Para o condensador o erro entre os valores médios experimental e teórico é da ordem de 8 %, enquanto no evaporador o erro equivalente é maior do que 55 %.

Esta é uma das razões pelas quais aparecem diferenças consideráveis entre o resto das temperaturas de ambos fluxos à entrada e às saídas do trocador. Outra razão é a maior eficiência do trocador simulado com respeito ao real. Calculando estas eficiências a partir dos valores médios se obtém para o simulado 0.94 contra 0.7 para o real. Esta diferença é devido a que no

sistema simulado toda o calor é trocado entre ambas correntes, mas como demonstra Pratts (1998), existem perdas de calor (frio) pela falta de isolamento do trocador, já que este não é isolado e o vapor a baixa temperatura circula pela carcaça.

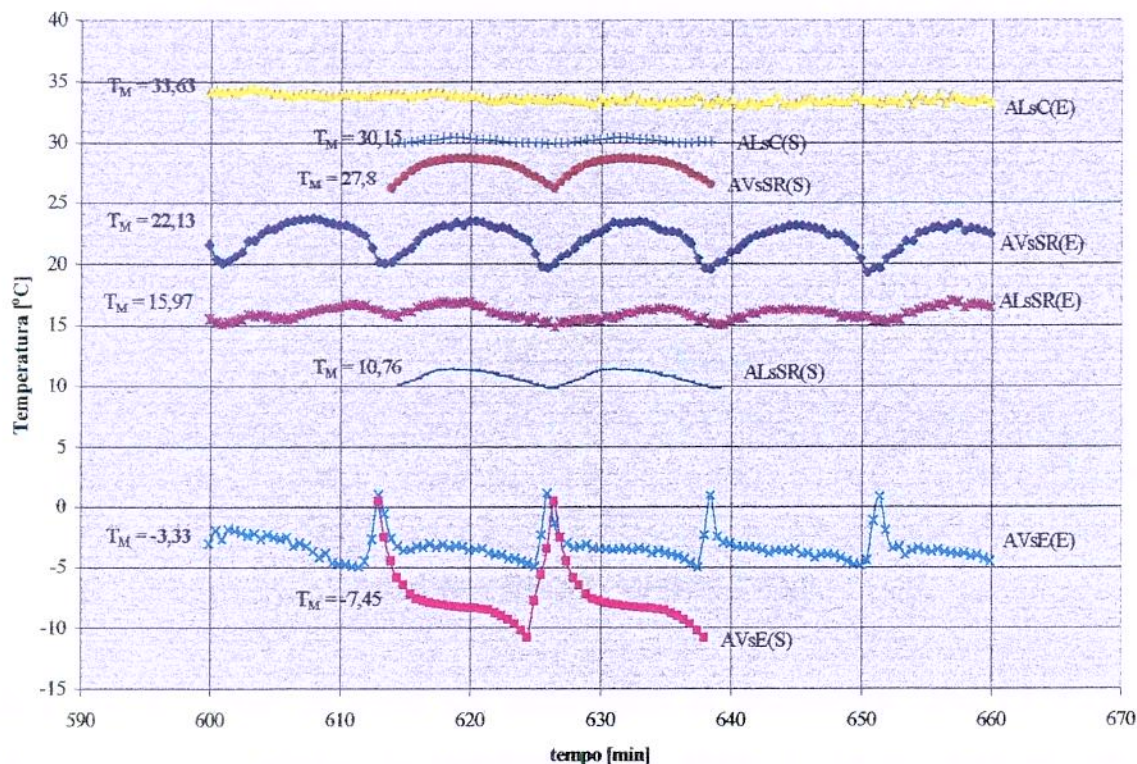


fig. 8.3. Temperaturas no sub-resfriador de amônia.

Na figura 8.4 são apresentados os valores experimentais das temperaturas das soluções rica e pobre à entrada e saída do trocador solução - solução. É empregado o trocador de calor interno, pelas mesmas razões que no caso do sub-resfriador. Este oferece uma ampla visão não só de sua operação, mas das operações do absorvedor e do desorvedor. Neste caso não são mostrados os valores teóricos destas grandezas para garantir a melhor compreensão da figura.

As temperaturas da solução pobre à entrada e saída do trocador estão representadas por SPeTSS e SPsTSS respectivamente, e as temperaturas da solução rica são representadas analogamente por SReTSS e SRsTSS. São mostradas também as temperaturas do vapor de aquecimento, medida no fluxo de condensado, da solução pobre à saída do desorvedor (expulsor),

e da solução rica à entrada do retificador, representadas na figura por Tv, SPsG e SReR respetivamente.

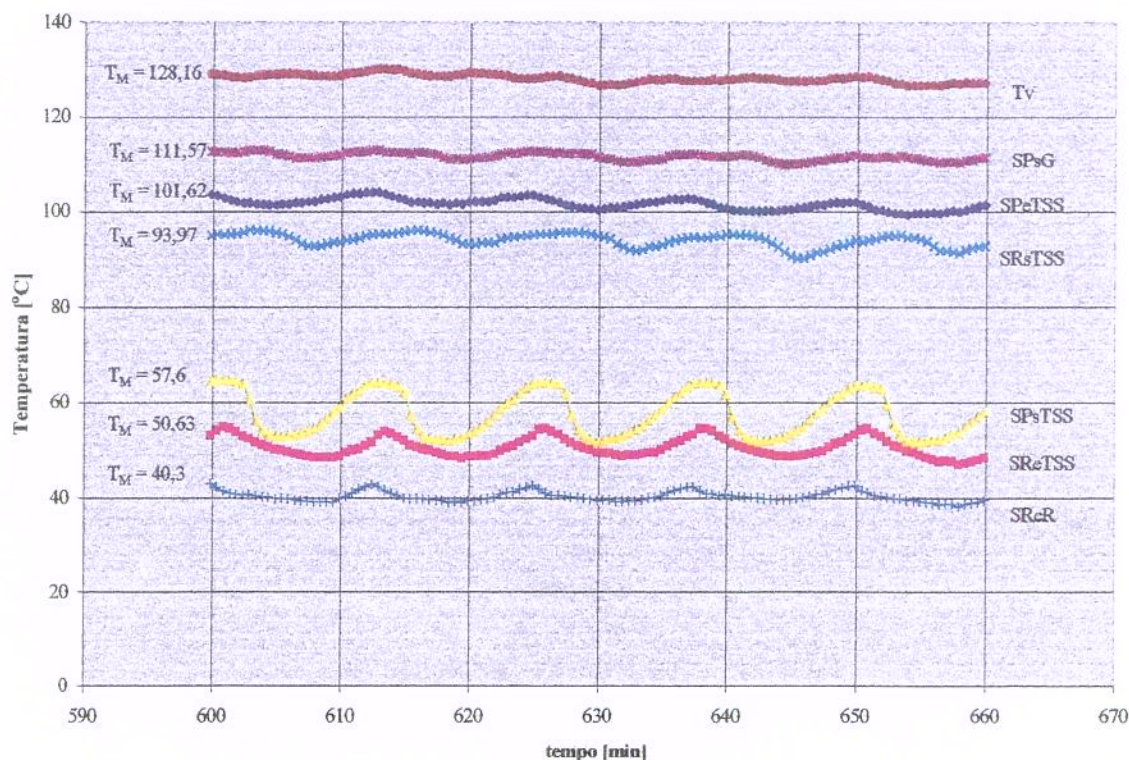


fig. 8.4. Temperaturas no trocador de calor sol-sol.

Na figura 8.5. são mostrados os valores experimentais e teóricos das variações de temperatura da solução rica no compressor térmico. Nota-se neste caso que a maior diferença se encontra nas temperaturas à saída do absorvedor, ou entrada do retificador, como estão representadas na figura, o erro entre os valores médios atinge aproximadamente 24 %. Isto devido principalmente à avaliação dos coeficientes de troca de calor e massa neste componente.

Como foi explicado no capítulo 4, e fica demonstrado no anexo IV, há uma série de dificuldades relativamente complexas na avaliação experimental destes coeficientes, que precisariam ser apuradas para se obter uma estimação mais acurada dos mesmos, fundamentais para o desenho e avaliação destes trocadores evaporativos.

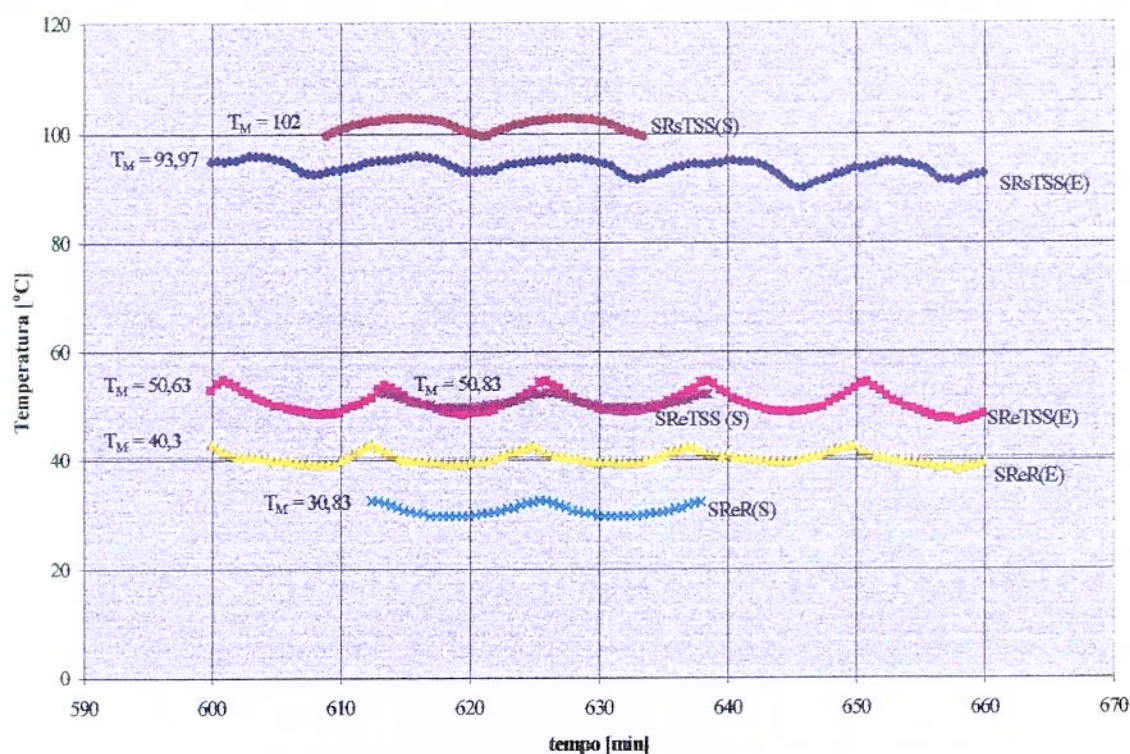


fig. 8.5. Temperaturas da solução rica.

Na figura 8.6 estão representados os valores experimentais e teóricos das temperaturas da solução pobre circulando no compressor térmico. Nesta figura pode-se notar que um dos maiores erros relativos está na diferença entre as temperaturas experimental e simulada à saída do desorvedor, com um valor de aproximadamente 16 % calculado a partir dos valores médios.

Novamente esta diferença é devida à avaliação dos coeficientes de troca de calor e massa, neste caso dentro do desorvedor. Devido à falta de uma medição adequada da temperatura do vapor a saída do desorvedor é comprometida a estimação acurada do coeficiente global de transferência de calor, e dificultada também a estimação do coeficiente de transferência de massa, que provoca uma separação da temperatura de equilíbrio, com a qual trabalha o modelo matemático, como foi apresentado no capítulo 2.

Segundo observa-se nesta figura, a diferença entre os valores médios experimentais e simulados da temperatura à saída do resfriador evaporativo de solução pobre é também

considerável, com o maior erro relativo, próximo de 20 %. Isto devido aos problemas relativos à avaliação dos trocadores evaporativos que foram explicados acima.

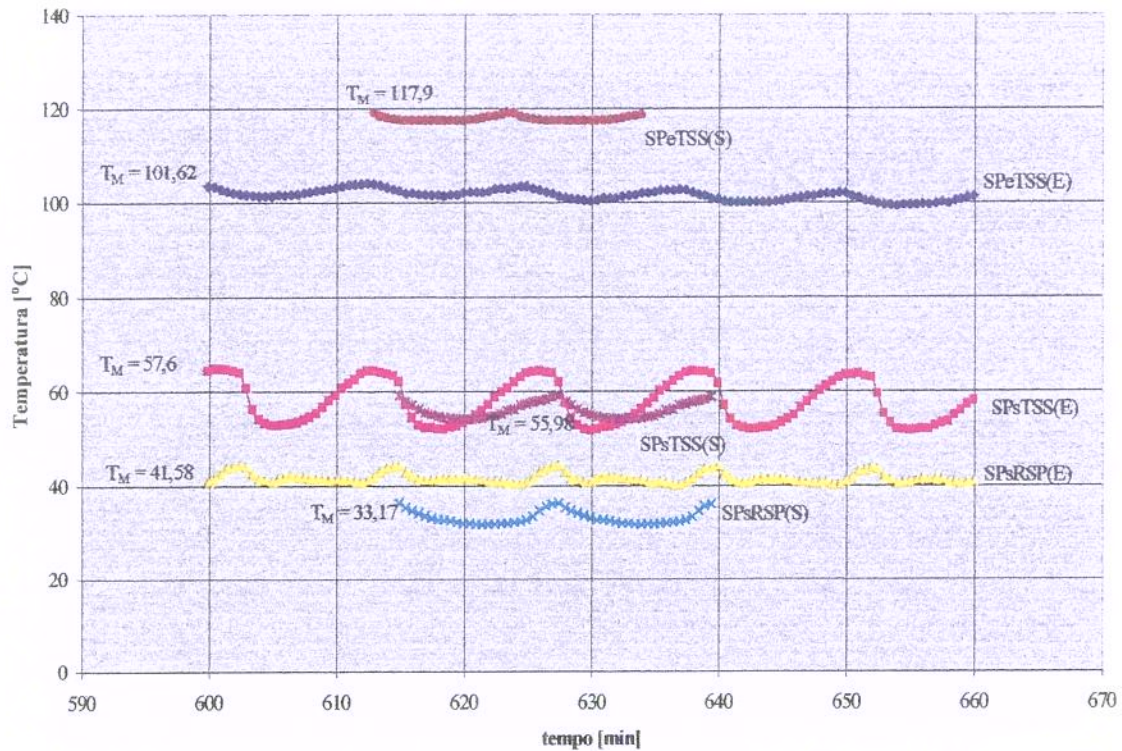


fig. 8.6. Temperaturas da solução pobre.

Na figura 8.7 estão apresentados os valores das temperaturas à saída dos trocadores evaporativos. Pode-se observar a grande diferença entre as temperaturas médias internas do absorvedor e do resfriador de solução pobre e a temperatura de bulbo úmido, que provoca a diminuição do desempenho da máquina.

Enquanto no sistema simulado esta diferença de temperaturas é da ordem de 7 a 10°C no sistema real esta diferença passa dos 18°C. Este fato aponta para duas conclusões: em primeiro lugar existe uma diferença considerável entre os coeficientes de troca de calor e massa obtidos teoricamente e os coeficientes reais que operam nestes trocadores evaporativos. Em segundo lugar o sub-dimensionamento do absorvedor e do resfriador de solução pobre, fato que já se vislumbrava na simulação do regime permanente da máquina.

Contrariamente a estes dos trocadores evaporativos, o condensador apresenta um bom regime de operação, com uma diferença de temperaturas de aproximadamente 10°C, uma diferença comum e admissível nestes trocadores segundo a literatura especializada (Webb, 1984).

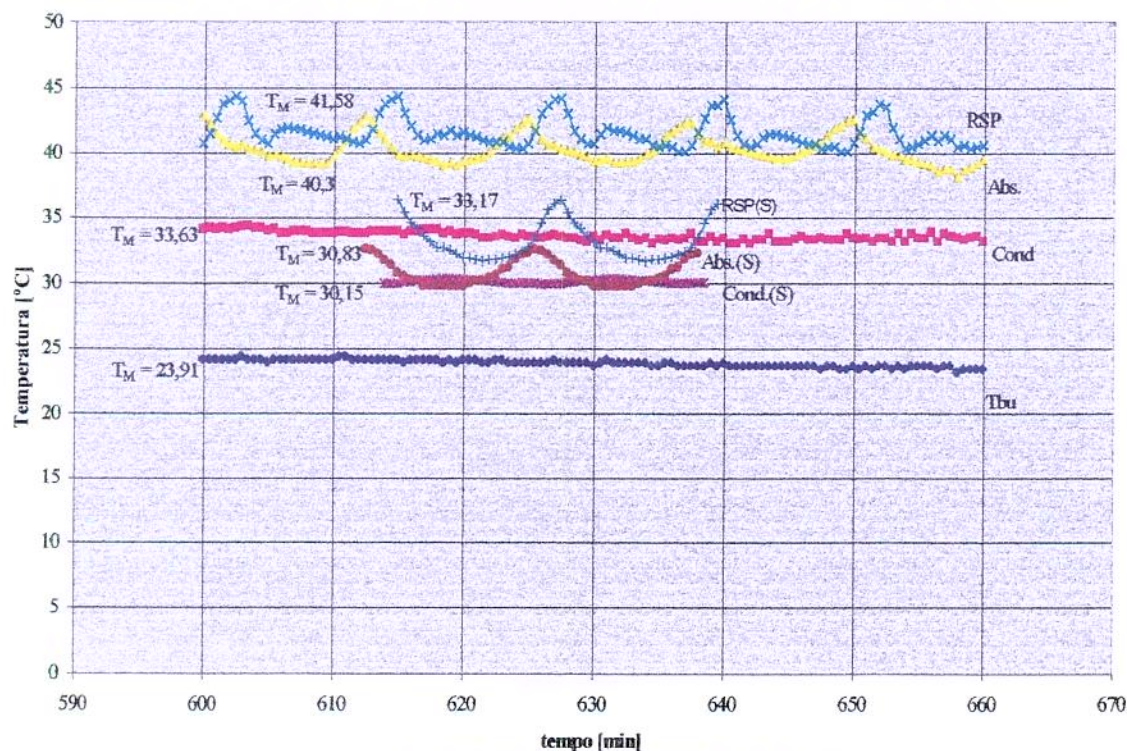


fig. 8.7. Temperaturas nos trocadores evaporativos.

8.3.1.- Determinação do ciclo ótimo.

A máquina inicialmente possuía um temporizador fixo que permitia somente ciclos de 10 minutos. Este foi o tempo estabelecido como ótimo a partir da experiência com máquinas do mesmo tipo (para a mesma função), mas operando com compressão mecânica.

Revisando as características do processo de evaporação no anexo V, nota-se a diferença entre a eficiência na evaporação quando se trabalha com uma substância pura como refrigerante ou quando é empregada uma substância com certo grau de impureza como é o presente caso. Por esta razão foi dedicado esta parte do trabalho a pesquisar o tempo ótimo para ciclo de produção de gelo na máquina de absorção.

Observando a figura 8.8 nota-se a importância da seleção adequada do tempo para o ciclo de degelo. O ciclo 1 apresenta um tempo de formação de gelo muito curto, fazendo com que a camada de gelo não consiga atingir a espessura necessária. Ainda sendo pequeno o tempo de degelo para este ciclo, a simulação e a experiência demonstraram que a energia gasta por ciclo para o degelo possui um mínimo necessário para qualquer duração do ciclo, que está dada pelo aquecimento da massa metálica dos tubos evaporadores. Assim, para o ciclo 1, devido à quantidade de ciclos por dia a demanda de energia para provocar o degelo é alta.

No ciclo 2 a quantidade necessária de energia diária para o degelo aumenta em relação ao ciclo 1, mas em menor proporção que o aumento da produção diária de gelo devido ao aumento da espessura da camada de gelo.

Um tempo excessivo para a etapa de formação e crescimento da camada de gelo pode diminuir o rendimento do processo, devido a que este crescimento é exponencial e após um certo tempo a massa de gelo aumenta pouco mas resfria-se de forma considerável demandando muita energia para o processo de degelo.

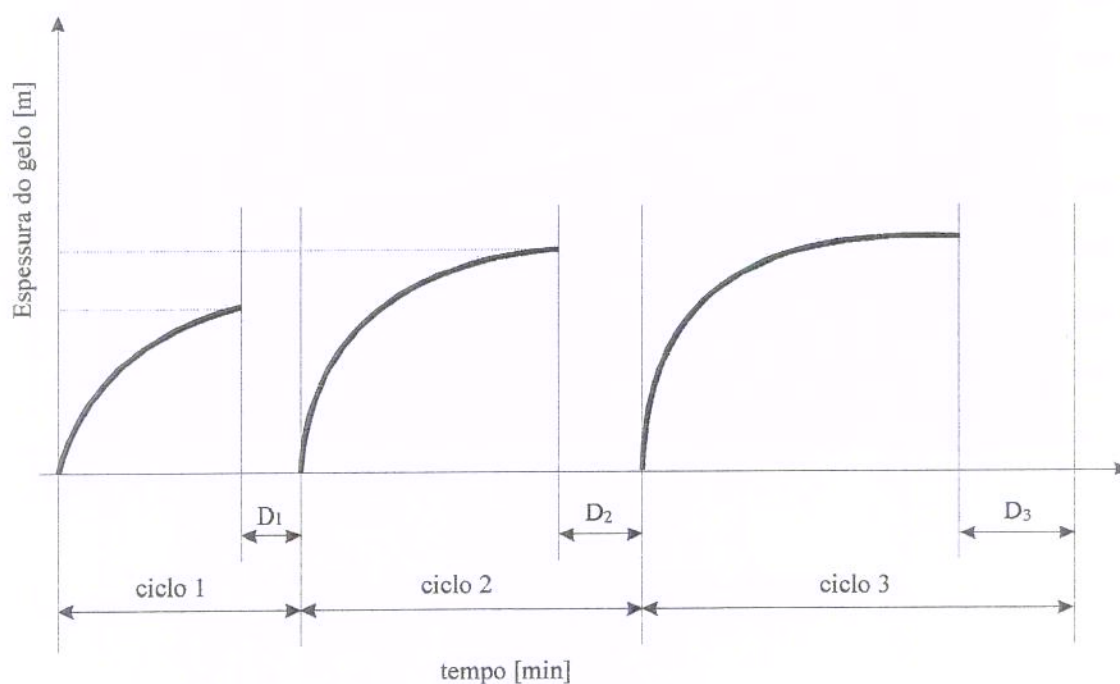


fig.8.8 Ciclo de operação ótimo.

O fenômeno explicado acima depende não só do trabalho do evaporado mas da operação do sistema em conjunto. Como foi visto anteriormente o parâmetro externo de maior influência no sistema é a temperatura de bulbo úmido, pelo que é lógico pensar que o tempo do ciclo ótimo também dependerá deste parâmetro.

Na figura 8.9 é apresentado a quantidade de gelo produzido por dia em função do tempo de duração do ciclo para vários valores da temperatura de bulbo úmido. Observa-se como o tempo de duração do ciclo apresenta um ótimo para cada valor desta temperatura. À medida que a temperatura de bulbo úmido aumenta a produção diária de gelo diminui de forma considerável, porem sempre existe um ótimo tempo de operação, assim quando a temperatura de bulbo úmido é de 20°C o tempo ótimo do ciclo será de 10 min, enquanto que para temperaturas da ordem de 30°C o tempo ótimo estará aproximadamente em 20 min.

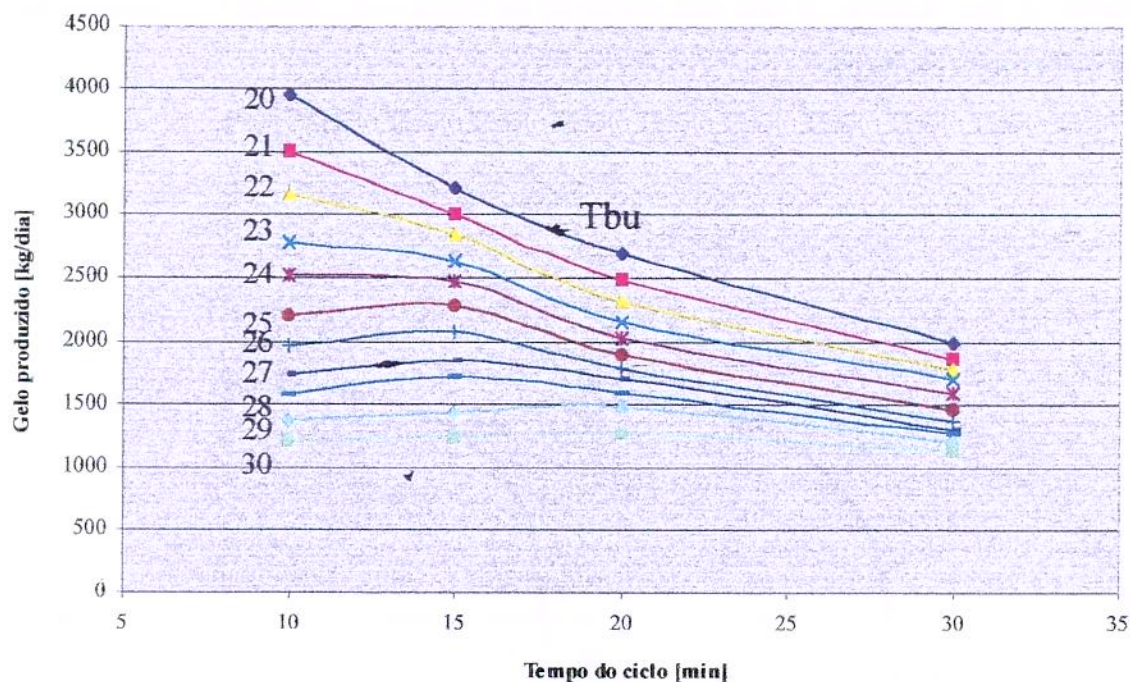


fig. 8.9. Gelo produzido em 24 horas.

Na figura 8.10 é apresentada a energia mínima diária requerida para o processo de degelo em função do tempo de duração do ciclo para vários valores da temperatura de bulbo úmido.

Nota-se nesta figura que na medida que o tempo do ciclo aumenta a quantidade de energia necessária para o degelo se incrementa, embora este efeito não é tão acentuado quanto no caso do gelo produzido, como foi explicado acima, a diferença entre as energias necessárias para o degelo não varia bruscamente de ciclo para ciclo. Observa-se que para a energia necessária o efeito da temperatura de bulbo úmido é maior que a do tempo de duração do ciclo.

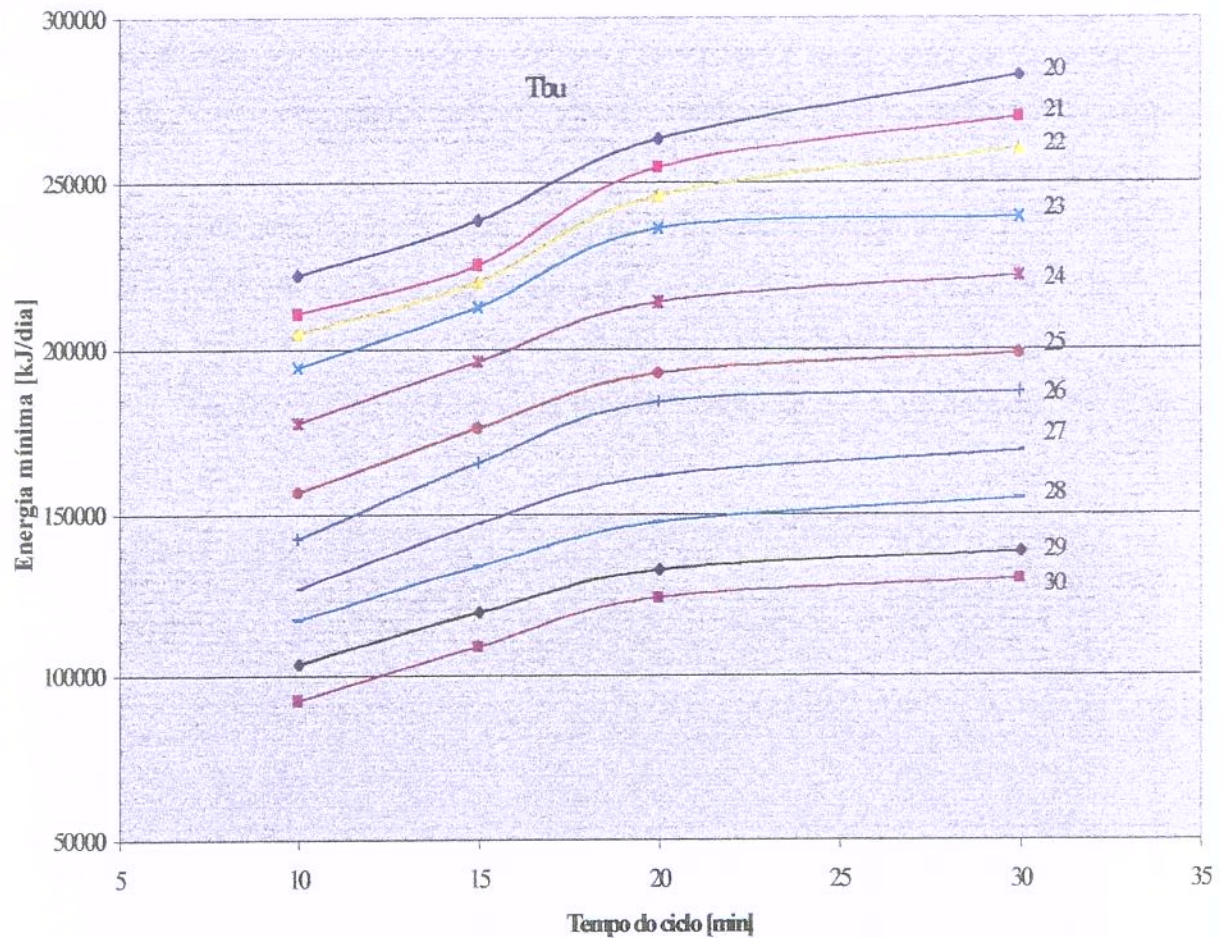


fig. 8.10. Quantidade de energia mínima empregada no processo de degelo.

O termo de energia mínima necessária está dada pelo fato de que esta é calculada levando só em conta o calor sensível da massa metálica do evaporador. Uma estimacão mais rigorosa deverá estimar o aporte da massa de amônia a baixa temperatura, que ficou no evaporador produto do processo de congelamento,  energia interna dos tubos evaporadores. estimada

Para comprovar quão longe está o modelo de energia mínima necessária da realidade, esta foi estimada supondo que toda a amônia destilada durante o processo de degelo era enviada ao evaporador para este processo. Admitindo que esta massa de vapor de amônia está saturada à pressão de condensação e condensa no evaporador aproximadamente a 2°C , é calculada a diferença de entalpia entre ambos pontos. Com a massa de vapor produzida no intervalo de tempo e esta diferença de entalpias é estimada a energia consumida durante o processo.

Com a comparação dos valores obtidos através da simulação com os obtidos por este método alternativo comprovou-se a validade do modelo. Estes resultados não são mostrados porque não são considerados relevantes dentro do enfoque do trabalho. Os valores são próximos dos apresentados na figura 8.10.

Na figura 8.11. é apresentada uma curva que representa, para esta máquina, os tempos de duração ótimos para os ciclos de operação. Pela explanação acima estes tempos ótimos são subestimados, pelo que poderiam denominar-se de tempos mínimos dos ciclos em função da temperatura de bulbo úmido, e são aproximadamente os tempos ótimos de operação.

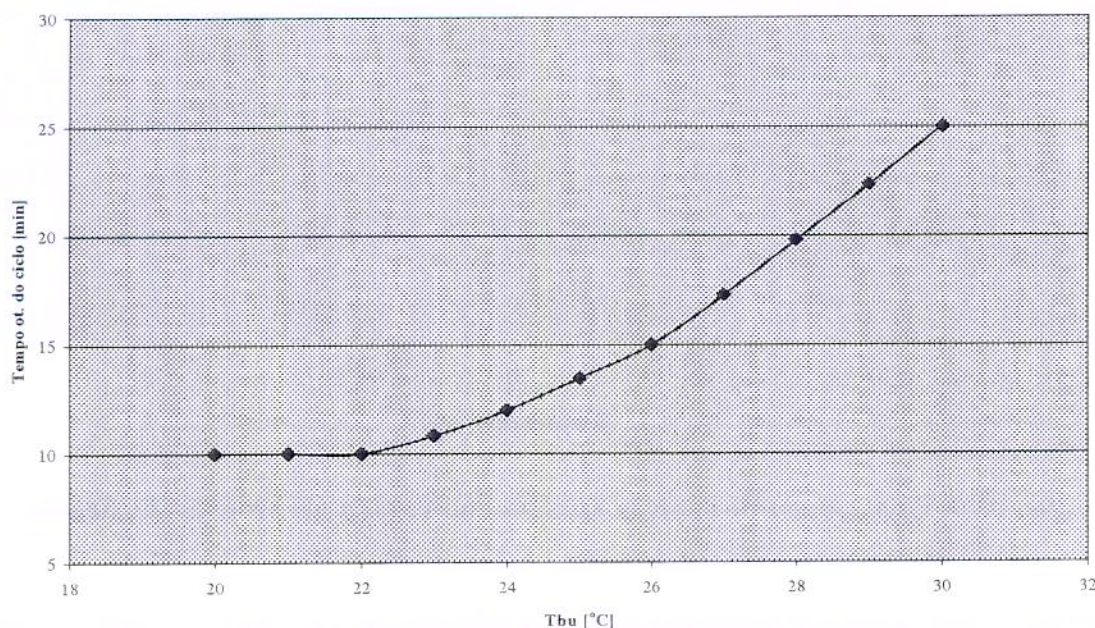


fig. 8. 11. Tempo de ciclo ótimo.

Capítulo 9

Conclusões e recomendações

Conclusões

1.- Os objetivos perseguidos no presente trabalho foram totalmente atingidos:

- Foi efetuada a simulação do sistema em regime permanente. Os resultados da simulação foram comparados com os valores médios obtidos via experimental com uma margem de erro estreita (menor de 10 %). As maiores diferenças são devidas à dificuldades de uma rigorosa avaliação dos coeficientes de transferência de calor em alguns dos trocadores, ex. os trocadores de calor evaporativos (condensador, absorvedor e resfriador de solução pobre)
- Foi efetuada a simulação dinâmica do evaporador. Esta simulação atingiu ótimos resultados, representando com boa acuidade o processo de formação de gelo. O processo de degelo foi simulado através da quantidade de calor necessária para o aquecimento da massa metálica do evaporador. Não levando em conta a massa interna de amônia de amônia, produto da impossibilidade de determinar com exatidão os volumes interno do trocador, teve uma pequena diferença respeito do real. Através de um recurso alternativo, calculando a energia necessária para o degelo através do fluxo de vapor de amônia empregado para este fim, comprovou-se que o modelo estabelecido era aceitável.

- Foi estabelecido o modelo em regime transiente do resto da instalação e acoplado ao regime transitório do evaporador, resultando na simulação dinâmica do sistema. A simulação atingiu bons resultados com diferenças menores que 20 %. Alguns erros relativo atingiram valores altos devido, como foi explicado anteriormente, à impossibilidade atual de melhores avaliações dos coeficientes de troca de calor.

2.- A respeito da operação da máquina pode-se concluir o seguinte:

- O Coeficiente de Desempenho (COP) real de 41,3 % é relativamente baixo com respeito ao teórico de aproximadamente 45 % obtido a partir da simulação para as mesmas condições externas, e bastante baixo com respeito ao esperado de projeto, com valor de aproximadamente 50 %.
- A comparação entre a baixa eficiência relativa externa de 15 % e a eficiência relativa interna de aproximadamente 35 %, valor esperado, de acordo com os encontrados na literatura para sistemas similares, sugere a existência de grandes diferenças entre as temperaturas internas do ciclo e as temperaturas das fontes externas, produto de problemas construtivos.
- A retificação não está sendo efetiva devido à alta temperatura do vapor de amônia saindo do retificador. Isto é consequência da alta temperatura do meio de resfriamento (solução rica) do vapor retificado.
- Todos os problemas acima colocados são minimizados com o desenho ótimo do absorvedor de tipo evaporativo que possui o sistema. Observando a temperatura à saída do absorvedor nota-se que esta é muito alta, aproximadamente 43°C ao invés de 35°C, como era esperado do projeto. Com isto a temperatura do vapor retificado não consegue baixar até 40°C, temperatura necessária para uma adequada retificação do vapor destilado. Este fenômeno faz também inefetiva a recuperação do calor de retificação e diminui a eficiência dos processo de evaporação e absorção.
- A partir do modelo do evaporador se comprovou que o parâmetro de maior relevância no processo de fabricação de gelo é a temperatura de evaporação. A medida que esta diminui a espessura de gelo aumenta de forma considerável. De outro lado uma temperatura muito baixa de evaporação diminui o COP da instalação e portanto a capacidade de produção de gelo,

além de aumentar a demanda de energia para o processo de degelo. Entretanto, sendo o absorvedor e o condensador trocadores de calor evaporativos o desempenho da máquina é sensivelmente dependente da temperatura de bulbo úmido. Um incremento desta temperatura faz diminuir de forma considerável o desempenho do sistema.

A simulação da instalação em regime transiente permitiu englobar as características construtivas da máquina com o seu desempenho e produção diária de gelo, e determinou quais os tempos ótimo dos ciclos de operação em função dos parâmetros externos.

Recomendações

Muitos dos equipamentos experimentais com que conta o sistema atualmente, foram colocados durante a realização deste trabalho. A colocação e posta o ponto destes equipamentos para a correta operação do sistema de medições e a operação estável da máquina levou considerável esforço e tempo.

Por estas razões não se conseguiu aprofundar ainda mais a avaliação experimental dos coeficientes de transferência de calor e massa de alguns dos trocadores mais relevantes da máquina.

Com poucos recursos poder-se-á estabelecer um sistema de medições completos para a determinação mais rigorosa das características dos trocadores relativas à transferência de calor e massa, principalmente nos trocadores de calor evaporativos.

Atualmente há um trabalho de tese de doutorado que visa a modelagem do grupo gerador de amônia. Com este trabalho mais detalhado poderá ser atingido um seguimento mais acurado da operação do sistema com respeito a um de seus componentes mais complexos, e onde aparecem as maiores irreversibilidades, segundo foi comprovado em trabalhos anteriores.

Outro trabalho a ser feito seria o aprofundamento na caracterização dos trocadores de calor evaporativos operando numa mesma torre de resfriamento. Esta é uma solução bastante econômica onde vale a pena investir esforços para diminuir os custos de materiais e de operação.

Com a integração dos trabalhos acima aos modelos aqui obtidos ter-se-á uma ferramenta eficaz para o desenho e avaliação da operação em regime permanente ou transiente destes sistemas de absorção que empregam o par água - amônia, para as mais diversas condições externas.

Referências bibliográficas

Bibliografia fundamental

- Al-Hindi, et al. *Simulation studies of the behavior of a heat pipe-assisted solar absorption refrigerator*. Appl. Energy, 30 (1), 61, 1988.
- Alvarez, S. G e Trepp, CH. *Simulation of a solar driven aqua-ammonia refrigeration system. Part I: Mathematical description and system optimization*. Int. Journal of Refrigeration, 10, 40. 1987.
- Anderson, P. O. *Solar operated absorption water chiller- a comparison of aqua-bromide and aqua-ammonia cycle*. ASHRAE Trans. 82 (1), 959. 1976.
- Ataer, E. Ö. e Gö-üş, Y. *Comparative study of irreversibilities in aqua-ammonia refrigeration system*. Int. Journal of Refr. 14. 1991.
- Bein, H. *Simulation des Betriebsverhaltens eines Heizsystems mit absorptionswärmepumpe*. Forschungs-berichte des deutschen Kälte-und Klimatechnischen Verein, Nr. 24. 1988.

- Bennon, W. D. e Incropera, F. P. *Developing Laminar Mixed Convection With Solidification in a Vertical Channel*. Transactions of ASME. Vol. 110. pp. 410-415. May 1988.
- Bird, R. B.; Stewart, W. E. e Lightfoot, E. N. *Transport Phenomena*. John Wiley & Sons, Inc. 1960.
- Björstöm, H. e Raldow, W. *Absorption process*. Energy Research 5. 43. 19981.
- Bonacina, C.; Comini, G.; Fasano, A. e Primicerio, M. *Numerical Solution of Phase-Change Problems*. Int. J. Heat Mass Transfer. Vol. 16. pp. 1825-1832. 1973.
- Brouse, E. et al. *Solar operated water-ammonia heat pump for air conditioning. Modeling and simulation*. Appl. Energy. 14 (2). 131. 1983.
- Butz, D. *Modellbildung und dynamische Simulation einer Absorptionswärmepumpe auf der Grundlage experimenteller Untersuchungen*. VDI Fortschrittbericht, Reihe 19, Nr. 24. 1988.
- Butz, D. e Stephan, K. *Dynamic behavior of an absorption heat pump*. Int. Journal of Refrigeration, Vol. 12, 202. 1989.
- Cao, Y. e Faghri, A. *A Numerical Analysis of Phase-Change Problems Including Natural Convection*. Transactions of the ASME. Vol. 112. pp. 812-816. Aug. 1990.
- Cao, Y. e Faghri, A. *Performance characteristics of a thermal energy storage module: a transient PCM/forced convection conjugate analysis*. Int. J. Heat Mass Transfer. Vol. 44. pp. 93-101. 1991.
- Carnahan, B. et al. *Applied Numerical Methods*. John Wiley & Sons, New York. 1969.

- Carslaw, H. S. e Jaeger, J. C. *Conduction of Heat in Solids*. Oxford University Press, London. England. 1947.
- Carvalho, J. G. *Alternativas para o uso do gás natural em sistemas de refrigeração por absorção*. rev. ABRAVA. 1990.
- Condes, F. *Sistema de absorción de dos etapas de evaporación*. Tesis de Doutorado. No publicada. ISPJAE, Cuba. 1978.
- Charia, M et al. *Machines frigorifiques a absorption ($\text{NH}_3\text{-H}_2\text{O}$) fonctionnant avec des capteurs plans sur le site de Rabat*. Revue. Generale do Froid, 14. 1991.
- Chuang, C. C. e Ishida, M. *Exergy study of the reverse cycles of absorption heat pumps by use of energy-utilization diagrams*. Journal of Chemical Engineering of Japan. 23 (6). 755-760. 1990.
- De Oliveira, S. e Le-Goff, P. *Otimização exergética de trocadores de calor e massa: Aplicação a máquinas térmicas com ciclo de absorption*. 4th Brazilian Thermal Science Meeting. December 1-2. Rio de Janeiro. 1992.
- De Oliveira, S. e Le-Goff, P. *Analyse Exergétique des processus de séparation et de mélangeage: Application aux thermotransformateurs*. Rev. Gén. Therm. 385. janvier. 1994.
- De Olivera, S e Le Goff, P. *Otimização exergética de trocadores de calor e massa: Aplicação às máquinas térmicas com ciclo de absorção*. 4th Brazilian Thermal Science Meeting. Rio de Janeiro. 1999.

- Da Silva, A. *Avaliação energética e exergetica de uma instalação por absorção (água-amônia) para produção de gelo a partir de vapor de processo*. Tese de Mest. FEM. 32/94. UNICAMP. 1994.
- El- Sayed, Y. M. e Tribus, M. *Thermodynamic properties of water-ammonia mixtures, theoretical implementation for use in power cycles analysis*. Proc. of ASME Meeting. Florida, N 82, p 17-22, Nov. 1985.
- Fernandes, B. 1998. Comunicação pessoal.
- Ferreira, C. A.; Keizer, C. e Machielsen, C. H. M. *Heat and mass transfer in vertical tubular bubbler absorbers for ammonia-water absorption refrigeration systems*. Int. Journ. of Refrig., v 7, N. 6. p 348-357. Nov. 1984.
- Figueiredo, J. R. *Projeto e modelamento teórico de um sistema de refrigeração por absorção movido a energia solar*. UNICAMP, 1980, 86 p. Tese (Mestrado).
- Franks, E. G. R. *Modeling and simulation in chemical engineering*. pp 6-17. John Wiley & Sons. 1972.
- Gargioni et al. *Refrigeração por absorção*. Publicação da U.F.S.C. 1972.
- Gonçalves, M. M. *Heat Latent Storage with annular geometry with alternate fins*. Doctorate Thesis. Faculty of Mechanical Engineering. State University aCampinas. S. P. Brazil, 1996.
- Gonzáles, 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.

- González, M. L. *Desempenho teórico de instalações de refrigeração por absorção de Água e Brometo de Lítio a coletores solares*. Publicação da U.F.S.C. 1975.
- Goodman, W. *Dehumidification of Air with Coils*. Refrig. Eng. Vol. 32. no. 4. pp 225. Oct. 1936.
- Grossman, G., et al. *Solar powered environment control criteria and realization*. Proc. the 1979 International Solar Energy Society Conference, Atlanta, Georgia, May 1979, K. W Boer and B. H. Glenn, Eds. 1, 720-724. Pergamon Press. 1979.
- Grossman, G. *Adiabatic absorption and desorption for improvement of temperature-boosting absorption heat pumps*. ASHRAE Trans. 88 (2). 359-367. 1982.
- Grossman, G. e Childs, K. W. *Computer simulation of a Lithium Bromide-Water Absorption heat pump for temperature Boosting*. ASHRAE Trans. 89 (1b). 240-248. 1983.
- Grossman, G. e Michelson, E. *A modular computer simulation of absorption systems*. ASHRAE Trans. 91 (2b). 1808-1827. 1985.
- Grossman, G. et al. *A computer model for simulation of absorption systems in flexible and modular form*. ASHRAE Trans. 93 (2). 2389-2428. 1990.
- Grossman, G. et al. *Simulation and performance analysis of triple-effect absorption cycles*. ASHRAE Trans. 100 (1). 452-462. 1994.
- Halász, J. Z. *Princípios termodinâmicos do ciclo de refrigeração por absorção*. FEC 54/89. UNICAMP. 1989.

- Hensgens, C. e Kallwita, P. *One stage absorption heat pump with NH₃-H₂O pair. Output power of one or more megawatts.* Linde Ber Techn. Wiss 47. 3. 1980.
- Incropera, F. P e De Witt, D. P. *Fundamentals of heat and mass transfer.* John Wiley & Son, 1990.
- Ingersoll, L. R.; Zobel, O. S. e Ingersoll, A. C. *Heat Conduction With Engineering and Geological Applications.* McGraw Hill Book Company, Inc. New York. 1948.
- Ismail, K. A. R. e Alves, C. L. *Modeling and analysis of phase change thermal energy storage in shell and circular tube annulus configuration.* 7th Miami Int. Conf. Alternative Energy Sources. Miami, Florida, USA. 1985.
- Ismail, K. A. R. e Gonçalves, M. M. *A model for annular pcm storage unit with alternate fins.* 7th International Conference on Thermal Energy Storage, MEGASTOCK – 97, Sapporo, Japan, Vol. II, pp. 563-568. 1997.
- Ismail, K. A. R. *Bancos de gelo – fundamentos e modelagem.* BAE. UNICAMP. 1998.
- Ismail, K. A. R.; Gonçalves, M. M. e Benevenuto, J. B. *Instrumentação Básica para Engenharia.* BAE. UNICAMP. Campinas. Brasil, 1998.
- Iyer, P. S. et al. *Correlations for evaluations of the performance characteristics of vapor absorption heat pumps.* Solar & Wind Techn. 5 (2). 191. 1988.
- Izquierdo, M. *Refrigeración de autobuses urbanos e interurbanos usando como fuente de energía el calor residual del motor.* Proc. Conf. Int. ECOS 92. Zaragoza, España. 1992.

- Jain, P. C. e Gable, G. K. *Equilibrium Property Data Equations for Aqua-Ammonia Mixtures*. ASHRAE Semiannual Meeting, Philadelphia, Pennsylvania, January 24-28. 1971.
- Jansen, C. *Experimented-based seasonal performance prediction of water-ammonia absorption heat pumps*. In I.I.P-I.I.R XVIth International Congress of Refrigeration. Paris. 1983.
- Jeong, S. *Simulation des dynamischen Verhaltens einer periodisch wirkenden absorptionswärmepumpe mit dem Stoffgemisch Ammoniak/Wasser*. Dissertation, Technical Unervesity Aachen, 1990.
- Jeong, S.; Lee, C. S. e Karng, S.W. *Dynamic simulation on an ammonia/water absorption chiller of small capacity*. Transport Phenomena in Thermal Engineering, pp. 4490-495. Begell House Inc. Publishers, 1993.
- Jhonson, A. M. *Ammonia-water absorption cycles with relatively high generator temperatures*. Solar Energy 25. 243. 1980.
- Jingcheng, H. *Absorption cooler in a Diesel locomotive*. Proc. Energy Systems and ecology. Poland, V 2. 637-652. 1993.
- Jordan, D. P. *Exergetic evaluation of aqua-ammonia absorption refrigeration system*. Texas Techn. University. 1985.
- Jordan, D. P. *AQUAM - Programa para o cálculo das propriedades termodinâmicas da mistura água-amônia*. Texas Techn. University. 1992.
- Kanditkar, S. G. *A new absorber heat recovery cycle to improve the COP of aqua-ammonia absorption refrigeration system*. ASHRAE Trans. 88 (1). 141. 1982.

- Kaushick, S. C. e Bhardwaj, S. C. *Theoretical analysis of ammonia-water absorption cycles for refrigeration and space conditioning systems*. Energy Resch. 6. 205. 1982.
- Kern, Q. D., *Process Heat Transfer*, pp313-373, McGraw-Hill-Kogakusha, 1950.
- Koshkin, N. N. *Máquinas Frigoríficas*. Ed. Mir. Moscou. URSS. 425-480. 1968.
- Launder, B. E. e Massey T. H. *The Numerical Prediction of Viscous Flow and Heat Transfer in Tube Banks*. Journal of Heat Transfer. Vol. 100. pp. 565-571. Nov. 1978.
- Leidenfrost, W. e Korenic, B. *Evaporative Cooling and Heat Transfer Augmentation Related to Reduced Condenser Temperatures*. Heat Transfer Eng., Vol. 3, No. 3-4. pp. 38-56. 1982.
- Le-Goff, P. et al. *Heat transformers for upgrading waste heat from industrial process*. Proc. of Florence World Energy Research Symposium, Italy, 541. 1990.
- Martins, G. *Modelagem dos fenômenos de transporte no circuito de gás de um sistema de refrigeração por absorção de amônia com hidrogênio como gás inerte*. Tese de Dout. FEM 06/96. UNICAMP. 1996.
- McLinden, M. O. e Klein, S. A. *Steady state modeling of absorption heat pumps with a comparison to experiments*. ASHRAE Trans. 91 (2b). 1793-1807. 1985.
- 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.
- Mizushina, T.; Ito, R. e Miyashita, H. *Experimental Study of na evaporative Cooler*. International Chem. Eng., Vol. 7, No. 4, pp. 727-732, 1967.

- Molt, K. *Thermodynamische Modellierung von Prozessen ein – und zwei stufiger Sorptionswärmepumpe*. VDI – Fortschrittbericht, Reihe 6, Nr. 157, 1984.
- Muller, I. N. Comunicação pessoal. 1998.
- Murray, D. W. e landis, F. *Numerical and Machine Solutions of Transient Heat-Conduction Problems Involving Melting or Freezing. Part I-Method of Analysis and Sample Solutions*. Transactions of the ASME. 106. May, 1959.
- Parker, R. O. e Treybal, R. E. *The Heat Mass Transfer Characteristics of Evaporative Coolers*. Chem. Eng. Prog. Symp. Ser., Vol. 57, No32. pp. 138-149, 1954.
- Perez-Blanco, H. e Patterson, M. R. *Conceptual design and optimization of a versatile absorption heat transformer*. ORNL/TM - 9841. Oak Ridge National Laboratory. 1986.
- Perez-Blanco, H. e Radermacher, R. *Absorption: an update*. ASHRAE Journ. Nov. 25. 1986.
- Plank, R. *Sorption-Katelmashines*. Handbuck der Kateltechnik, 7. Springer-Verlag. Berlin. 1959.
- Pratts, M. R. *Melhoramento de um Sistema de Resfriamento por Absorção Água-Amônia para a Fabricação de Gelo*. Dissertação de mestrado. FEM. UNICAMP. 1997.
- Pratts, M. R. Comunicação pessoal.
- Ramachandran, A. *Energy Conservation and Waste Energy Recovery in Industry*. Key Note Lecture. Heat Transfer Equipment Design. Hemisphere Publishing Corporation. 1988.

- Satcunanathan, S. e Kochhar, G. S. *Optimum Operating Conditions of Ammonia-Water Absorption Refrigeration Systems for Flat Plate Collector Temperatures*. Int. Solar Cong. and Exposition, Los Angeles, California. 1975.
- 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, California, April 21. 1975.
- Schultz, S. C. G. *Equations of state for the system ammonia-water for use with computer*. Proc. XIII Cong. Refrig. Washington, 143. 1971.
- Shamsundar, N. e Sparrow, E. M. *Analysis of Multidimensional Conduction Phase Change via the Enthalpy Model*. ASME Journal of Heat Transfer. Vol. 97. No. 3. pp. 333-340. 1975.
- Shiran, Y. et al. *Computerized design and economic evaluation of an aqua-ammonia solar operated absorption system*. Solar Energy, 29. 43. 1982.
- Sparrow, E. M.; Patankar, S. V. e Ramadhyani, S. *Analysis of Melting in the Presence of Natural Convection in the Melt Region*. Transaction of the ASME. Vol. 99. pp. 520-526. Nov. 1977.
- Stephan, K. *History of absorption heat pumps and working pairs in Europe*. Int. Journal of Refrig. 7 (2). 1984.
- Stoecker, W. F. *Refrigeration and Air Conditioning*. McGraw-Hill Book Company, Inc. New York. 1958.
- Stoecker, W. F. *A Generalized Program for Steady-State System Simulation*. ASHRAE Semiannual Meeting, Philadelphia, Pennsylvania, January 24-28. 1971.

- Szargut, J. *Exergy analysis of thermal, chemical, and metallurgical processes*. Hemisphere Publishing Corporation. 1988.
- Threlkeld, J. L. *Thermal Environmental Engineering*. Prentice-Hall, Englewood Cliffs, New Jersey, 85-115. 1970.
- Voller, V. R. e Cross, M. *Accurate Solutions of Moving Boundary Problems Using the Enthalpy Method*. Int. J. Heat Mass Transfer. Vol. 24. pp. 545-556. 1981.
- Voller, V. R. e Prakash. C. *A fixed grid numerical modeling methodology for convection-diffusion mushy region phase-change problems*. Int. J. Heat Mass Transfer. Vol. 30. pp. 1709-1719. 1987.
- Webb, R. L. *A Unified Theoretical Treatment for Thermal Analysis of Cooling Towers, Evaporative Condensers, and Fluid Coolers*. ASHRAE Trans., V-90, Part 1, 1984.
- Webb, R. L. e Villacres, A. *A Unified Theoretical Treatment for Thermal Analysis of Cooling Towers, Evaporative Condensers, and Fluid Coolers*. ASHRAE Trans., V-90, Part 2, 1984.
- Weinstein, A. e Chen, C. *Cooling by solar heat*. AIAA/AAS Solar Energy for Earth Conference, Los Angeles, California, April 21. 1971.
- Yao, L. S. e Chen, F. F. *Effects of natural convection in the melted Region Around a Heated Horizontal Cylinder*. Journal of Heat Transfer. Vol. 102. pp. 667-672.
- Zigler., B. e Trepp, CH. *Equation of State for ammonia-water mixtures*. Int. Journal of Refrig. 7 (2). 101-106. 1984.

Catálogos e manuais

ABSIM - *Modular simulation of absorption system. user's guide and reference. ver 1.01*, fev 1995. Oak Ridge National Laboratory.

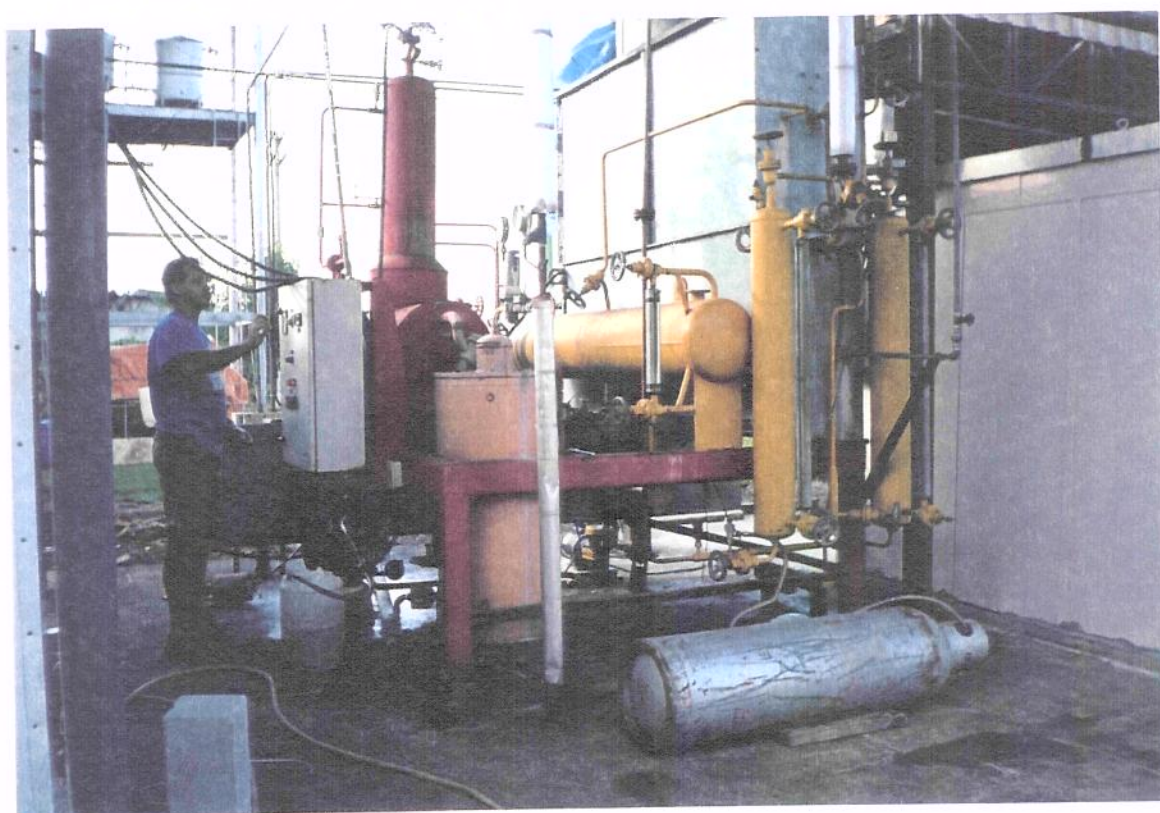
DORNIER. *Dornier Solar Energy Technology*. RFA.

MADEF. *Instalação frigorífica a absorção. Manual técnico apresentado pela empresa Madef S. A. Industria e Comercio*. (Canoas/RS). 1990.

YORK DIVISION OF BORG - WARNER CORPORATION. *Solar applications of ES Absorption Chillers*. Form 155-16-TD (575) - York (USA).

THEMAX. *ABSORTION CHILERS*. 1998

ANEXO I: Vista geral da instalação



ANEXO II: Características dos principais componentes do sistema.

Condensador, Absorvedor e Resfriador de solução pobre:

Estes três componentes encontram-se localizados dentro de uma mesma torre de resfriamento evaporativa. Este conjunto é uma adaptação de um condensador evaporativo do tipo CE-70-60 (segundo denominação MADEF), que apresenta as seguintes características:

- Capacidade: 79 kW.
- Dimensões externas: 1 bloco de $2 \times 0.5 \times 0.655 \text{ m}^3$.
- Vazão de ar: $3 \text{ m}^3/\text{s}$.
- Vazão d' água: $0.0022 \text{ m}^3/\text{s}$.
- Superfície de troca de calor: 17 serpentinas de 1.25 m^2 , distribuídas da seguinte maneira:
 - Condensador: 8 serpentinas $\rightarrow A_C = 10 \text{ m}^2$.
 - Absorvedor: 7 serpentinas $\rightarrow A_A = 8.75 \text{ m}^2$.
 - Resfriador de solução pobre: 2 serpentinas $\rightarrow A_{RSP} = 2.5 \text{ m}^2$.
- Potência consumida pelo ventilador: 0.75 kW.
- Potência consumida pela bomba: 0.38 kW.

Subresfriador de amônia:

Este componente consiste num trocador de calor de tubo e carcaça, construído em aço carbono, zincado termicamente, sem isolamento, com quatro passes pelo lado dos tubos, por onde escoam a amônia líquida, e um passe na carcaça por onde escoam o vapor. São 12 tubos de aço com diâmetro externo de 0.01905 m, com aletas externas conformadas nas paredes dos próprios tubos.

Estes tubos apresentam enchimento consistentes em barras de seção retangular de 0.0095x0.0095 de alumínio. A área de transferência de calor é estimada em $ASR = 2.6 \text{ m}^2$.

Evaporador:

O evaporador forma parte de um gerador de gelo do tipo GGD 0520 (segundo denominação MADEP). Este evaporador é do tipo inundado, com tanque separador horizontal na parte superior desde onde é distribuída a amônia líquida aos tubos trocadores de calor (tubos evaporativos), e aonde retorna o vapor formado nestes últimos.

Os tubos evaporativos consistem em cinco tubos verticais anulares de 2 m de comprimento e diâmetro exterior de 0.1 m com 0.005 m de espessura. Estes são conformados em aço carbono zincados termicamente. A amônia escoa evaporando na seção anular interior, enquanto que a água escoa como filme descendo nas paredes externas das superfícies exteriores e interiores dos tubos. A superfície de troca de calor é de $A_E = 6 \text{ m}^2$.

Desorvedor (Expulsor):

Este trocador é de tubo e carcaça vertical, isolado termicamente, onde a solução de amônia escoa num passe na carcaça, e o vapor condensa num passe no interior dos tubos. Apresenta 130 tubos de 0.0254 m de diâmetro exterior de aço carbono, o que assegura uma superfície de transferência de calor de $A_D = 7.3 \text{ m}^2$.

Coluna destilação-retificação:

A coluna de destilação consiste de uma secção entre o desorvedor e a coluna de retificação, com 0.25 m de comprimento e diâmetro de 0.314 m preenchida de anéis rashing de aço carbono, isolado, onde a solução rica e o refluxo do retificador entram na parede superior e escoam em contracorrente com o vapor formado no desorvedor.

Retificador:

Este consiste num trocador vertical de tubo e carcaça, onde o vapor proveniente do desorvedor, entra no interior dos tubos onde escoam ao tempo que condensa parcialmente. Os tubos são preenchidos de anéis rashing de aço, para aumentar a superfície de troca de massa entre o líquido que desce na forma de refluxo e o vapor que entra nos tubos.

A solução rica que resfria o vapor escoam pela carcaça trocando calor em contracorrente com este. Estando o trocador constituído de 48 tubos de 0.0127 m, a superfície de transferência de calor é de $A_R = 2.4 \text{ m}^2$.

Trocador de calor solução-solução:

Este consiste num trocador de três tubos em um, com distribuição triangular dos tubos interiores, por onde circula a solução pobre e quente proveniente do desorvedor. A solução rica entra ao trocador depois de ter trocado calor no retificador, e flui em contracorrente com a solução pobre.

Estando o trocador formado por 20 corpos com 3 tubos cada um, possui em total 60 tubos com diâmetro de 0.0127 m e comprimento de 2.97 m, apresentando por tanto uma superfície de troca de calor $A_{TSS} = 7 \text{ m}^2$.

Bomba de solução:

A bomba é de deslocamento positivo, marca HIDROMAR, modelo BH 6100, à qual foram feitas algumas modificações, ex: os três pistões que possui foram niquelados superficialmente para aumentar a resistência ao desgaste e oxidação, e os assentos das válvulas de borracha, foram substituídos por assentos de teflon.

Recebedor de amônia:

Este consiste de dos cilindros verticais de 0.1524 m de diâmetro e 1.2 m de comprimento unidos pela parte superior (vapor) e pela parte inferior (líquido). Nestes é coletado toda amônia condensada que vai ao processo de evaporação, assegurando a alimentação continua de líquido e a pressão constante no evaporador.

Estes também possuem visor de líquido, que ajuda, através de um jogo de válvulas a medir a quantidade de amônia que está sendo condensada, e a quantidade que está sendo evaporada, além de ajudarem no processo de enchimento da instalação.

Recebedor e solução forte:

Este consiste de um cilindro horizontal de 0.314 m de diâmetro e 2 m de comprimento colocado à saída do absorvedor, o que sempre garante um nível de líquido para a correta operação da bomba de solução.

Apresenta visor de nível, que ajuda a conhecer a operação da máquina, principalmente do absorvedor e da bomba. Possui uma válvula para purga de ar do sistema, e para a injetar a carga de água destilada no sistema.

ANEXO III: Sistemas de medições e aquisição de dados.

Na introdução do trabalho foi estabelecido um esquema (fig. 1.3), onde são apresentados os diferentes pontos de medição da pressão, temperatura e fluxo de massa e densidade. Aqui é apresentado o sistema experimental com mais detalhes.

Medição de temperaturas.

As temperaturas são medidas nos diferentes pontos através de termopares do tipo cobre-constantan, os quais são colocados em poços enchidos com óleo térmico, e estão situado nos seguintes pontos, acorde com as figura 1.1 e 1.3.

- Ponto 3: Saída da solução pobre do desorvedor.
- Ponto33: Saída da solução pobre do trocador solução-solução.
- Ponto 34: Saída da solução pobre do resfriador evaporativo.
- Ponto 25: Saída da solução rica do absorvedor.
- Ponto 29: Entrada da solução rica no retificador.
- Ponto 30: Saída da solução rica do retificador.
- Ponto 31: Entrada da solução rica no trocador solução-solução.
- Ponto 32: Saída da solução rica do trocador solução-solução.
- Ponto 14: Saída do vapor destilado do retificador.
- Ponto 17: Líquido de amônia à saída do condensador.
- Ponto 18: Saída da amônia líquida do sub-resfriador.

- Ponto 21: Saída do vapor de amônia do evaporador.
- Ponto 22: Saída do vapor de amônia do sub-resfriador.

Medição de pressões.

As pressões são medidas atualmente em seis pontos da instalação, e nos restantes pontos a pressão é estimada a partir dos cálculos de perdas de carga em trocadores e tubulações, como é apresentado no anexo X. Os pontos de medição são:

- Ponto 14: Saída do vapor do retificador.
- Ponto 16: Pressão no condensador.
- Ponto 21: Pressão no evaporador.
- Ponto 26: Pressão do absorvedor.
- Ponto 22: Saída do vapor do subresfriador.
- Ponto 36: Vapor de aquecimento na entrada do desorvedor.

Medição de fluxo de massa e densidade.

Além da medição do fluxo de massa, este instrumento oferece o fluxo volumétrico, a densidade e a temperatura do fluido. Estes medidores trabalham baixo o princípio da força de Coreolis para a medição do fluxo de massa em líquidos. Uma explicação detalhada deste princípio de trabalho pode ser encontrada no livro sobre instrumentação de Kamal (Kamal, Gonçalves e Benevenuto, 1998). As medições são efetuadas em dois pontos:

- Ponto 17: Saída da amônia do receptor do condensador.
- Ponto 33: Saída da solução pobre do trocador solução-solução.

Com as medições nestes dos pontos, podem ser determinados, através do balanço de massa e de massa de amônia, o fluxo de massa e a massa de amônia da solução forte. Foram selecionados estes dos pontos, devido a que o erro na medição é proporcional à quantidade de massa, e estes são os menores dos três fluxos que circulam na instalação.

Estimação da concentração.

Através do conhecimento da densidade e da temperatura do fluido medidos diretamente no ponto experimental, e estimando a pressão, pode-se determinar a concentração no ponto, através

do algoritmo iterativo de Newton para a solução de uma equação não linear. Para isto é empregada a função do volume específico (recíproco da densidade), apresentada no anexo XI.

Placa de aquisição de dados.

Todos os dados tomados na instalação através dos sensores correspondentes são coletados através de uma placa de aquisição de dados com as seguintes características:

- Marca: LYNX TECNOLOGIA ELETRÔNICA LTDA.
- Modelo: CAD 12/13.
- Canais: 32 entradas simples ou 16 diferenciais.
- Resolução: 12 bits (4096 níveis).
- Tempo de conversão: 32 ms.

Conversor de sinais.

Após serem coletados os dados experimentais na placa de aquisição, como sinais elétricas analógicas, estas deverão ser convertidas a sinais digitais, para serem processadas no computador digital. Para isto é empregado o conversor de sinais analógico – digital, que possui as seguintes características:

- Marca: LYNX TECNOLOGIA ELETRÔNICA LTDA.
- Modelo: PCX 0802.
- Canais: 8 entradas configuráveis através de um conjunto de impédancias, podendo ler tensões de $\pm 10\text{ V}$, $\pm 5\text{ V}$, $\pm 2.5\text{ V}$, $\pm 2\text{ V}$, $\pm 1\text{ V}$, $\pm 0.5\text{ V}$, $\pm 0.1\text{ V}$ e correntes de 0-5 mA ou 0-20 mA, com termopares tipo J, K, T, S e R.
- Ajuste de zero e saídas de 0-5 V ou $\pm 5\text{ V}$.
- Sensor de temperatura interno.

Software

O software empregado para o processamento de dados possui as seguintes características:

- Marca: LYNX TECNOLOGIA ELETRÔNICA LTDA.
- Modelo: AQDADOS - versão 5.1.

- Interface homem - máquina simples através de “menus”, permitindo a configuração e programação dos canais de entrada, armazenamento em disco em tempo real, impressão de relatórios, visualização dos dados de até 4 canais em tempo reais, etc.
- Permite manipulação dos dados, construindo gráficos, separando ou eliminando trechos, alteração de valores individuais, redução da taxa de amostragem, avaliação de máximos e mínimos de um trecho, área sob a curva, média e desvio padrão de um trecho de dados, etc.

ANEXO IV: Trocadores de calor evaporativos.

Nestes trocadores evaporativos o fluido dentro dos tubos é resfriado utilizando o calor latente de evaporação. O calor é transferido desde o fluido à água, da qual o calor sensível e latente são transferidos ao fluxo de ar. Assim, o mecanismo de troca de calor compreende a transferência entre três tipos de fluidos diferentes, além da transferência de massa e energia na troca de calor latente.

As teorias para o desenho dos condensadores evaporativos e dos resfriadores evaporativos são muito próximas uma da outra. A principal diferença entre o condensador evaporativo, para um fluido composto de uma substância pura, e o resfriador evaporativo, é que a temperatura do fluido de trabalho é considerada constante no condensador, enquanto que no resfriador esta normalmente varia entre 5 e 20°C. A mudança na temperatura do fluido no resfriador evaporativo traz algumas complexidades que não acontecem no caso do condensador evaporativo.

O algoritmo de cálculo a seguir é baseado no trabalho de Webb (1984). Este parte das hipóteses de Merkel, que coloca como hipótese fundamental a diferença de entalpia do ar como a força motriz no processo de transferência simultânea de calor e massa nos sistemas ar-vapor d'água. Esta teoria é aproximada, e alguns especialistas nesta temática trabalharam já com modelos mais rigorosos (Leidenfrost e Korenic, 1982), porém a indústria destes trocadores de calor evaporativos prefere a teoria aproximada antes da rigorosa, segundo constata-se na literatura especializada (Webb, 1984).

Esta teoria aproximada de Merkel tipicamente inclui as seguintes considerações:

- O fluxo total de calor é obtido em termos da diferença de entalpia do ar úmido. Esta aproximação, eq. (AIV-2), é chamada equação de Merkel.
- A massa d'água evaporada não é considerada na equação de balanço de energia. Também não são considerados os efeitos de perda de água devido aos arrastes.
- A entalpia do ar úmido é função da temperatura de bulbo úmido. Uma avaliação mais exata calcula a entalpia do ar como uma função da temperatura de bulbo seco e da umidade.
- A resistência do filme líquido não é considerada, pelo que a entalpia do ar saturado é avaliada na temperatura da massa d'água ao invés da temperatura do filme de água.

Com o emprego do computador não é mais preciso fazer uso das três primeiras aproximações, mas devido à dificuldade de prever teoricamente ou obter experimentalmente a resistência térmica do filme de água, a quarta consideração é normalmente utilizada na análise destes processos evaporativos.

Também são assumidas as seguintes hipóteses:

- As serpentinas estão completa e uniformemente molhadas.
- Uniforme fluxo de ar através da área de seção transversal.
- Os coeficientes de transferência de calor e massa são constantes dentro da região dos tubos.

Com estas condições preestabelecidas as equações que seriam utilizadas tanto para desenho como para avaliação destes trocadores são as seguintes:

- Balanço global de energia,

O calor é transferido do fluido a ser resfriado para o ar, o qual entra a uma temperatura de bulbo úmido T_{bu1} . A entalpia do ar na entrada do trocador é facilmente determinada, e empregando este balanço de energia, pode-se calcular a entalpia do ar à saída, que desconsiderando a massa de água evaporada tem a forma:

- Condensador: $\dot{m}_{ar}(h_{ar2} - h_{ar1}) = \dot{m}_r \Delta H_r$ (AIV-1a)

- Resfriador: $\dot{m}_{ar}(h_{ar2} - h_{ar1}) = C_f (T_{f1} - T_{f2})$ (AIV-1b)

onde:

$\dot{m}_{ar} \rightarrow$ fluxo de ar (kg/s)

$h_{ar1} \rightarrow$ entalpia do ar na entrada do trocador (kJ/kg)

$h_{ar2} \rightarrow$ entalpia do ar na saída do trocador (kJ/kg)

$\dot{m}_r \rightarrow$ fluxo de refrigerante a condensar (kg/s)

$\Delta H_r \rightarrow$ variação de entalpia no condensador (kJ/kg)

$C_f \rightarrow$ capacidade calorífica do fluido (kW/°C)

$T_{f1} \rightarrow$ temperatura do fluido de trabalho na entrada do trocador (°C)

$T_{f2} \rightarrow$ temperatura do fluido de trabalho na saída do trocador (°C)

Estando a água circulando dentro da torre, esta entra e sai do bloco de serpentinas na mesma temperatura, pelo que a entalpia desta não entra na equação de balanço anterior. Se for incluída a massa d'água evaporada, o termo $\dot{m}_{ar}(W_{ar2}-W_{ar1})$ deverá ser adicionado ao lado direito das equações (AIV-4). W_{ar} é a umidade relativa do fluxo de ar.

- Transferência de calor e massa na interface água-ar,

A transferência de calor e massa desde a interface água-ar ao fluxo de massa de ar é dada pela eq. (AIV-2), que em forma integral é:

$$\frac{K_m * A}{\dot{m}_{ar}} = \int_{h_{ar1}}^{h_{ar2}} \frac{dh}{(h_i - h_{ar})} \equiv NTU \quad (AIV-2)$$

onde:

$K_m \rightarrow$ coeficiente de transferência de massa (kg/s/m²)

$h_i \rightarrow$ entalpia do ar saturado à temperatura da interface água - ar (kJ/kg)

$A \rightarrow$ Área infinitesimal de troca de calor do ar (m²)

$h_{ar} \rightarrow$ entalpia local do ar (kJ/kg)

NTU $\rightarrow$ Número de unidades de transferência.

Este NTU é análogo ao valor $UA/C_{\min}$ tipicamente utilizado no desenho de trocadores de calor, onde $C_{\min}$ é o menor valor dos mC_p dos dois fluidos que passam através do trocador de calor.

Para integrar a eq. (AIV-2) parte-se da hipótese que a temperatura do filme de água é constante ao longo de sua queda através das serpentinas, pelo que h_i é constante em todos os pontos ao longo do trajeto do ar. Esta suposição pode-se considerar válida para o condensador que opera a temperatura constante (ou quase constante). Para o caso dos resfriadores, Mitzushina (1967) demonstrou experimentalmente que a variação da temperatura do filme d'água nestes equipamentos está próxima aos 2°C ou menos, pelo que a suposição de temperatura constante da água é uma boa aproximação para estes trocadores.

Para h_i constante a integração fica:

$$\frac{K_m * A}{\dot{m}_{ar}} = \ln \frac{h_i - h_{ar1}}{h_i - h_{ar2}} \quad (AIV-3)$$

Esta expressão sintetiza em princípio toda a teoria aproximada para o desenho destas instalações, e se explica da seguinte maneira: O termo da esquerda é chamado de NTU disponível da instalação devido a que K_m está determinado pela geometria (configuração) das serpentinas e os regimes de fluxo do ar e da água. A é a área física de transferência de calor da instalação, e o fluxo de ar ($\dot{m}_{ar}$) é imposto pelo ventilador. Ou seja, são características próprias do desenho do trocador.

Por outro lado o termo da direita é chamado de NTU requerido porque dada certas condições térmicas da interface (temperatura do filme de água) e a temperatura de bulbo úmido do ar ambiente (na entrada da torre), que fixa o valor de h_{ar1} , é necessário atingir o valor de h_{ar2} que feche o balanço da eq. (AIV-1).

Para resolver esta equação é necessário avaliar o valor local de $(h_i - h_{ar})$ ao longo do caminho do ar pelas serpentinas. Para isto são necessárias duas equações: balanço de energia na interface, que define a entalpia do ar h_{ar} como uma função da temperatura do meio a ser resfriado; e a

equação que relaciona a entalpia do ar na interface h_i com a entalpia do ar à temperatura local do fluido (balanço de energia na interface).

- Balanço de energia na interface,

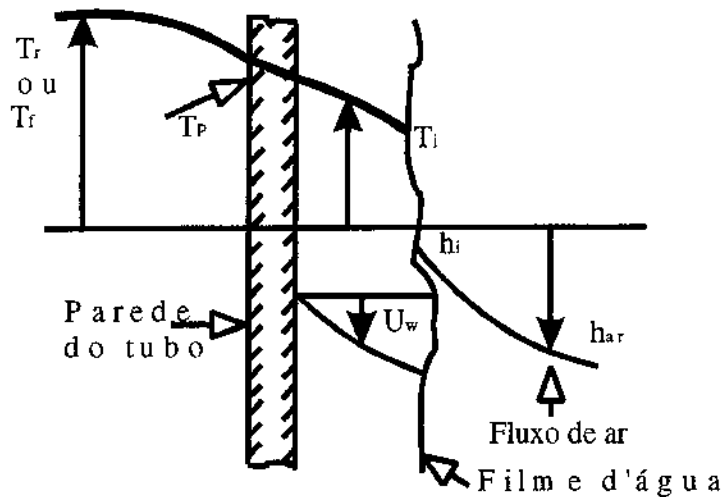


fig AIV-1. Processo de transferência através do filme d'água.

Na figura AIV-1 se observa a representação gráfica do processo de transferência de calor e massa através do filme d'água. Partindo desta figura pode-se fazer um balanço diferencial de energia na interface água - ar, onde desconsiderando a massa de água evaporada, como no caso do balanço global de energia, fica:

- Condensador: $m_r dH_r = m_{ar} dh_{ar}$ (AIV-4a)

- Refriador: $C_f dT_f = m_{ar} dh_{ar} - C_w dT_w$ (AIV-4b)

O termo adicional $C_w dT_w$ na equação AIV-4b aparece devido à variação local da entalpia da água ao passar pelo banco de serpentinas. Como se pode notar no esquema da figura AIV-2, que representa o perfil de temperaturas num resfriador evaporativo, na região superior do banco o filme d'água é aquecido, e na região inferior é resfriado. Este termo não aparece na equação (AIV-1b) porque a temperatura da água à entrada e à saída das serpentinas são iguais.

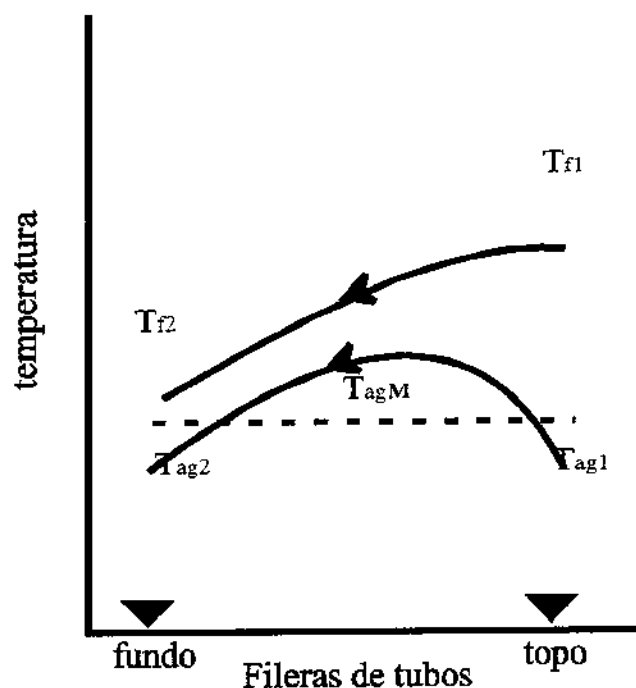


fig AIV-2. Perfil de temperaturas no resfriador evaporativo.

- Entalpia de ar na interface água - ar,

Esta equação define o valor local de $(h_i - h_{ar})$ ao longo da trajetória do ar. Uma equação contendo este termo pode-se obter substituindo o termo $K_m(h_i - h_{ar})dA$ pelo termo $m_{ar}dh_{ar}$ e $h_w(T_s - T_i)$ pelo lado esquerdo das equações (AIV-4), onde T_s é a temperatura do filme d'água na superfície das serpentinas, a qual é desconhecida. Esta incógnita pode ser evitada escrevendo a equação em termos do coeficiente global de transferência de calor, é assumindo que a temperatura de interface T_i pode ser substituída por T_s , assim $q = UA(T_r - T_i)$, onde T_r é a temperatura do fluido no interior dos tubos (T_r para o caso do condensador). O coeficiente U_o fica definido como:

$$\frac{1}{U_o} = \left(\frac{1}{h_i} + R_f \right) \frac{D_o}{D_i} + \frac{t}{K_t} \frac{D_o}{D_i} + \frac{1}{h_w} \quad (\text{AIV-5})$$

onde:

- $U_o \rightarrow$ coeficiente global de transferência de calor $[\text{kW/m}^2/^{\circ}\text{C}]$
- $h_i \rightarrow$ coeficiente pelicular interno de troca de calor $[\text{kW/m}^2/^{\circ}\text{C}]$
- $D_o \rightarrow$ diâmetro externo do tubo $[\text{m}]$
- $D_i \rightarrow$ diâmetro interno do tubo $[\text{m}]$
- $t \rightarrow$ espessura da parede do tubo $[\text{m}]$
- $K_t \rightarrow$ condutividade térmica da parede do tubo $[\text{kW/m}/^{\circ}\text{C}]$
- $h_w \rightarrow$ coeficiente pelicular externo de troca de calor $[\text{kW/m}^2/^{\circ}\text{C}]$
- $R_f \rightarrow$ Resistência pelas incrustações $[\text{m}^2/^{\circ}\text{C}/\text{kW}]$

Utilizando a equação (AIV-5) pode-se substituir o termo da esquerda das equações (AIV-4) pelos termos $U_o(T_r - T_i)dA$ e $U_o(T_r - T_i)dA$, respetivamente. O resultado desta modificação das equações (AIV-4) é:

$$\text{- Condensador: } U_o(T_r - T_i)dA = K_m(h_i - h_{ar})dA \quad (\text{AIV-6a})$$

$$\text{- Resfriador: } U_o(T_r - T_i)dA = K_m(h_i - h_{ar})dA - C_w dT_w \quad (\text{AIV-6b})$$

Pode-se demonstrar, a partir da conjugação das equações anteriores, que as relações entre as variáveis de desenho e operação, para estes trocadores evaporativos, fica da seguinte maneira:

$$\text{- Condensador: } \frac{m_r \Delta H_r}{U_o} \frac{1}{T_r - T_i} = \frac{m_{ar}}{K_m} \ln \left(\frac{h_i - h_{ar1}}{h_i - h_{ar2}} \right) \quad (\text{AIV-7a})$$

$$\text{- Resfriador: } \frac{C_f}{U_o} \ln \left(\frac{T_{f1} - T_i}{T_{f2} - T_i} \right) = \frac{m_{ar}}{K_m} \ln \left(\frac{h_i - h_{ar1}}{h_i - h_{ar2}} \right) \quad (\text{AIV-7b})$$

Com estas duas últimas equações junto à equação (AIV-3) e equação que relaciona h_i com a temperatura do filme d'água ($h_i = f(T_i)$), e conhecendo todos os parâmetros térmicos e coeficientes de transferência de calor e massa é possível desenhar ou avaliar este tipo de instalação.

Algoritmo para simulação

Para a simulação destes trocadores é estabelecido o seguinte algoritmo:

1.- Calcula-se NTU disponível, associado com o fluxo d'água de resfriamento:

$$NTU^A = \frac{K_m A}{m_{ar}} \quad (\text{AIV-8})$$

K_m é avaliado pela seguinte equação (Webb, 1984):

$$\frac{K_m a}{G_{ar}} = (2.54e - 02) Re_{ar}^{-0.1} Re_w^{0.15} D_o^{-1.6} \quad (\text{AIV-9})$$

onde:

$a \rightarrow$ área de superfície por unidade de volume [m^2/m^3]

$G_{ar} \rightarrow$ velocidade da massa de ar [$kg/s/m^2$]

$Re_{ar} \rightarrow$ número de Reynolds para o fluxo de ar

$Re_w \rightarrow$ número de Reynolds para o fluxo de água

2.- Estabelece-se o fluxo de substância a ser condensada ou resfriada (m_r ou m_f), começando o cálculo iterativo a partir da suposição inicial da temperatura de condensação ou de saída do fluido a ser resfriado (T_r ou T_{f2}).

A partir da equação (AIV-1) pode-se calcular a entalpia do ar à saída do trocador, para as condições de operação estabelecidas nesta primeira iteração, calculando assim a temperatura de equilíbrio do filme d'água $T_w(T_i)$, através da equação (AIV-7).

A entalpia do ar saturado pode ser calculada a partir da temperatura do ar através da equação (Webb, 1984):

$$h_{sat} = ((168.9737 + (T * (T * (T * (T * (T * (T * 0.4244e-10 - 0.6294e-7) + 0.1849e-4) + 0.1457e-2) - 0.1075) + 62.2092))) / (212 - T)) / 4.2995e-04$$

$$P_0 = 101325;$$

$$P_B = P_0 * \text{pot}((1 - 0.6875e-5 * E), 5.2561);$$

$$W_s = 0.622 * (P_s / (P_B - P_s));$$

$$h_{sat} = (4299 * (T + W_s * (2501 - 1.805 * T)) + 7.6866) / 4.2995e-04;$$

3.- Calcula-se NTU requerido:

$$NTU^R = \ln \frac{h_i - h_{ar1}}{h_i - h_{ar2}} \quad (AIV-10)$$

4.- Compara-se NTU^D com NTU^R , se a diferença entre estes não cumpre a exigência estabelecida no algoritmo de simulação a iteração continua, agora com novos valores de T_i e T_{r2} .

Método gráfico de desenho e avaliação

Os processos de transferência de calor associados com cada um dos trocadores evaporativos podem ser representados no diagrama entalpia vs. temperatura (carta psicométrica), como pode ser observado nas figuras AIV-3. e AIV-4, respetivamente. Cada uma destas figuras mostra:

i) A linha de saturação do ar, $h_i(T_i)$, porque o ar é saturado na interface água-ar, $h_i = h_{sat}$.

ii) A linha de operação do meio sendo resfriado. Esta linha define a entalpia do ar misturado (h_{ar}) como uma função da temperatura do meio sendo resfriado. A inclinação da linha de operação (S_o) é definida mediante a solução da equação do balanço de energia na interface (equação AIV-4) para o termo dh_{ar}/dT . O valor desta inclinação para cada trocador é:

$$\text{- Condensador: } S_o = \frac{dh_{ar}}{dT_r} = \infty \quad (\text{AIV-11a})$$

$$\text{- Resfriador: } S_o = \frac{dh_{ar}}{dT_f} = \frac{C_f}{m_{ar}} + \frac{C_w}{m_{ar}} \frac{dT_w}{dT_f} \quad (\text{AIV-11b})$$

A equação (AIV-8a) mostra que para o condensador $S_o = \infty$, porque no processo de condensação a temperatura permanece constante. A equação (AIV-8b) mostra que S_o varia com a posição vertical no banco de serpentinas, devido a que o filme d'água pode ser aquecido ou resfriado na medida que atravessa o banco.

iii) A linha de enlace: Os valores de entalpia h_i e h_{ar} no termo $(h_i - h_{ar})$ são avaliados à temperatura local da interface (T_i) e às temperaturas locais do fluido (T_{w1}, T_f , ou T_r). A equação (AIV-6) pode ser resolvida para $(h_i - h_{ar})/(T_i - T_f) = S_T$. A linha de enlace é a linha de inclinação S_T que intercepta a curva de saturação, $h_{sat}(T_{sat})$, e a linha de operação em $h_{ar}(T_f)$. Os valores de S_T obtidos da equação (AIV-6) são:

$$\text{- Condensador: } S_T = -\frac{h_w}{Km} \quad (\text{AIV-12a})$$

$$\text{- Resfriador: } S_T = -\frac{U_o}{Km} + \frac{1}{T_i - T_f} \frac{C_w}{Km} \frac{dT_w}{dA} \quad (\text{AIV-12b})$$

Equação (AIV-9a) mostra que para o caso do condensador o valor de S_T é constante, enquanto para o resfriador evaporativo S_T varia com a distância ao longo da trajetória do ar no banco de serpentinas.

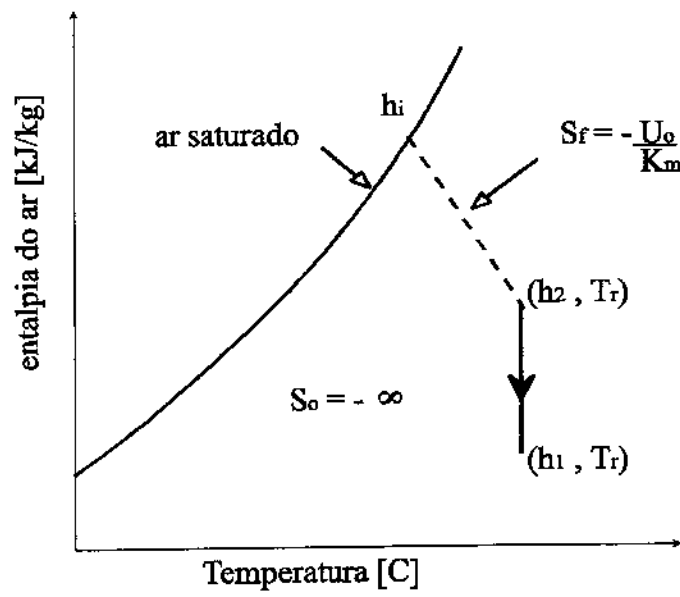


fig. AIV-3 Processo de condensação.

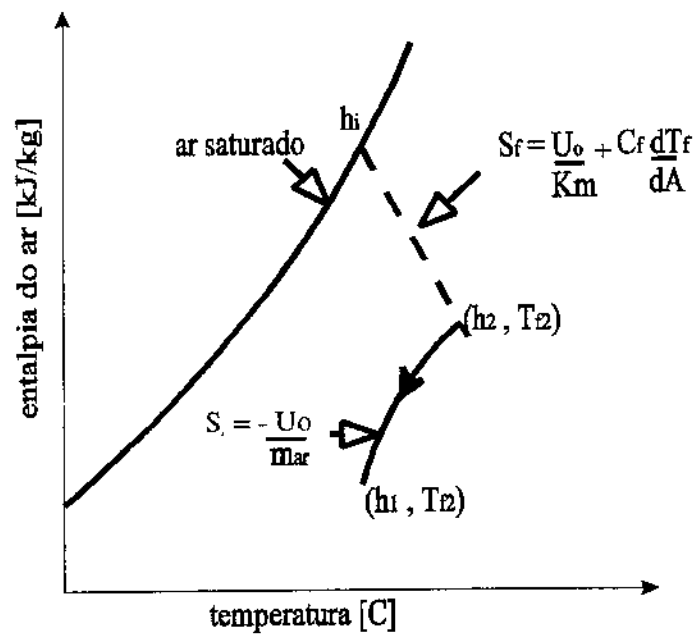


fig. AIV-4. Processo de resfriamento evaporativo.

ANEXO V: Processo de evaporação.

O processo de evaporação que se apresenta nestes tipos de máquinas térmicas de absorção água - amônia é mais complexo do que o processo de evaporação correspondente nas máquinas que operam sob o princípio da compressão mecânica, fundamentalmente pelo fato de que nas primeiras a eficiência do processo de evaporação depende diretamente da eficiência do processo de retificação, que acontece de forma simultânea na própria máquina.

Se a mistura do absorvente e o refrigerante for ideal, ou seja, se não existira pressão parcial do absorvente no vapor, pudera-se obter refrigerante puro a partir do processo de separação que tem lugar no gerador. Este refrigerante puro evaporaria e condensaria a temperatura constante, como nos sistemas de compressão.

Neste caso aqui estudado, é empregado um par de substâncias (água-amônia) que tem os pontos de ebulição respectivos muito perto um de outro, pelo que sempre uma pequena parte do absorvente (água) sai do gerador, em forma de vapor, junto ao vapor refrigerante (amônia). Isto faz com que os processos de evaporação e condensação não se efetuem a temperatura constante, mas numa faixa de temperaturas, cuja amplitude estará em correspondência com o conteúdo de água no vapor de amônia refrigerante, que em última instância dependerá da eficiência do processo de retificação.

Assim, a evaporação começa a uma temperatura mais baixa do que a temperatura ao final do processo, e naturalmente esta temperatura mais alta deverá ser assumida no desenho, como a temperatura de projeto, para atender a demanda de frio.

Se T_0 é a temperatura de evaporação da amônia pura, T_{01} é a temperatura de início e T_{02} a temperatura ao final da evaporação da mistura de água-amônia, deve ser considerado que $T_{01} < T_0$ e que $T_{02} = T_0$. Deste fato se desprende que a pressão de evaporação P_0 da mistura para uma temperatura de evaporação determinada deverá ser menor do que a pressão de evaporação P_0^* da amônia pura, para a mesma temperatura de evaporação.

No diagrama da figura AV-1. pode ser observado o processo de evaporação sobre o diagrama $\ln P$ vs. $1/T$. Neste, o refrigerante puro evapora a T_0 e P_0^* , este processo é representado pelo ponto 20'. Caso o refrigerante líquido entre no evaporador com concentração $X_E < 1$, no início evapora uma pequena quantidade de amônia pura a P_0 e T_{01} (ponto 20). Neste processo a solução no evaporador vai ficando cada vez mais pobre, pelo que a temperatura de evaporação aumenta até $T_{02} = T_0$ (ponto 21).

Um manômetro colocado no evaporador mostra a pressão de evaporação P_0 , e mostra uma temperatura de saturação cuja leitura é errada, pois esta existe só no começo do processo de evaporação. Na medida em que o processo de evaporação evolui, e dependendo da quantidade d'água na solução, a temperatura de evaporação pode aumentar de forma considerável, não satisfazendo as condições do projeto.

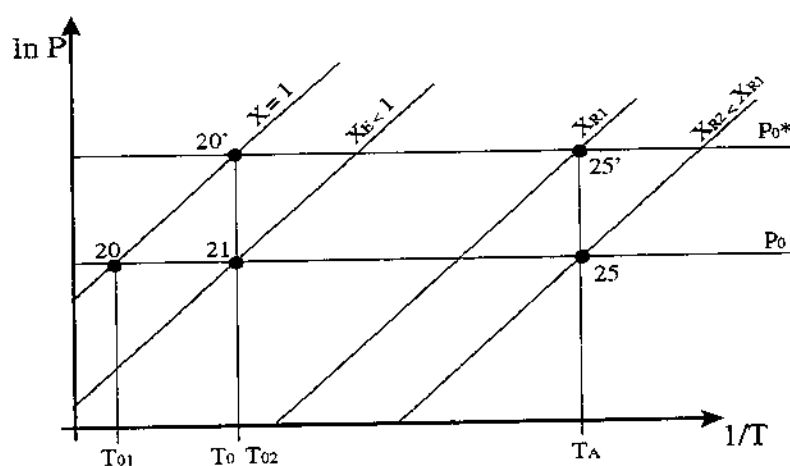


fig. AV-1. Processo de evaporação da solução.

A presença de água na amônia destilada apresenta outra grande desvantagem referente ao processo de absorção. Estando a temperatura de absorção determinada pela água de resfriamento disponível, na medida que é diminuída a pressão de evaporação para atingir a temperatura exigida pelo processo, a pressão no absorvedor diminui e a concentração cai de X_{R1} para X_{R2} como está representado no diagrama através dos pontos 25' e 25. Com isto a faixa de variação de concentração na máquina fica menor, fazendo com que seja necessário um maior fluxo específico de massa de solução, acarretando maiores quantidades de calor a serem trocadas e como consequência diminuindo o coeficiente de desempenho.

O efeito de maior importância devido à presença do absorvente no processo de evaporação é como se segue: a pequena quantidade d'água que entra no evaporador não evapora junto à amônia. Dependendo da temperatura de evaporação, uma determinada quantidade de amônia fica na forma líquida juntamente com a água, formando uma solução de concentração X_L .

Devido à temperatura de solidificação tão baixa da solução, a água não congela, e com o tempo, a quantidade d'água dentro desta solução aumenta, diminuindo sua concentração, e aumentando sua capacidade de reter maior quantidade de amônia. A amônia que fica associada à água, naturalmente não participa do processo de evaporação, e representa uma perda da capacidade de efeito frigorífico da máquina.

Considerando P_0 como a pressão de evaporação, T_{02} a temperatura final de evaporação, e X_{LF} a concentração da solução líquida no evaporador ao final do processo de evaporação. Pode-se estabelecer que para cada $(1 - X_{LF})$ kg de água X_{LF} kg de amônia ficam no evaporador em forma de mistura líquida sem participar do processo de evaporação. Para cada kg de água a quantidade de amônia é:

$$M_{NH_3} = \frac{X_{LF}}{1 - X_{LF}} \text{ kg} \quad (AV-1)$$

Cada kg de água que entra no evaporador assegura a massa de amônia determinada pela equação acima. Esta é a quantidade de amônia que não evapora e que pelo tanto não participa do efeito frigorífico.

Além da perda na capacidade de refrigeração devido à amônia que não evapora, a própria água também não evapora, pelo que a capacidade se vê mais reduzida ainda. Para cada kg de água que entra no evaporador, a perda total devido à solução líquida que não participa do efeito frigorífico será:

$$\phi = 1 + \frac{X_{LF}}{1 - X_{LF}} = \frac{1}{1 - X_{LF}} \text{ kg} \quad (\text{AV-2})$$

Esta perda de capacidade tratada anteriormente é devida à acumulação de água no evaporador, mas a quantidade de água que chega ao evaporador depende da eficiência do processo de retificação. Se a concentração do vapor saindo do retificador (ou gerador de vapor) e entrando no evaporador, após ter sido o vapor condensado totalmente, é X_E , então cada kg desta solução carrega $(1 - X_E)$ kg de água. Assim, pode-se estabelecer a seguinte proporção:

$$\frac{1}{\phi} = (1 - X_E) \frac{1}{\vartheta} \quad (\text{AV-3})$$

substituindo o valor de ϕ da equação (AV-2) e arranjando a equação (AV-3) tem-se:

$$\vartheta = \frac{1 - X_E}{1 - X_{LF}} \quad (\text{AV-4})$$

O valor de ϑ representa a quantidade de solução líquida com concentração X_{LF} que fica no evaporador sem participar da produção do efeito frigorífico, para cada kg de solução em forma de vapor que sai do gerador de amônia (ou retificador) com concentração X_E . Esta solução de menor concentração terá que ser retirada de forma continua o periódica da parte mais baixa do evaporador.

Se o efeito frigorífico produzido por cada kg de amônia pura é denotado por q_0^* , o efeito frigorífico de cada kg de solução que sai do gerador será:

$$q_0 = (1 - \vartheta)q_0^* = \frac{X_E - X_{LF}}{1 - X_{LF}} q_0^* \quad (\text{AV-5})$$

De todo isto se desprende que a perda de efeito frigorífico dependerá de dois fatores fundamentais:

- a) a quantidade de água que contem o vapor de amônia produzido no gerador.
- b) a quantidade de água retida no evaporador na solução líquida, devido à temperatura máxima de evaporação (T_{02}).

O valor de $(1 - \vartheta)$ é um fator de eficiência porque quantifica a perda de capacidade frigorífica devido à quantidade de água expulsa no gerador junto ao vapor de amônia.

É importante esclarecer que as máquinas frigoríficas a compressão, que trabalham com amônia contaminada com água, podem apresentar os mesmos problemas de perda da eficiência no evaporador, se não for levado um controle adequado da quantidade de água contida na amônia com a qual é enchida a instalação.

Balanço de energia no evaporador.

Como foi explicado na introdução e no capítulo 2, o evaporador trabalha em regime transitório, primeiramente devido ao aumento da resistência à transferência de calor em decorrência da formação e crescimento da espessura do gelo formado nos tubos evaporadores, e em segundo lugar devido ao ciclo de degelo que faz aumentar a temperatura e a pressão no interior do evaporador e aquece as paredes dos tubos evaporadores.

As conseqüências que trás ao sistema global a operação transiente do evaporador só podem ser conhecidas através de uma análise transitória do evaporador e da máquina. Mas pelas dificuldades próprias da modelagem transiente, o modelo mais simples da operação em regime permanente é empregado como uma primeira aproximação. De outro lado com o modelo em regime permanente podem ser feitas diversas comparações com outras máquinas que trabalham sob o mesmo princípio.

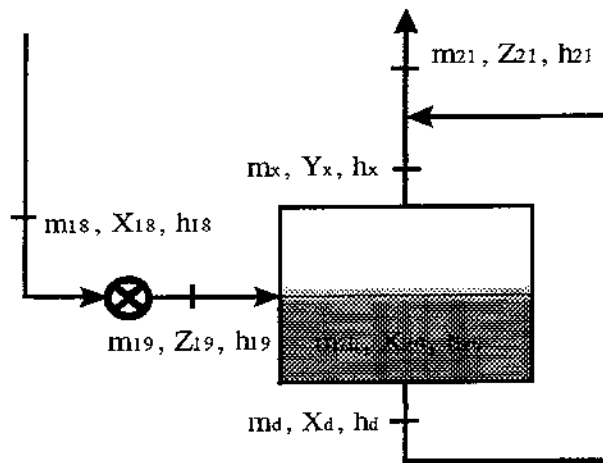


fig. AV-2. Esquema representativo do evaporador operando em regime permanente.

Para obter o modelo da operação em regime permanente é necessário fazer algumas adaptações à operação do evaporador. Na figura AV-2. é representado esquematicamente o evaporador operando em regime permanente, e onde aparece uma extração do líquido, que é misturado com o vapor formado durante o processo de evaporação. Isto garante a concentração total constante como característica fundamental deste processo.

A partir deste análise pode-se deduzir a equação da entalpia para o fluxo de amônia no evaporador, operando em regime permanente:

$$m_{21} = m_{19} \quad (\text{AV-6})$$

$$m_{21}Z_{21} = m_{19}Z_{19} \quad (\text{AV-7})$$

$$m_{21} = m_d + m_x \quad (\text{AV-8})$$

$$m_{21}Z_{21} = m_dX_d + m_xY_x \quad (\text{AV-9})$$

$$m_{21}h_{21} = m_dh_d + m_xh_x \quad (\text{AV-10})$$

Combinando as equações acima se pode obter a entalpia de ponto 21 através da seguinte expressão:

$$h_{21} = U_{21}h_x + (1 - U_{21})h_d \quad (\text{AV-11})$$

onde:

$$U_{21} = \frac{Z_{21} - X_d}{Y_x - X_d} = \frac{m_x}{m_{21}} \quad (\text{AV-12})$$

Os valores das variáveis que entram na expressão da entalpia do ponto 21 podem ser determinadas através das equações de estado da solução. Estas estão representadas no diagrama da figura AV-3.

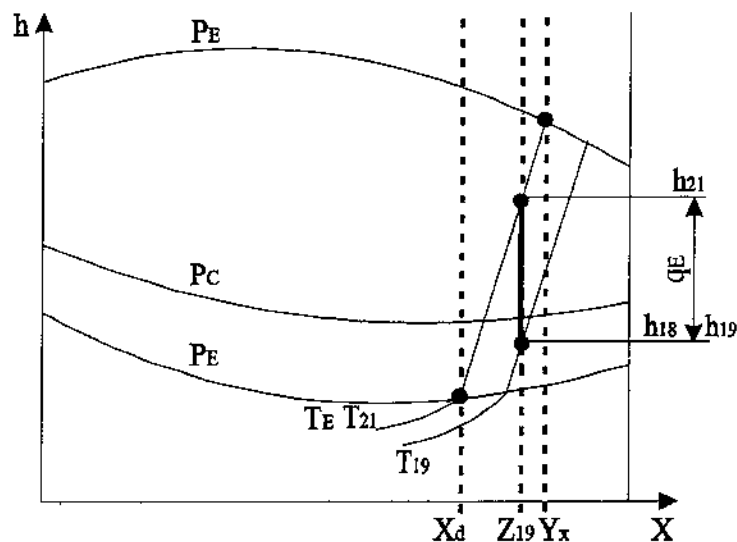


fig. AV-3. Processo de evaporação para operação em regime permanente.

De outra parte deve-se levar em conta que a variação da entalpia do vapor de amônia no evaporador é produto da troca de calor deste com o meio a resfriar, neste caso água mudando de fase (solidificando-se). Para que o balanço no evaporador esteja completo, este calor de solidificação, assim com os calores sensíveis do gelo e da água deverão aparecer na expressão.

Para isto é utilizado o esquema da figura AV-4., onde as fronteiras do sistema estão convenientemente traçadas para obter a equação de balanço térmico global no evaporador, como segue:

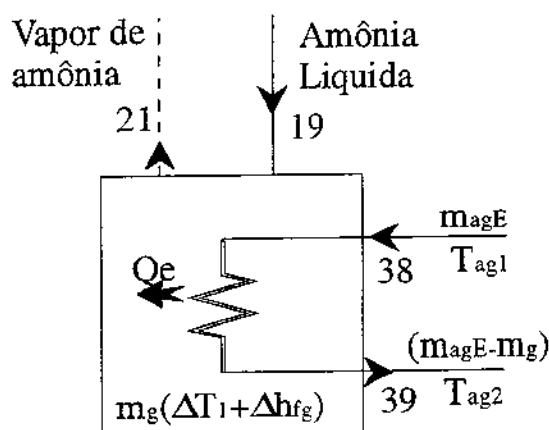


fig. AV-4. Esquema representativo do balanço de energia no evaporador.

Aplicando a 1ª Lei da termodinâmica ao sistema da figura AV-4, pode-se escrever:

$$\sum_e mh - \sum_s mh = -m_g C_{p_g} \Delta T \Big|_{T_g}^{0^\circ C} - m_g \Delta h_{fg}^{0^\circ C} \quad (AV-13)$$

onde:

$C_{p_g} \rightarrow$ calor específico do gelo.

$\Delta h_{fg}^{0^\circ C} \rightarrow$ calor de fusão do gelo a $0^\circ C$.

$$\begin{aligned} m_{19} h_{19} + m_{agE} h_{agE1} - m_{21} h_{21} - (m_{agE} - m_g) h_{agE2} \\ = -m_g (C_{p_g} \Delta T \Big|_{T_g}^{0^\circ C} + \Delta h_{fg}^{0^\circ C}) \end{aligned} \quad (AV-14)$$

$$m_{19} (h_{21} - h_{19}) = m_g (C_{p_g} \Delta T_1 + C_{p_{ag}} \Delta T_2 + \Delta h_{fg}^{0^\circ C}) \quad (AV-15)$$

onde:

$$\Delta T_1 = 0 - T_g$$

$$\Delta T_2 = T_{ag}^{amb} - 0$$

Dos diagramas das figuras AV-1 e AV-3 pode-se completar a análise da eficiência do evaporador, na sua operação em regime permanente. Para isto deve ser substituído o valor de X_E pelo valor de Z_{19} , e o valor de X_{LF} pelo valor de X_d . Deduz-se então que o fator de eficiência do evaporador tem a forma:

$$\vartheta = \frac{1 - Z_{19}}{1 - X_d} \quad (AV-16)$$

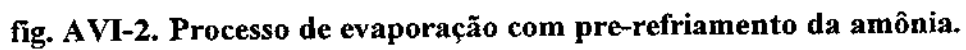
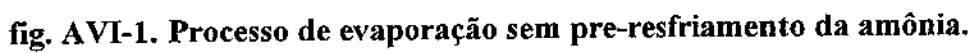
ANEXO VI: Subresfriador de amônia.

A colocação do sub-resfriador de amônia antes do evaporador apresenta diversas vantagens para o melhor desempenho da máquina de absorção. Dentre estas se destaca o aumento do coeficiente de desempenho através do aumento da quantidade de calor absorvido no evaporador.

Para notar-se o efeito direto sobre o desempenho da máquina devido à colocação do sub-resfriador de amônia, pode-se fazer uma comparação da operação desta, com e sem este componente.

Na figura AVI-1. está representado o processo de evaporação sem pre-resfriamento da amônia (ou solução de alta concentração). Nesta observa-se como o processo de evaporação começa perto da saturação do líquido condensado, que é a condição de saída do condensador. Assim, devido à constância da entalpia no processo de expansão, a temperatura de início do processo de evaporação é bastante alta, precisando-se portanto maior quantidade de fluxo de amônia ao evaporador para cobrir as exigências do projeto.

Superpondo os dois processos de evaporação (com e sem pre-resfriamento), como é mostrado na figura AVI-2. pode-se conferir as vantagens da colocação deste componente. A primeira é a diminuição da temperatura da amônia à entrada do evaporador, aumentando o efeito frigorífico específico.



239

$$\text{COP} = \frac{Q_E + \Delta Q_E}{Q_D + \sum W_i} \quad (\text{AVI-01})$$

onde:

$Q_D \rightarrow$ calor subministrado no desorvedor.

$W_i \rightarrow$ Trabalho subministrados à bomba de solução e demais equipamentos auxiliares.

No subresfriador de amônia o líquido refrigerante, antes de atingir a válvula de expansão é resfriado desde T_{17} até T_{18} , enquanto que o vapor saindo do evaporador é aquecido desde T_{21} até T_{22} , sem nenhuma mudança na concentração dos fluidos. O calor trocado entre o vapor e a solução de alta concentração pode-se determinar através do balanço de energia:

$$q_{SR} = (h_{17} - h_{18}) = C_{p_l} (T_{17} - T_{18}) \quad (\text{AVI-02})$$

ou

$$q_{SR} = (h_{22} - h_{21}) = C_{p_v} (T_{22} - T_{21}) \quad (\text{AIV-03})$$

O resfriamento do líquido e o superaquecimento do vapor dependem da razão dos calores específicos do líquido e do vapor respetivamente:

$$T_{18} - T_{17} = \frac{C_{p_v}}{C_{p_l}} (T_{22} - T_{21}) \quad (\text{AVI-04})$$

Com amônia como refrigerante $\frac{C_{p_v}}{C_{p_l}} \approx 0.5$, ou seja, o resfriamento obtido no líquido é

aproximadamente a metade do aquecimento do vapor. Isto significa que o vapor úmido que sai do evaporador pode ser secado durante o processo de subresfriamento, melhorando o desempenho do absorvedor, o que pode ser considerada outra vantagem deste componente.

Observando as figuras AVI-1 e AVI-2 pode-se notar a diferença entre ambas com respeito à colocação do ponto 19 na fase líquida. Desta comparação desprende-se que com a utilização do subresfriamento, a quantidade de líquido no fluxo que vai no evaporador, após passar a válvula de expansão, é muito maior e de maior concentração do que no caso em que não é empregado o subresfriador, e ao final é este líquido que efetua o efeito frigorífico, pelo que esta pode-se considerar mais uma vantagem do subresfriamento da amônia.

Outra vantagem deste trocador, no caso específico desta instalação, é que ele atua como um amortecedor do regime transitório criado no evaporador, fazendo com que este não afete o trabalho do absorvedor.

ANEXO VII: Processos de geração e retificação de amônia.

Como foi explicado no capítulo 2, devido à abrangência deste trabalho não é possível aprofundar nos complexos processos de transferência de calor e massa que acontecem no grupo desorvedor-coluna de destilação-retificador, mesmo porque na atualidade não se conta com a estrutura experimental necessária para avaliação dos coeficientes de troca térmica e de massa no interior deste grupo.

Para se obter uma boa simulação do sistema é importante estabelecer um modelo matemático plausível para este grupo gerador, pois o efeito frigorífico do ciclo de absorção, e consequentemente o coeficiente de desempenho, dependem diretamente da concentração do vapor expulso deste componente.

Na figura AVII-1. pode-se observar o efeito da baixa concentração do vapor expulso do grupo gerador, especificamente do retificador. Observa-se como o efeito frigorífico diminui dramaticamente quando a concentração de amônia do vapor gerado é relativamente baixa e a temperatura máxima de evaporação é mantida constante devido às exigências do projeto.

Isto implica que para manter a demanda de frio é preciso um maior fluxo de amônia ao evaporador, o que significa um maior fluxo de calor a ser adicionado no desorvedor para obter a mesma capacidade frigorífica, e isto consequentemente implica num menor coeficiente de desempenho da máquina.

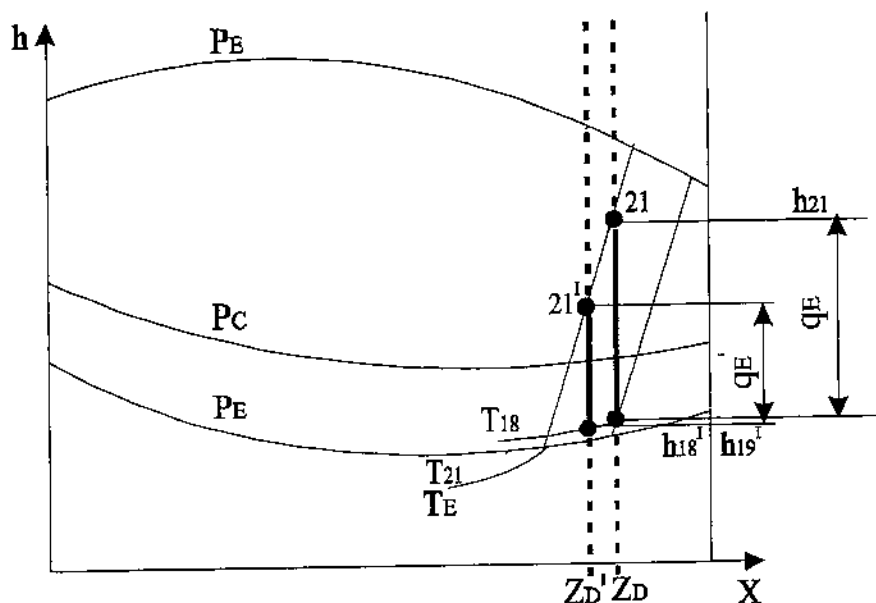


fig. AVII-1. Processo de evaporação em função da concentração.

De outro lado nota-se que ambos os pontos 21 e 21' representam a mistura do vapor com concentração X_{G21} e do líquido com concentração X_{L21} . A única diferença física entre os pontos 21 e 21' é precisamente as quantidades diferentes de vapor e líquido em cada mistura.

Estar o estado final do refrigerante no evaporador na região de mistura implica que o vapor apresenta gotas de líquido que não podem evaporar, e significa que a temperatura de evaporação não é suficientemente alta. Sendo a temperatura máxima de evaporação fixada pelo projeto, estas gotas de água deverão ser levadas em direção ao absorvedor, e dependendo da construção do evaporador, poderão ser arrastadas continuamente pelo vapor, ou ser acumuladas na parte baixa do evaporador e periodicamente retirada deste.

Além deste problemas comentados acima, o coeficiente de desempenho é diminuído também, ao ser afetada a eficiência do processo de evaporação pela baixa concentração do líquido refrigerante de acordo com a análise elaborada no anexo V.

Neste anexo são estabelecidas as bases teóricas para a criação do modelo matemático do grupo gerador que é apresentado no capítulo 2. Embora a coluna de destilação da máquina consista em recheios de anéis rashings, está será modelada como uma coluna de pratos, principalmente por ser um modelo simples (vale lembrar mais uma vez que não se está

aprofundando nos fenômenos físicos que acontecem neste componente), e em segundo lugar porque este modelo é mais geral desde o ponto de vista prático, já que a maioria dos métodos de desenho e avaliação das torres de destilação estão baseadas no conceito de prato teórico.

Na figura VII-2 é apresentado o esquema simplificado do grupo gerador que será empregado para fins da modelagem. Nesta podem-se apreciar os diferentes volumes de controle em que é dividido o grupo gerador para análise dos processos que neste acontece. Através destes volumes são determinadas as equações que constituem o modelo:

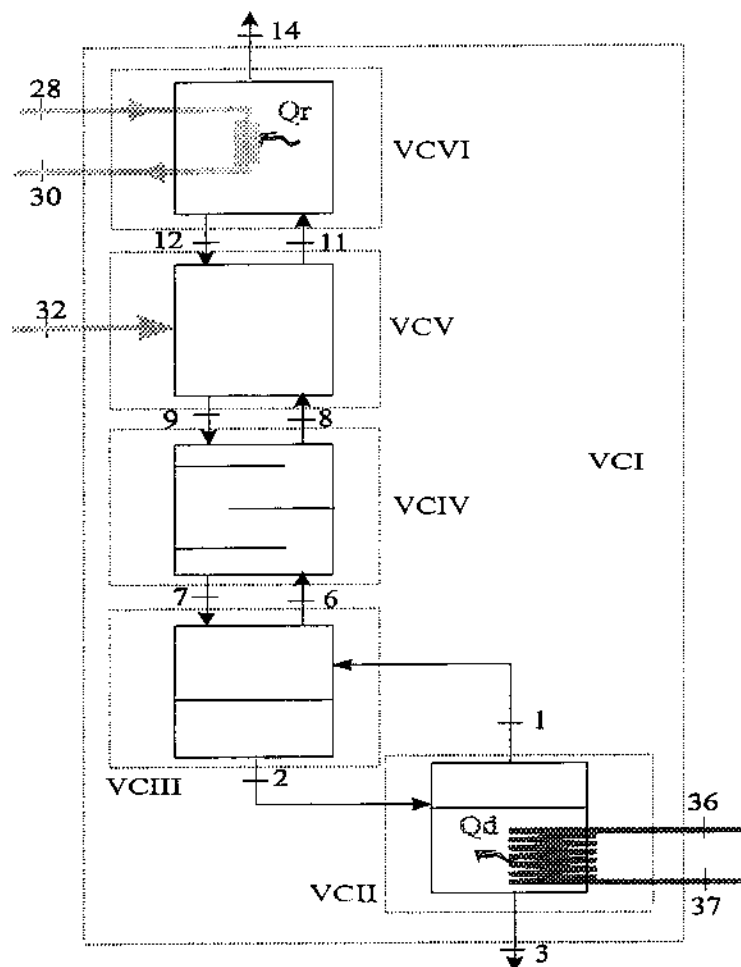


fig. AVII-2. Esquema representativo do grupo gerador.

Neste esquema tem-se informação experimental dos pontos:

- 14 → temperatura (pressão, concentração).

- 28 → temperatura.
- 30 → temperatura.
- 3 → temperatura (concentração).
- 36 → pressão, temperatura.
- 37 → pressão (temperatura).

Estas grandezas colocadas acima são medidas diretamente. As que estão fora dos parênteses indicam que são medidas tomadas diretamente nesse ponto através do sensor apropriado, e dentro do parêntese estão aquelas que são estimados para estes pontos, mas são medidas experimentalmente, mas em outros pontos da instalação, ou que podem ser inferidas diretamente, como no último caso, onde devido ao processo de condensação do vapor de água puro, a temperatura é fixada pela pressão.

Note-se que com a informação experimental disponível, não é possível uma avaliação adequada dos coeficientes de troca de calor e massa dentro deste grupo de equipamentos. Assim, partindo da análise da operação de cada componente, deverão ser feitas algumas considerações para o modelamento adequado destes

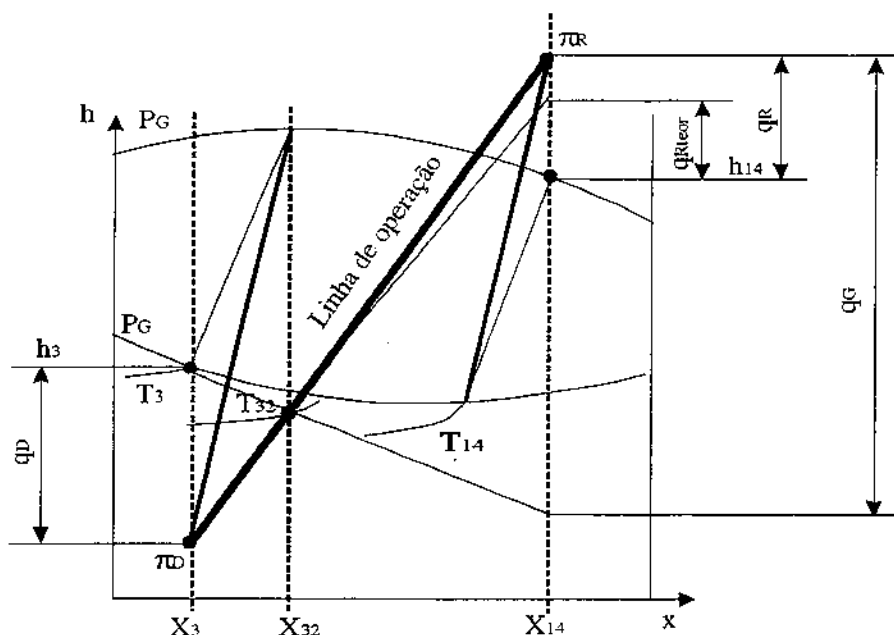


fig. AVII-3. Processo de geração e retificação de amônia.

Na figura AVII-3 é representado o comportamento termodinâmico completo do processo de geração e retificação de amônia, levado a cabo no grupo gerador. O ponto 32, que representa a solução rica saindo do trocador solução-solução e entrando na coluna de destilação, aparece em estado subresfriado, mas este poderia estar saturado, ou em estado de mistura, no caso de houver evaporação antecipada da solução rica no trocador de calor.

Volume de controle I (VC I):

Este volume de controle representa o balanço global no grupo gerador. Através deste podem-se obter as seguintes equações:

i) Balanço de massa

$$m_{32} = m_3 + m_{14} \quad (\text{AVII-01})$$

ii) Balanço de massa de amônia,

$$m_{32} Z_{32} = m_3 X_{L3} + m_{14} X_{G14} \quad (\text{AVII-02})$$

iii) Balanço de energia,

$$m_{32} h_{32} = m_3 h_3 + m_{14} h_{14} + Q_R - Q_D \quad (\text{AVII-03})$$

Na equação (AVII-02) é empregada a concentração total Z_{32} para o fluxo de solução rica, que serve como alimentação à coluna de destilação, pela possibilidade de ocorrência de vaporização dentro do trocador de calor solução-solução, como foi mencionado anteriormente. Este fenômeno poderá ser determinado calculando a temperatura de saturação à pressão e concentração do ponto 32 e comparando-a com a temperatura real. Caso a temperatura de

saturação seja menor então existe vaporização (os detalhes deste fenômeno podem ser revistos no anexo IX).

Volume de controle II (VC II):

Este volume de controle engloba o desorvedor, onde é efetuada pela primeira vez a separação da amônia. Neste podem ser deduzidas as seguintes equações:

i) Balanço de massa

$$m_2 - m_1 - m_3 = 0 \quad (\text{AVII-04})$$

ii) Balanço de massa de amônia

$$m_2 XL_2 - m_1 XG_1 - m_3 XL_3 = 0 \quad (\text{AVII-05})$$

iii) Conservação da energia,

$$m_{36} (h_{36} - h_{37}) = Q_D \quad (\text{AVII-06})$$

$$(m_2 h_2 - m_1 h_1 - m_3 h_3) = Q_D \quad (\text{AVII-07})$$

iv) Transferência de calor,

$$Q_D = (UA)_D \Delta T_D \quad (\text{AVII-08})$$

onde:

$$\Delta T_D = f_{0D} \text{DMLT}$$

$$\text{DMLT}_D = \frac{(T_3 - T_2)}{\ln \left(\frac{(T_{36} - T_2)}{(T_{37} - T_3)} \right)}$$

Neste caso o desorvedor é constituído por um trocador de calor de tubo e carcaça vertical, com um passe para o vapor e um passe para a solução em ebulição. É considerado o coeficiente de correção para o DMLT igual à unidade ($f_{0D} = 1$).

v) Transferência de massa no líquido,

$$T_3 = T_{3E}(P_D, XL_3) + DEVL_D \quad (AVII-09)$$

O termo de desvio da temperatura de equilíbrio que representa a transferência de massa no líquido, $DEVL_D$, pode ser determinado experimentalmente. A temperatura real T_3 é determinada diretamente, e a temperatura de equilíbrio T_{3E} é determinada através da pressão e a concentração no próprio ponto.

vi) Transferência de massa no vapor,

$$T_1 = T_3 + DEVG_D \quad (AVII-10)$$

Este termo $DEVG_D$, que representa a transferência de massa no vapor é considerado nulo, pela impossibilidade de se medir atualmente a temperatura do vapor a saída do desorvedor.

vii) Equilíbrio no ponto 1,

$$XG_1 = XG_{1E}(T_1, P_D) \quad (AVII-11)$$

Neste caso é considerado que o vapor é saturado e está em estado de equilíbrio termodinâmico.

Volume de controle III (VC III)

O volume de controle III representa um receptor onde cai o líquido proveniente da coluna de destilação. Devido à pouca capacidade de transferir massa e energia, pela não existência de uma superfície de troca efetiva, é considerado que não há transferência de calor e massa entre o vapor e líquido neste componente.

Assim as equações neste volume de controle são:

i) Conservação total da massa,

$$m_7 - m_2 = 0 \quad (\text{AVII-12})$$

$$m_6 - m_1 = 0 \quad (\text{AVII-13})$$

ii) Conservação das espécies químicas,

$$m_7 XL_7 - m_2 XL_2 = 0 \quad (\text{AVII-14})$$

$$m_6 XG_6 - m_1 XG_1 = 0 \quad (\text{AVII-15})$$

iii) Conservação da energia,

$$m_7 h_7 - m_2 h_2 = 0 \quad (\text{AVII-16})$$

$$m_6 h_6 - m_1 h_1 = 0 \quad (\text{AVII-17})$$

Volume de controle IV (VC IV)

Neste volume de controle encontra-se a coluna de destilação. Aqui é importante notar que o projeto desta coluna, onde só foram empregados recheios de anéis, não é típica deste tipo de sistema, que separa uma mistura tão miscível como o par água-amônia. Geralmente é empregada coluna de pratos ou combinação de pratos e recheios de anéis.

Não entanto é bom lembrar que esta máquina foi concebida inicialmente para ser operada em barcos pesqueiros, cujo movimento, comprometia a adequada operação dos pratos da coluna.

Através dos balanços globais no volume de controle IV podem ser obtidas as seguintes equações:

i) Conservação total da massa,

$$m_9 + m_6 - m_7 - m_8 = 0 \quad (\text{AVII-18})$$

ii) Conservação das espécies químicas,

$$m_9 XL_9 + m_6 XG_6 - m_7 XL_7 - m_8 XG_8 = 0 \quad (\text{AVII-19})$$

iii) Conservação de energia,

$$m_9 h_9 + m_6 h_6 - m_7 h_7 - m_8 h_8 = 0 \quad (\text{AVII-20})$$

iv) Equilíbrio no vapor,

$$XG_8 = XG_E(T_8, P_8) \quad (\text{AVII-21})$$

v) Transferência de massa no líquido,

$$T_7 = T_8 + \text{DEVL}_{\text{CD}} \quad (\text{AVII-22})$$

Aqui é considerado o ponto 8 como vapor saturado em estado de equilíbrio termodinâmico. O coeficiente de desvio da temperatura de equilíbrio DEV_{LCD} do líquido na coluna é considerado nulo, pela impossibilidade de sua estimação, pelo que o líquido que sai da coluna é considerado em equilíbrio com o vapor que deixa a coluna.

Evidentemente este modelo pertence à operação de um prato teórico, e não à operação de uma coluna de recheios, com fluxos de vapor e líquidos em contracorrentes, na qual teoricamente o vapor à saída estaria em equilíbrio com o líquido que entra na coluna.

Este recurso é empregado devido à falta um modelo adequado da transferência de calor e massa dentro da coluna de recheio, sem o qual é muito difícil prever a operação desta, e obter matematicamente as condições termodinâmicas dos pontos de entrada e saída da coluna, para serem empregados nos restantes volumes de controle.

Na figura AVII-3 aparece a representação do processo termodinâmico que ocorre desde o gerador até o retificador. Observe-se como aparece a linha de operação principal e mais duas linhas de operação secundárias, que unem a linha principal com as temperaturas de equilíbrio do desorvedor e do retificador respectivamente. Estas duas linhas representam os processos nas colunas de recheios da região de destilação e da região de retificação.

Para o caso do retificador, que será analisado posteriormente, são conhecidos experimentalmente o calor retirado deste, através do condensador parcial, e o estado do vapor à saída. Entretanto, da coluna de destilação não há informação experimental de nenhum parâmetro de entrada ou saída, razão pela qual é empregada a metodologia de coluna de pratos em equilíbrio para este componente.

Esta metodologia parte das seguintes hipóteses:

- i) O vapor que deixa cada prato está em equilíbrio com o líquido que deixa o próprio prato.
- ii) A relação entre o vapor, que está subindo de um prato para o seguinte, e do líquido, que está descendo entre estes mesmos pratos, está estabelecida pela linha de operação.
- iii) Processo totalmente adiabático.

Para a simulação são empregados tantos pratos como forem necessários ate atingir os valores dos parâmetros de saída e entrada do grupo, apresentados no balanço geral, o mais perto possível dos valores experimentais. Com isto o diagrama termodinâmico da figura AVII-3. é transformado no diagrama da figura AVII-4.

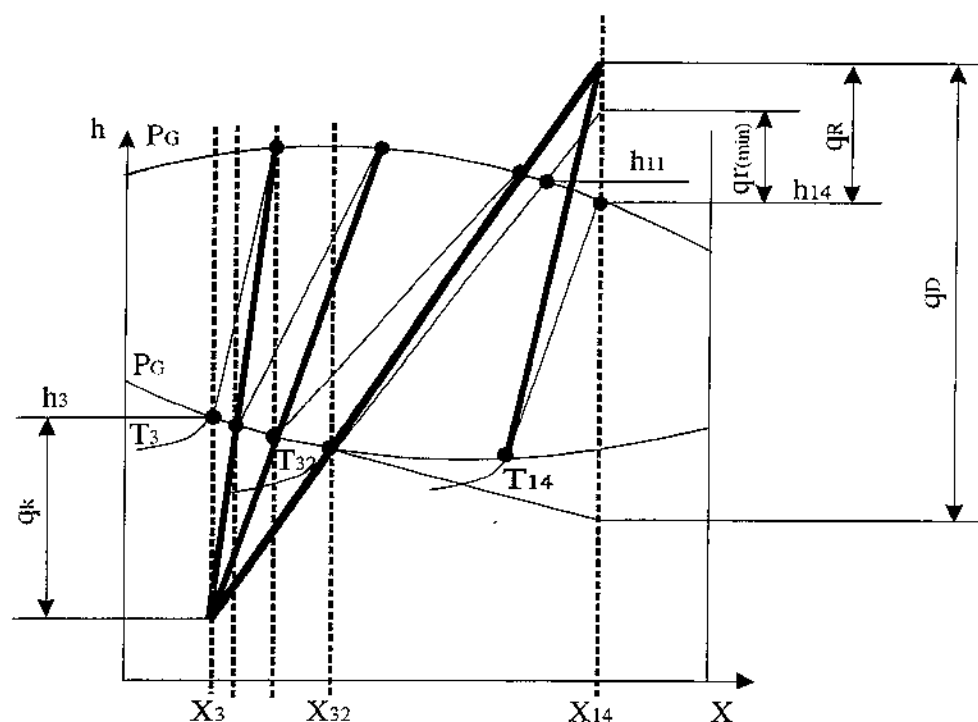


fig. AVII-4. Processo de geração e retificação de amônia empregando coluna de pratos na região de destilação.

Desta forma entre os pontos 6-7 e 8-9 apresentados na figura AVII-2 são inserido uma serie de novos pontos *fictícios* para representar os balanços nos pratos hipotéticos que substituem o recheio de anéis rashing da coluna de destilação. Cada linha obscura à esquerda da linha de operação principal é a linha que representa a operação de cada prato.

Volume de controle V (VC V)

Este volume de controle representa a região dentro da torre onde é injetada a solução rica proveniente do trocador de calor solução-solução. Como no caso do volume de controle III, aqui não existe uma superfície efetiva para a troca de calor e massa, pelo que se considera que estes

fenômenos não acontecem entre o vapor que ascende da coluna de destilação e o líquido que desce do retificador. Assim as equações neste volume são:

i) Conservação total de massa,

$$(1 - U_{32})m_{32} + m_{12} - m_9 = 0 \quad (\text{AVII-23})$$

$$m_{11} - m_8 - U_{32}m_{32} = 0 \quad (\text{AVII-24})$$

ii) Conservação das espécies químicas,

$$(1 - U_{32})m_{32}XL_{32} + m_{12}XL_{12} - m_9XL_9 = 0 \quad (\text{AVII-25})$$

$$m_{11}XG_{11} - m_8XG_8 - U_{32}m_{32}XG_{32} = 0 \quad (\text{AVII-26})$$

iii) Conservação da energia,

$$(1 - U_{32})m_{32}h_{32} + m_{12}h_{12} - m_9h_9 = 0 \quad (\text{AVII-27})$$

$$m_{11}h_{11} - m_8h_8 - U_{32}m_{32}h_{32} = 0 \quad (\text{AVII-28})$$

Volume de controle VI (VC VI)

O volume de controle VI representa o retificador. Este consiste de um trocador de tubo e carcaça vertical, com os tubos enchidos com anéis rashing, por onde circula e condensa o vapor, que entra no estado 11 e sai no estado 14. Deste são conhecidos, por via experimental, o calor retirado do retificador através do fluxo de solução forte que circula por fora dos tubos, e o estado 14 do vapor à saída do retificador. As equações que modelam o processo de retificação são:

i) Conservação total de massa,

$$m_{11} - m_{12} - m_{14} = 0 \quad (\text{AVII-29})$$

ii) Conservação das espécies químicas,

$$m_{11}XG_{11} - m_{12}XL_{12} - m_{14}XG_{14} = 0 \quad (\text{AVII-30})$$

iii) Balanço de energia,

$$m_{28}(h_{30} - h_{28}) = Q_R \quad (\text{AVII-31})$$

$$m_{11}h_{11} - m_{14}h_{14} - m_{12}h_{12} = Q_R \quad (\text{AVII-32})$$

iv) Transferência de calor,

$$Q_R - (UA)_R \Delta T_R = 0 \quad (\text{AVII-33})$$

onde:

$$\Delta T_R = f_{0R} \text{DMLT}_R$$

$$\text{DMLT}_R = \frac{(T_{11} - T_{30}) - (T_{14} - T_{28})}{\ln \left(\frac{(T_{11} - T_{30})}{(T_{14} - T_{28})} \right)}$$

Neste caso o líquido e o vapor estão em contracorrente, pelo que o coeficiente de correção do DMLT_R é considerado igual à unidade ($f_{0R}=1$)

v) Transferência de massa no lado do líquido,

$$T_{12} = T_{12E}(P_{12}, XL_{12}) + DEVL_R \quad (\text{AVII-34})$$

vi) Transferência de calor e massa no lado do vapor,

$$T_{14} = T_{12} + DEVG_R \quad (\text{AVII-35})$$

vii) Equilíbrio no ponto 14,

$$X_{14} = X_{14E}(P_{14}, T_{14}) \quad (\text{AVII-36})$$

Das equações acima deduz-se que os coeficiente de desvio da temperatura de equilíbrio, devido à transferência de massa no líquido e no vapor, são considerados nulos, o que significa que a temperatura do vapor e do refluxo são iguais e estão em equilíbrio termodinâmico, e o vapor saindo do retificador é considerado saturado.

Além das equações acima, é empregado o conceito de eficiência da retificação para a simulação deste trocador de calor e massa. Esta é definida como:

$$\eta_R = \frac{(XG_{14} - XG_{13})}{(XG_{13} - XL_{12})} \quad (\text{AVII-37})$$

ou

$$\eta_R = \frac{m_{12\text{teor}}}{m_{12}} \quad (\text{AVII-38})$$

Sistema de resfriamento:

O calor de retificação pode ser extraído através da água de resfriamento utilizada na torre de resfriamento evaporativa, onde estão localizados o condensador, absorvedor e resfriador de solução pobre. Não entanto a solução de projeto foi empregar parte, (ou toda) a solução rica

proveniente do absorvedor para resfriar o vapor no retificador, com isto poder-se-á aproveitar o calor de retificação aumentando o coeficiente de desempenho.

Este arranjo pode ser feito se a diferença de temperaturas entre os fluxos que trocam calor é suficientemente grande. De todas formas não é recomendável empregar o fluxo total de solução rica para levar a cabo esta função, se este for o caso, a solução rica se poderia aquecer muito no retificador, diminuindo na mesma proporção sua capacidade de absorver calor no trocador solução-solução.

Assim, a solução pobre indo para o absorvedor após sair do trocador solução-solução poderia estar a uma temperatura muito alta, incrementado a carga térmica no absorvedor. Desde o ponto de vista energético este esquema de resfriamento do vapor destilado no retificador, pode não oferecer nenhuma vantagem quando comparado com o emprego de água da torre de resfriamento.

Por tanto, termodinamicamente, o melhor arranjo para efetuar a retificação do vapor é dividir o fluxo de solução rica saindo do absorvedor de forma que fa kg de solução rica flui através do retificador, enquanto que $(m_{SR} - fa)$ flui pelo trocador de calor solução-solução.

O fluxo máximo de solução rica fa que pode passar pelo retificador sem afetar a operação do absorvedor, pode ser calculado mediante o balanço de energia térmica no trocador de calor solução-solução:

$$(m_{SR} - fa)(h_{32} - h_{27}) = (m_{27} - fa)(h_{32} - h_{27}) = m_3(h_3 - h_{33}) \quad (AVII-39)$$

ou

$$(m_{27} - fa)Cp_{SR}(T_{32} - T_{27}) = m_3Cp_{SP}(T_3 - T_{33}) \quad (AVII-40)$$

das equações acima pode-se obter:

$$fa = m_{27} - m_3 \frac{Cp_{SP}(T_3 - T_{33})}{Cp_{SR}(T_{32} - T_{27})} \quad (AVII-41)$$

ANEXO VIII: Processo de absorção.

A função do absorvedor é manter a pressão desejada no lado de baixa e dissolver o vapor refrigerante no absorvente, de forma que este possa retornar ao lado de alta pressão, sem empregar uma grande quantidade de trabalho mecânico para sua compressão.

Ambas funções podem ser levadas a cabo devido à afinidade do absorvente (água) pelo vapor refrigerante. A pressão mantida no absorvedor estará fixada pela natureza do absorvente, sua concentração e sua temperatura.

O processo de absorção entre estas duas substâncias é exotérmico, pelo que o calor gerado deverá ser continuamente retirado para manter o próprio processo. De outro lado este calor deverá ser liberado a uma temperatura suficientemente alta para que este possa fluir para o sorvedouro de calor.

É importante significar o que é conhecido como o “*grau de compressão*” que aparentemente é levado a cabo quando o vapor refrigerante é dissolvido no absorvente. Por exemplo, se 2 kg com 10 % de uma solução de água-amônia a 49°C (volume = 0.00212 m³) absorve 1 kg de vapor saturado de amônia a 30°C (volume = 0.257 m³), resultará em 3 kg de solução com concentração de 40 %, que resfriada a 49°C terá um volume de 0.00355 m³. O incremento do volume do líquido será de (0.00355 – 0.00212) = 0.00143 m³, e a relação de compressão aparente será portanto

$\frac{0.257}{0.00143} = 180$. Esta alta “*taxa de compressão*” demonstra a efetividade deste absorvedor como “*compressor*”.

Para calcular o calor de absorção deve-se conhecer o processo que sofre uma mistura contendo 1 kg de amônia em estado gasoso numa grande quantidade de absorvente (solução de baixa concentração), que possui uma concentração X , uma pressão P e uma temperatura T . Este processo pode ser descrito como sugeriu Lorenz:

- a) O gás de amônia superaquecido à temperatura T e pressão P será resfriado até atingir a temperatura de saturação T_s .

Sendo Cp_G o calor específico do gás entre T e T_s , h a entalpia do gás superaquecido e h_{vs} a entalpia do gás saturado, o calor liberado durante estes processo de resfriamento de 1kg de NH_3 fica determinado como:

$$Cp_G(T - T_s) = h - h_{vs} \quad (AVIII-01)$$

- b) O gás a pressão P e temperatura T_s condensa e durante este processo o calor latente ($r = h_{vs} - h_{ls}$) deverá ser retirado. Aqui h_{ls} é a entalpia do líquido saturado à temperatura de saturação T_s .

- c) O líquido condensado à temperatura de saturação terá que ser aquecido até a temperatura do absorvente T , que é mais alta do que a temperatura de saturação da amônia pura. Sendo Cp_L o calor específico do refrigerante líquido entre as temperaturas T e T_s , e h_L a entalpia do refrigerante líquido à temperatura T , a quantidade de calor fornecida neste processo será:

$$Cp_L(T - T_s) = h_L - h_{ls} \quad (AVIII-02)$$

- d) O líquido refrigerante é dissolvido no absorvente e o calor de dissolução l deverá ser retirado

A soma destes valores dará o calor da dissolução total L de um refrigerante gasoso numa mistura líquida.

$$L = C_{p_G}(T - T_s) + r - C_{p_L}(T - T_s) + l \quad (\text{AVIII-03})$$

$$L = (C_{p_G} - C_{p_L})(T - T_s) + (r + l) \quad (\text{AVIII-04})$$

ou

$$L = (h - h_{vs}) - (h_L - h_{LS}) + (h_{vs} - h_{LS}) + l \quad (\text{AVIII-05})$$

$$L = (h - h_L) + l \quad (\text{AVIII-06})$$

Como os calores específicos do vapor e do líquido refrigerante são valores praticamente iguais, pode-se escrever que:

$$L = r + l \quad (\text{AVIII-07})$$

O calor de dissolução l nesta mistura é positivo, pelo que o calor de absorção é sempre maior do que o calor latente de condensação do refrigerante puro.

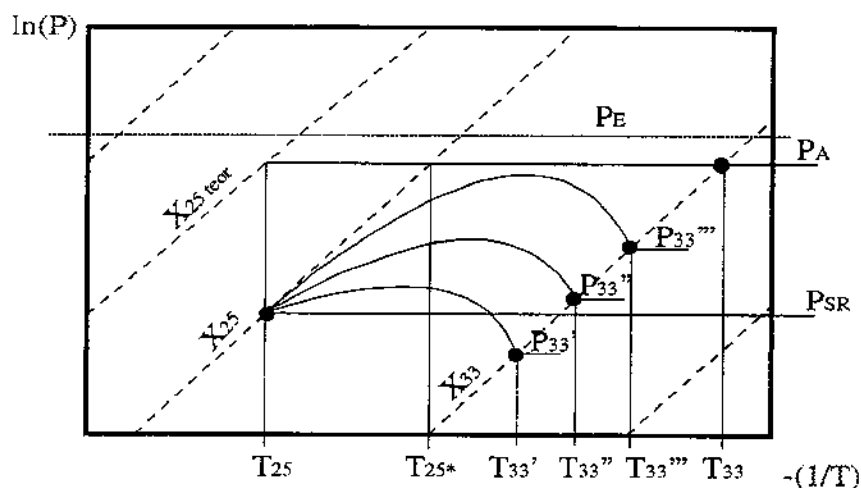


fig. AVIII-1. Processo de absorção.

Num processo de absorção ideal existe uma condição de equilíbrio entre o vapor refrigerante e a solução absorvente em cada ponto do processo, isto é, o equilíbrio é atingido em todo instante durante todo o processo. De outro lado a pressão de saturação da solução P_s é igual à pressão do absorvedor P_A através de todo o processo.

Na figura AVIII-1. é mostrado o processo de absorção ideal pela linha reta grossa, na qual a solução fraca é enriquecida continuamente desde a concentração inicial X_{33} até a concentração final X_{25} , ao mesmo tempo esta é resfriada desde a temperatura T_s até a temperatura T_{25} .

Este processo de absorção ideal precisa de uma superfície de transferência de calor e massa infinita, e de um tempo infinitamente grande para que estes dois processos possam acontecer reversivelmente. O absorvedor possui uma superfície bem definida de troca de calor e massa, e também um tempo definido para que a solução absorva certa quantidade de vapor refrigerante.

Da mesma forma que a transferência de calor precisa de uma diferença de temperaturas como força motriz, a transferência de massa através da interface gás - líquido precisa de uma diferença de concentrações, que pode ser expressa através da desigualdade das pressões parciais. Esta diferença de pressões é estabelecida entre a pressão parcial do vapor refrigerante e a pressão parcial do vapor em equilíbrio com o líquido absorvente. Nas mesmas condições de operação, esta diferença de pressão será maior quanto menor seja a superfície de transferência e quanto mais rápido aconteça o processo de absorção.

Para manter a pressão de evaporação, que é quase igual à pressão de absorção, deve ser provocada uma queda da pressão parcial da solução absorvente. Isto pode ser feito através do subresfriamento da solução. Esta é subresfriada antes da sua entrada no absorvedor, e o processo deve ser feito durante todo o tempo sob temperatura de subresfriamento.

Na figura AVIII-1. é considerado o estado 33'' com temperatura T_{33}'' e pressão parcial da solução pobre P_{33}'' como o estado de entrada no absorvedor. A saída da solução rica está marcada pelo estado 25 com pressão parcial P_{SR} , concentração X_{25} e temperatura T_{25} .

Dependendo do grau de subresfriamento da solução pobre, a pressão parcial da mesma pode ser menor (P_5') maior (P_5'', P_5''') e até igual a pressão parcial da solução rica P_{SR} . O processo real entre estados ($5'$, $5''$ ou $5'''$) e o estado à saída (25) pode ser mostrado por uma curva, que apresenta características gerais que podem ser descritas como se segue: na entrada da solução pobre

no absorvedor acontece uma forte absorção do gás que faz aumentar a pressão parcial da solução pobre que vai enriquecendo-se em direção à pressão total do absorvedor P_A . Com isso, a pressão da solução vai ficando perto de P_A , que é a pressão de saturação teórica, e consequentemente, o processo de absorção do gás começa a perder velocidade. De outro lado, devido ao resfriamento no absorvedor, a pressão parcial da solução rica tende a cair para a pressão final P_{SR} . Em cada caso este processo vai depender da construção do absorvedor. O processo ideal de absorção até o estado 25 depende principalmente da temperatura da água de resfriamento, e termina com temperatura T_{25} e concentração X_{25teor} , enquanto que no processo real de absorção, a solução rica atinge somente a concentração X_{25} por causa da pressão parcial da solução T_{33} .

Considerando-se o processo real de absorção à pressão P_A , o estado final da solução é X_{25} , com temperatura T_{25}^* . Na realidade, o estado final da solução rica é um estado subresfriado em relação à pressão de saturação da solução P_A . Assim, a diferença entre as temperaturas T_{25}^* e T_{25} é o valor do subresfriamento.

Como foi explicado anteriormente a concentração real da solução rica atinge somente o valor de X_{25} , enquanto que o processo ideal atingiria o estado X_{25teor} . Com estes valores a eficiência do absorvedor pode ser calculada como:

$$\eta_A = \frac{X_{25} - X_{33}}{X_{25teor} - X_{33}} \quad (AVIII-08)$$

Este processo real de absorção não perfeito resulta em concentração menor da solução rica, que implica um maior fluxo específico. O fluxo específico teórico pode ser calculado em função das concentrações, e a eficiência da absorção pode ser descrita também da seguinte forma, se X_v é a concentração do vapor, f_{teor} o fluxo de solução rica teórica, e f o fluxo de solução rica real, tem-se:

$$f_{teor} = \frac{X_v - X_{33}}{X_{25teor} - X_{33}} \quad (AVIII-09)$$

$$f = \frac{X_v - X_{33}}{X_{25} - X_{33}} \quad (\text{AVIII-10})$$

$$\eta_A = \frac{f_{\text{teor}}}{f} \quad (\text{AVIII-11})$$

ANEXO IX: Trocador de calor solução - solução.

Devido ao fato de que a temperatura T_3 da solução pobre saindo do desorvedor é mais alta do que a temperatura da solução rica à saída do retificador (T_{31}), é colocado o trocador de calor solução-solução, que permite a troca de calor entre estes dois fluxos.

Com este aumento de temperatura da solução rica, o calor que é necessário subministrar-lhe no gerador diminui de forma considerável. Considerando que esta redução da quantidade de calor fornecido seja ΔQ_D , pode-se estabelecer que o coeficiente de desempenho (COP) da instalação aumentará segundo a seguinte relação:

$$COP = \frac{Q_E}{(Q_D - \Delta Q_D) + \sum Q_L} \quad (AIX-01)$$

onde $\sum Q_L$ representa o trabalho consumido pela bomba d solução e pelos equipos auxiliares que garantem a operação adequada do sistema.

No esboço do diagrama de Merkel-Bonsjakovic da figura AIX-1 pode-se observar o efeito do trocador de calor sobre o processo de separação da solução rica. Geralmente o trocador é desenhado para que a solução rica possa atingir uma temperatura próxima da temperatura de saturação.

Quando a solução rica atinge a temperatura de saturação, o efeito de redução do calor subministrado no gerador é máximo, mas pela possibilidade de acontecer vaporização da solução durante certos regimes de operação da máquina, o trocador de calor interno é desenhado para a solução atingir apenas uma temperatura próxima à saturação.

Para conhecer a existência de vaporização no trocador de calor interno durante a operação da máquina deverá ser comparada a temperatura de saída da solução rica com a temperatura de saturação desta solução à pressão do gerador, obtida através das equações de estado.

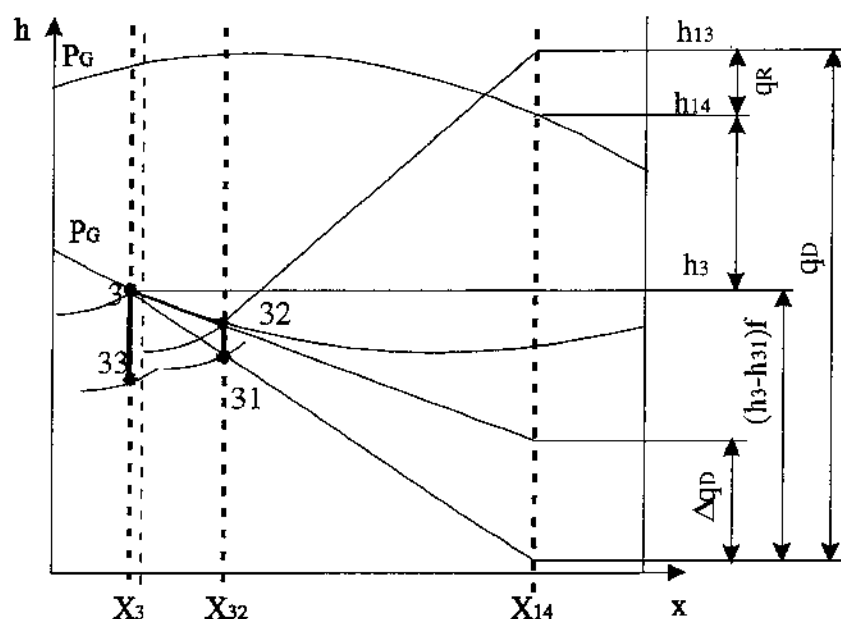


fig. AIX-1. Efeito do trocador de calor interno no processo de desorção.

No caso de ocorrência de vaporização, também a partir das equações de estado podem-se conhecer as concentrações do líquido e do vapor da solução em forma de mistura à saída do trocador. Com estas, e com a concentração total, pode-se determinar o título U, como segue:

$$U_{32} = \frac{Z_{32} - XL_{32}}{XG_{32} - XL_{32}} \quad (\text{AIX-02})$$

A entalpia específica à saída será:

$$h_{32} = (1 - U_{32})h_{32}^L + U_{32}h_{32}^V \quad (\text{AIX-03})$$

No trocador de calor interno, o perfil de temperaturas terá um ponto de descontinuidade correspondente à secção de ocorrência de vaporização, como é mostrado na figura AIX-2.

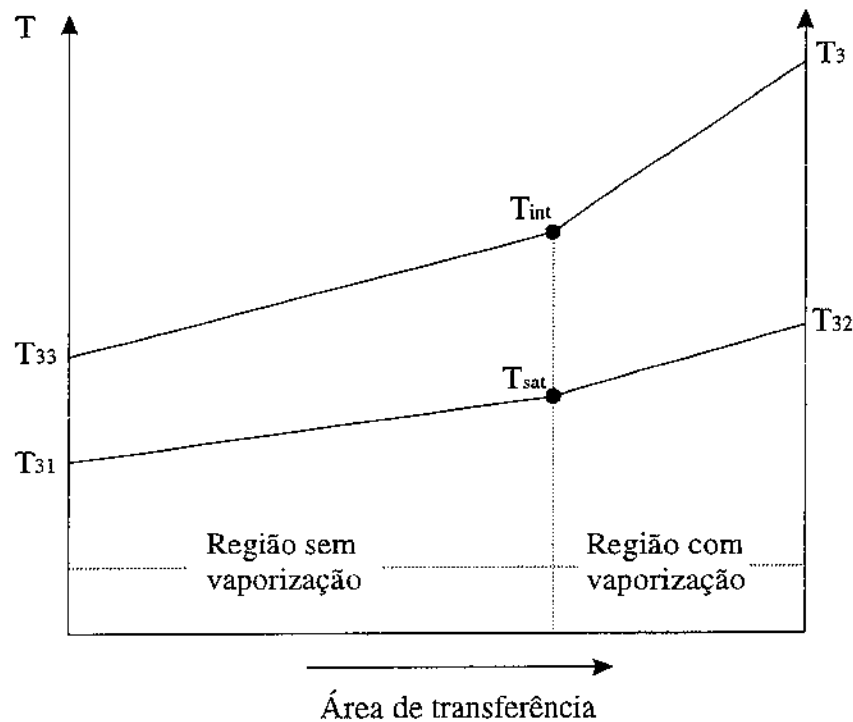


fig.AIX-2. Perfil de temperaturas no trocador de calor com vaporização.

Esta descontinuidade se deve a que os coeficientes de transferência de calor são diferentes para cada uma das duas regiões, e a derivada $\frac{\partial h}{\partial T}$ da solução rica é maior para a região com vaporização.

O calor trocado em todo o trocador é:

$$Q_{TSS} = Q_{TCL} + Q_{TCV} \quad (\text{AIX-04})$$

Aqui Q_{TCL} é o calor trocado correspondente à região sem vaporização, e Q_{TCV} é o calor trocado na região com vaporização. Os valores destes calores são:

$$Q_{TCL} = m_{32} (h_{sat} - h_{31}) \quad (AIX-05)$$

onde:

$$h_{sat} = f(P_{32}, T_{sat}, XL_{32})$$

O calor específico médio da solução pobre é dado por:

$$Cp_{sp} = \frac{h_3 - h_{33}}{T_3 - T_{33}} \quad (AIX-06)$$

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

$$T_{int} = T_{33} + \frac{Q_{TCL}}{m_3 Cp_{sp}} \quad (AIX-07)$$

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

$$A_{TCL} = \frac{Q_{TCL}}{DMLT_L U_{TCL}} \quad (AIX-08)$$

onde:

$$DMLT_L = \frac{(T_{int} - T_{sat}) - (T_3 - T_{31})}{\ln \frac{(T_{int} - T_{sat})}{(T_3 - T_{31})}}$$

A área da região do trocador de calor com vaporização pode ser calculada como:

$$A_{TCV} = A_{TSS} - A_{TCL} \quad (AIX-09)$$

Finalmente, o calor trocado na região com vaporização será:

$$Q_{TCV} = U_{TCV} A_{TCV} DMLT_V \quad (AIX-10)$$

onde:

$$DMLT_V = \frac{(T_3 - T_{32}) - (T_{int} - T_{sat})}{\ln \frac{(T_3 - T_{32})}{(T_{int} - T_{sat})}}$$

O emprego do trocador de calor interno também favorece o desempenho do absorvedor, devido à redução da quantidade de calor a ser extraída deste pela água de resfriamento na torre evaporativa.

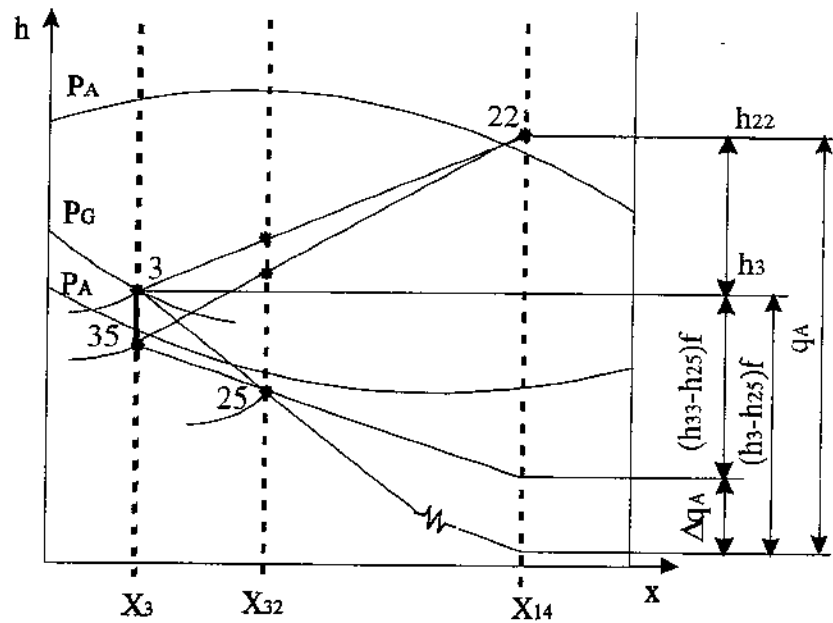


fig. AIX-3. Efeito do trocador de calor interno no processo de absorção.

No diagrama da figura AIX-3, observa-se mediante projeção polar como acontece o resfriamento da solução pobre e sua influência no processo de absorção. Pode-se verificar como o absorvedor sem trocador de calor receberia vapor do evaporador no estado 22, o qual é absorvido pela solução pobre com temperatura T_3 .

Quando é empregado o trocador de calor interno, a solução é formada pelo vapor no estado 22 e a solução pobre com temperatura T_{35} . Pode-se observar a diferença destas duas misturas, e a redução da quantidade de calor a ser retirada do absorvedor.

Esta diferença acontece fundamentalmente pelo fato de que a solução pobre estando em estado de saturação à saída do desorvedor, torna-se uma mistura com certa quantidade de vapor quando é reduzida sua pressão para entrar no absorvedor

Observando o diagrama da figura AIX-3, podem ser tirada as seguintes conclusões:

- a) alimentar o absorvedor com solução pobre em estado de mistura (h3) não é uma condição favorável para o processo de absorção. O emprego do trocador de calor interno reduz a temperatura da solução pobre, e conseqüentemente a extração do calor de absorção será reduzida em Δq_A .
- b) se o processo de absorção for feito à temperatura mínima T_{25} da solução rica à saída do absorvedor em estado de saturação, poderia ser atingida uma maior redução do calor de absorção. Assim, o estado da solução rica deverá ser o mais perto possível do estado saturado, mas desde o ponto de vista prático é recomendado certo subresfriamento para evitar qualquer vaporização na bomba de solução.

Os valores de f apresentados nos diagramas das figuras AIX-01 e AIX-03 podem ser obtidos através dos balanços totais de massa e de amônia em cada equipamento, e são respectivamente:

$$\text{- Para o desorvedor } f = \frac{XG_{14} - XL_3}{XL_{32} - XL_3};$$

$$\text{- Para o absorvedor } f = \frac{XG_{22} - XL_3}{XL_{25} - XL_3}$$

ANEXO X: Perda de pressão nos trocadores e tubulações.

O cálculo da perda de carga na instalação é feita para as tubulações e acessórios que conformam o circuito hidráulico, e para cada trocador de calor que compõe o sistema. Para isto é empregada a metodologia a seguir.

Determinação do coeficiente de fricção.

Em geral o coeficiente de fricção depende do regime de fluxo, representado pelo número de Reynolds, que é determinado pela natureza do fluido e as características geométricas do conduto por onde este escoa. Também depende das características da superfície do conduto, representada pela rugosidade relativa. Empregou-se a seguinte relação para o coeficiente de fricção:

$$\lambda = \lambda \left(Re, \frac{\varepsilon}{D_e} \right) \quad (AX-01)$$

onde λ é o coeficiente de fricção, ε a rugosidade superficial e D_e o diâmetro equivalente do conduto.

Para ser empregado no processo de simulação, é preciso que esta relação para a determinação do coeficiente de fricção seja expressado de forma analítica. Para isto é empregada a relação apresentada a seguir:

$$\lambda = 8(C + AB)^{\frac{1}{12}} \quad (\text{AX-02})$$

onde:

$$C = \left(\frac{8}{\text{Re}} \right)^{12} \quad (\text{AX-03})$$

$$AB = (A + B)^{\frac{3}{2}} \quad (\text{AX-04})$$

$$B = \left(\frac{37350}{\text{Re}} \right)^{16} \quad (\text{AX-05})$$

$$A = \left[2.457 \ln \left(\frac{1}{A'} \right) \right]^{16} \quad (\text{AX-06})$$

$$A' = \left(\frac{7}{\text{Re}} \right)^{0.9} + 0.28 \frac{\varepsilon}{D_e} \quad (\text{AX-07})$$

Determinação da perda de carga em tubulações e acessórios.

As perdas de pressão em escoamento no interior de tubos incluem as perdas por atritos, as perdas nos bocais de entrada e saída, contrações, expansões e mudanças de direção do fluxo. A perda total de pressão é a soma de cada uma destas perdas, que é representada como segue:

$$\Delta P_t = n_t \Delta P_f + \Delta P_b + \Delta P_e \quad (\text{AX-08})$$

onde:

- ΔP_f é a queda de pressão devido à fricção, que é calculada como:

$$\Delta P_f = \lambda \frac{L_t}{De} \frac{\rho V^2}{2} \quad (\text{AX-09})$$

- ΔP_b é a perda de carga nos bocais, que é calculada como:

$$\Delta P_b = 1.8 \frac{\rho V^2}{2} \quad (\text{AX-10})$$

- ΔP_e é a perda por contração e expansão do fluxo, que pode ser calculada como:

- i) Tubos retos com um trajeto

$$\Delta P_e = 0.9 \frac{\rho V^2}{2} \quad (\text{AX-11})$$

- ii) Tubos retos com vários trajetos

$$\Delta P_e = 1.6n_t \frac{\rho V^2}{2} \quad (\text{AX-12})$$

Em todas as equações anteriores ρ é a densidade do fluido e V a velocidade do fluxo que escoar no interior dos tubos.

Determinação da perda de carga nos trocadores de calor.

O cálculo da perda de carga nos trocadores de calor é feita acorde com o tipo de trocador, e depende da localização do escoamento dentro do equipamento, este pode escoar no interior dos tubos, ou condutos, ou através da carcaça.

Assim, para escoamentos no interior dos tubos é empregada a mesma metodologia estabelecida acima, em estes casos se encontram, com certas variações:

- Condensador: neste caso é empregada a equação (AX-09) dividida entre 2, como é estabelecido por Kern (1950), através da ponderação entre as condições de entrada e saída. Segundo este autor esta equação é conservativa, pelo que não precisa adicionar as perdas devido às contrações e bocais. Assim:

$$\Delta P_c = \frac{1}{4} \frac{L_t}{D_e} \rho V^2 \quad (\text{AX-13})$$

- Resfriador de solução pobre: Aqui é empregada a equação (AX-08)
- Absorvedor: É também empregada a equação (AX-09). Neste caso também são ponderadas as condições de entrada e saída no trocador.
- Amônia líquida no sub-resfriador: Neste caso é empregada a equação (AX-08).
- Trocador de calor solução – solução: Aqui também é empregada a equação (AX-08), para ambas soluções, utilizando o diâmetro equivalente na equação (AX-09) quando aplicada a solução pobre. Neste caso, considerando d o diâmetro dos três tubos internos, por onde escoam a solução rica, e D o diâmetro do tubo externo, por onde escoam a solução pobre, a expressão para o diâmetro equivalente tem a forma:

$$D_e = \frac{D^2 - 3d^2}{D + 3d} \quad (\text{AX-14})$$

As perdas de carga nos fluidos que escoam através da carcaça podem ser calculados mediante a expressão apresentada por Kern (1950), onde estabelece que a queda de pressão é proporcional ao número de vezes que o fluxo atravessa o banco de tubos entre as chicanas. Esta expressão tem a forma:

$$\Delta P = \lambda \frac{G_s^2 D_s (N + 1)}{D_e \phi_s} \quad (\text{AX-15})$$

onde G_s é a velocidade da massa que escoar na carcaça [kg/s/m²], D_s é o diâmetro da carcaça, N é o número de chicanas, D_e o diâmetro equivalente para o cálculo da perda de pressão, que neste caso coincide com o empregado para o cálculo da transferência de calor.

$$D_e = \frac{4(Pt^2 - \pi d^2 / 4)}{\pi d} \quad (AX-16)$$

onde Pt é o passo entre tubos e d é o diâmetro externo dos tubos.

O coeficiente ϕ_s é uma correção devido à variação de temperatura no trocador de calor, que leva em conta a variação da viscosidade à temperatura do fluido μ_f , e à temperatura da superfície μ_s , e tem a forma:

$$\phi_s = \left(\frac{\mu_f}{\mu_s} \right)^{0.14} \quad (AX-17)$$

Esta equação é aplicada aos seguintes escoamentos:

- Solução rica no retificador.
- Vapor de amônia no sub-resfriador.
- Solução pobre no desorvedor.

Anexo XI: Equação de estado da solução $\text{NH}_3\text{-H}_2\text{O}$.

Para obter as propriedades de estado da solução água-amônia foi criado um programa de computação que resolve os algoritmos explicados no capítulo 3. Este programa está baseado nas equações e algoritmos apresentados por Ziegler (1984), e consiste de:

- Subrotinas (*functions*) para calcular de forma direta a entalpia, a entropia, o volume específico e o calor específico da solução água-amônia, nos estados gasosos e líquidos, e no estado de mistura (exceto o calor específico), como funções da temperatura, da pressão e da concentração.
- Subrotinas (*procedures*) para calcular de forma iterativa os estados de equilíbrio da solução (relação entre a pressão, temperatura e concentração).

O programa emprega valores reduzidos da seguinte maneira:

- $PR = P/PB$
- $TR = T/TB$
- $VR = V PB/RTB$
- $HR = H/RTB$

- $SR = S/RG$
- $CPR = C_p/RG$

Os valores de referencia para a redução das variáveis são:

- $RG = 8.3143 \text{ J/mol/K}$
- $TB = 100 \text{ K}$
- $PB = 10 \times 10^5 \text{ Pa}$
-

As subrotinas de iteração empregam o método numérico de Newton-Raphson para sistemas de equações não lineares. Pelas condições do equilíbrio de fases somente dois das quatro grandezas (PR, TR, X ou Y) podem ser determinadas a partir de outras duas seleccionadas. As variáveis e os algoritmos empregados são apresentados na tabela AXI-1.

Conhecida (seleccionada)	Determinada (incógnita)	Subrotina
PR,TR	X,Y	ITERX
X,TR	PR,Y	ITERP
Y,TR	PR,X	ITERP
PR,X	TR,Y	ITERT
PR,Y	TR,X	ITERT

Uma síntese das subrotinas para a determinação dos estados de equilibrio e as demais propriedades termodinâmicas são apresentadas a continuação:

Procedures

- ITERX (TR,PR,X,Y,NITER): Calcula X e Y a partir de PR e TR, empregando iteração de Newton. Não converge se $X,Y < 0.01$. Critério de parada : $\Delta X < 0.001$.

- ITERT (KITER,TR,PR,X,Y,NITER): Calcula TR, Y (ou X) a partir de PR, X (ou Y), empregando iteração de Newton. Não converge se $X,Y < 0.01$. Critério de parada: $\Delta T < 0.1$ K.
- ITERP (KITER,TR,PR,X,Y,NITER): Calcula PR, Y (ou X) a partir de TR, X (ou Y), empregando iteração de Newton. Não converge se $X,Y < 0.01$. Critério de parada: $\Delta P/P < 0.001$.
- ITERHT (TR,PR,HR,Z,X,Y,U,NITER): Calcula TR, U e X,Y a partir de HR, PR e da fração total de amônia Z.
- ITERHP (TR,PR,HR,Z,X,Y,U,NITER): Calcula PR, U e X,Y a partir de HR, TR e da fração total de amônia Z.
- PUMPE (TR1,TR2,PR1,PR2,X,HR1,HR2,ETAP,PPUMP): Calcula a temperatura à saída TR2, a entalpia à saída HR2 e a potência PPUMP requerida pela bomba, a partir da temperatura de sucção TR1, a pressão de sucção PR1, a pressão à saída PR2, a fração molar X, a entalpia de sucção HR1 e a eficiência da bomba ETAP.

Functions

- VRM (TR,PR,X,Y,U,J): Calcula o volume reduzido da solução no sistema de duas fases vapor/líquido.
- HRM (TR,PR,X,Y,U,J): Calcula a entalpia reduzida da solução no sistema de duas fases vapor/líquido.
- SRM (TR,PR,X,Y,U,J): Calcula a entropia reduzida da solução no sistema de duas fases vapor/líquido.

- CPR (TR,PR,X,Y,U,J): Calcula o calor específico reduzido da solução no sistema de duas fases vapor/líquido (somente empregado nas fases vapor ou líquido, não pode ser utilizado no sistema bifásico, pelo que $J = 3$ não é possível).

As unidades físicas e significado das diversas variáveis e parâmetros são:

- T → Temperatura [K]
- P → Pressão [Pa]
- V → Volume específico [m^3/mol]
- H → Entalpia [J/mol]
- S → Entropia [J/mol/K]
- X → Fração molar de NH_3 na fase líquida (moles de NH_3 /moles de solução)
- Y → Fração molar de NH_3 na fase vapor (moles de NH_3 /moles de solução)
- U → Fração de sequeidade (moles de vapor/moles de vapor + líquido)
- Z → Fração molar total de NH_3 (Em toda a massa [vapor + líquido])
- M → Massa molar [kg/mol]
- ETAP → Eficiência da bomba ($0 < \text{ETAP} \leq 1$)
- J → Parâmetro para selecionar a fase:
 - J = 1 -- Fase líquida
 - J = 2 -- Fase vapor
 - J = 3 -- Sist. vapor/líquido
- KITER → Parâmetro para selecionar o algoritmo desejado:
 - KITER = 1 -- X é dado
 - Y calcula-se
 - KITER = 2 -- Y é dado
 - X calcula-se

Para converter as grandezas molares em específicas deve ser introduzido o conceito de fração em massa ξ , e sua relação com a fração molar:

$$\xi = \frac{M_{tB}}{M_{tA} + M_{tB}} \quad (\text{AXI-01})$$

onde a massa total do componente i (A ou B) é:

$$M_{ti} = M_i n_i \quad (\text{AXI-02})$$

onde M_i é a massa molar do componente i.

Numa mistura composta de n_A moles do componente A e n_B moles do componente B, as frações molares de cada componente são definidas como:

$$X_B = X = \frac{n_B}{n_A + n_B} \quad (\text{AXI-03})$$

$$X_A = (1 - X) = \frac{n_A}{n_A + n_B} \quad (\text{AXI-04})$$

Das equações anteriores pode-se obter a relação entre a fração molar e a fração em massa de cada componente:

$$X = \frac{w}{\frac{M_B}{M_A}(1 - w) + w} \quad (\text{AXI-05})$$

Assim, a massa da mistura por mole de mistura é:

$$M_m = (1 - X)M_A + XM_B \quad (\text{AXI-06})$$

A entalpia específica, entropia específica e o volume específico de uma mistura real podem ser apresentadas pelas seguintes relações:

$$h = \frac{H_m}{M_m} \quad (\text{AXI-07})$$

$$s = \frac{S_m}{M_m} \quad (\text{AXI-08})$$

$$v = \frac{V_m}{M_m} \quad (\text{AXI-09})$$

onde: H_m , S_m , V_m são a entalpia, entropia e volume molar da mistura respetivamente.

No capítulo 3 foram expressadas as condições de equilíbrio termodinâmico e as equações necessárias para descrever os estados termodinâmicos da mistura. Foram estabelecidas as relações para obtenção da energia livre de Gibbs da mistura, assim:

- Para o estado líquido:

$$\begin{aligned} G(P, T, X_L) &= X_{L1}G_1(P, T) + X_{L2}G_2(P, T) \\ &+ RT(X_{L1}\ln X_{L1} + X_{L2}\ln X_{L2}) \\ &+ G^E \end{aligned} \quad (\text{AXI-10})$$

- Para o estado gasoso:

$$\begin{aligned} G(P, T, X_G) &= X_{G1}G_1(P, T) + X_{G2}G_2(P, T) \\ &+ RT(X_{G1}\ln X_{G1} + X_{G2}\ln X_{G2}) \end{aligned} \quad (\text{AXI-11})$$

- Para cada uma das substancias tem-se;

$$\begin{aligned}
 G(P, T) &= h - Ts \\
 &= h(P_0, T_0) - Ts(P_0, T_0) \\
 &+ \int_{T_0}^T C_p dT + T \int_{T_0}^T \frac{C_p}{T} dT + \int_{P_0}^P V dP
 \end{aligned}
 \tag{AXI-12}$$

Esta última equação pode ser reajustada para cada um dos estados (líquido ou vapor), da seguinte maneira:

- Para o estado líquido:

$$\begin{aligned}
 G^l(P, T) &= h - Ts \\
 &= h_{0F} - TS_{0F} \\
 &+ \int_{T_0}^T C_{pL} dT + T \int_{T_0}^T \frac{C_{pL}}{T} dT + \int_{P_0}^P V_L dP
 \end{aligned}
 \tag{AXI-13}$$

com:

$$C_{pL} = B_1 + B_2 T + B_3 T^2 - A_4 T(P - P_0)^2$$

$$V_L = A_1 + A_2 P + A_3 T + A_4 T^2$$

- Para o estado gasoso

$$\begin{aligned}
 G^g(P, T) &= h - Ts \\
 &= h_{0G} - TS_{0G} \\
 &+ \int_{T_0}^T C_{pG} dT + T \int_{T_0}^T \frac{C_{pG}}{T} dT + \int_{P_0}^P V_G dP
 \end{aligned}
 \tag{AXI-14}$$

com:

$$C_{pG} = D_1 + D_2T + D_3T^2 - 12C_2P/T^4 \\ - 132C_3P/T^{12} - 44C_4P^2/T^{12}$$

$$V_G = T/P + C_1 + C_2/T^3 + C_3/T^{11} + C_4P^2/T^{11}$$

Na tabela AXI-2. podem ser revisados os valores dos coeficientes empregados nas equações apresentadas para cada substância pura, para o cálculo da entalpia, entropia e o volume específicos, necessários para a determinação dos potenciais químicos.

Para a determinação da energia de excesso correspondente à equação (AXI-10), para a determinação da energia livre de Gibbs é empregada a equação (AXI-15), e na tabela AXI-3. são apresentados os valores dos coeficientes da equação.

$$G^E = \left\{ \begin{array}{l} (G_1 + G_2P + G_3P^2) + (G_4 + G_5P)/T + \\ (G_6 + G_7P)/T^2 + G_8/T^3 \\ + \left[G_9 + G_{10}P + G_{11}P^2 \right] (2X_L - 1) + \\ + (G_{12} + G_{13}P)/T \\ [G_{14} + G_{15}P + G_{16}/T](2X_L - 1)^2 \end{array} \right\} X_L(1 - X_L) \quad (AXI-15)$$

Tabela AXI-2. Coeficientes empregados nas equações das energias livres de Gibbs para as substâncias puras.

Parâmetro	H ₂ O	NH ₃
Massa Molar	18.016	17.031
T0	5.0705	3.2252
P0	3	2
H0F	21.821141	4.878573
H0G	60.965058	26.468879
S0F	5.733498	1.644773
S0G	13.453430	8.339026
A ₁	2.748796e-02	3.971423e-02
A ₂	-1.016665e-05	-1.790557e-05
A ₃	-4.452025e-03	-1.308905e-02
A ₄	8.389246e-04	3.752836e-03
B ₁	1.214557e+01	1.634519e+01
B ₂	-1.898065	-6.508119
B ₃	2.911966e-010	1.448937
C ₁	2.136131e-02	-1.049377e-02
C ₂	-3.169291e+01	-8.288224
C ₃	-4.634611e+04	-6.647257e+02
C ₄	0.0	-3.045352e+03
D ₁	4.019170	3.673647
D ₂	-5.175550e-02	9.989629e-02
D ₃	1.951939e-02	3.617622e-02

Tabela AXI-3. Coeficientes empregados na equação da energia livre de Gibbs de excesso.

Parâmetro	Valor
G1	-4.626129e+01
G2	2.060225e-02
G3	7.292369
G4	-1.032613e-02
G5	8.074824e+01
G6	-8.461214e+01
G7	2.452882e+01
G8	9.598767e-03
G9	-1.475383
G10	-5.038107e-03
G11	-9.640398e+01
G12	1.226973e+02
G13	-7.582637
G14	6.012445e-04
G15	5.487018e+01
G16	-7.667596e+01

ANEXO XII: Algoritmo de cálculo das variáveis não efetivas.

{saída da coluna}

$m_{14} = V[1];$

$T_{14} = V[2];$

$P_{14} = V[8];$

$P_{14}, T_{14} \rightarrow \text{ITERX} \rightarrow X_{14}, Y_{14};$

$P_{14}, T_{14}, Y_{14} \rightarrow \text{GETH} \rightarrow h_{14};$

{condensador}

$15 = 14;$

$X_{16} = Y_{14};$

$P_{16}, X_{16} \rightarrow \text{ITERT} \rightarrow T_{16};$

$P_{16}, X_{16}, T_{16} \rightarrow \text{GETH} \rightarrow h_{16};$

$Q_C = m_{14}(h_{14} - h_{16});$

$h_{agSTC} = h_{agET} + Q_C/m_{agETC};$

Tag_{src}:=hag_{src}/C_{pag};

{subresfriador,válvula, evaporador}

T₁₈ = V[3];

P₁₈, T₁₈, X₁₈ → GETH → h₁₈;

Q_{SR} = m₁₄(h₁₆ - h₁₈);

h₁₉ = h₁₈;

Z₁₉ = X₁₈;

P₁₉ = V[9];

P₁₉, Z₁₉, h₁₉ → ITERHT → T₁₉; X₁₉, Y₁₉;

X₂₀ = X₁₉;

P₂₀, X₂₀ → ITERT → T₂₀;

Z₂₁ = Z₁₉;

T₂₁ → Dado de desenho.

T₂₁, P₂₁ → ITERX → X₂₁, Y₂₁;

T₂₁, P₂₁, X₂₁ → GETH → h_d;

T₂₁, P₂₁, Y₂₁ → GETH → h_x;

X₂₁, Y₂₁, Z₂₁ → U₂₁;

h_d, h_x, U₂₁ → Eq. (AV-4) → h₂₁;

Q_E:=m₁₄*(h₂₁-h₁₉);

Z₂₂:=Z₁₉;

$h_{21}, Q_{SR} \rightarrow \text{Eq. (5-19)} \rightarrow h_{22};$

$P_{22}, Z_{22}, h_{22} \rightarrow \text{ITERHT} \rightarrow T_{22};$

{Bomba}

$X_{25} = V[4];$

$\Delta P_{succ}, Pb \rightarrow \text{Eq. (5-82)} \rightarrow P_{25};$

$P_{25}, X_{25} \rightarrow \text{ITERT} \rightarrow T_{25};$

$T_{25}, P_{25}, X_{25} \rightarrow \text{GETV} \rightarrow v_{25};$

$VB, v_{25}, \eta_B \rightarrow \text{Eq. (5-83)} \rightarrow m_{25};$

$P_{27} = Pa;$

$m_{25}, P_{25}, P_{27}, T_{25} \rightarrow \text{Eq. (5-33) e Eq. (5-34)} \rightarrow h_{27}, Q_B;$

$P_{27}, X_{27}, h_{27} \rightarrow \text{ITERHT} \rightarrow T_{27};$

{desorvedor}

$m_{25}, m_{14} \rightarrow \text{Eq. (5-67)} \rightarrow m_3;$

$m_{25}, X_{25}, m_{14}, X_{14}, m_3 \rightarrow \text{Eq. (5-68)} \rightarrow X_3;$

$Pa, X_3 \rightarrow \text{ITERT} \rightarrow T_3;$

$T_3, Pa, X_3 \rightarrow \text{GETH} \rightarrow h_3;$

$T_3 \rightarrow \text{Eq. (5-53)} \rightarrow T_1;$

$T_3, Pa \rightarrow \text{ITERX} \rightarrow Y_1;$

$T_1, Pa, Y_1 \rightarrow \text{GETH} \rightarrow h_1;$

$X_2 = V[5];$

$$\mathbf{Pa}, \mathbf{X}_2 \rightarrow \mathbf{ITERT} \rightarrow \mathbf{T}_2;$$

$$\mathbf{T}_2, \mathbf{Pa}, \mathbf{X}_2 \rightarrow \mathbf{GETH} \rightarrow \mathbf{h}_2;$$

$$\mathbf{m}_3, \mathbf{X}_3, \mathbf{X}_2, \mathbf{Y}_1 \rightarrow \mathbf{Eq. (5-04)} \rightarrow \mathbf{m}_1;$$

$$\mathbf{m}_3, \mathbf{m}_1 \rightarrow \mathbf{Eq. (5-03)} \rightarrow \mathbf{m}_2;$$

$$\mathbf{Q_D} = \mathbf{m}_1\mathbf{h}_1 + \mathbf{m}_3\mathbf{h}_3 - \mathbf{m}_2\mathbf{h}_2;$$

$$\mathbf{Mv} = \mathbf{Q_D/Lv};$$

{coluna}

$$\mathbf{T}_2 \rightarrow \mathbf{Eq. (5-56)} \rightarrow \mathbf{T}_8;$$

$$\mathbf{T}_8, \mathbf{Pa} \rightarrow \mathbf{ITERX} \rightarrow \mathbf{Y}_8;$$

$$\mathbf{T}_8, \mathbf{P}_8, \mathbf{Y}_8 \rightarrow \mathbf{GETH} \rightarrow \mathbf{h}_8;$$

$$\mathbf{X}_{12} = \mathbf{X}_{14};$$

$$\mathbf{X}_{12}, \mathbf{Pa} \rightarrow \mathbf{ITERT} \rightarrow \mathbf{T}_{12};$$

$$\mathbf{T}_{12}, \mathbf{Pa}, \mathbf{X}_{12} \rightarrow \mathbf{GETH} \rightarrow \mathbf{h}_{12};$$

$$\mathbf{m}_{14}, \mathbf{Y}_{14}, \mathbf{Y}_8, \mathbf{X}_{12} \rightarrow \mathbf{Eq. (5-02)} \rightarrow \mathbf{m}_{12};$$

$$\mathbf{m}_{12}, \mathbf{m}_{14} \rightarrow \mathbf{Eq. (5-01)} \rightarrow \mathbf{m}_8;$$

$$\mathbf{m}_3, \mathbf{m}_8 \rightarrow \mathbf{Eq. (5-79)} \rightarrow \mathbf{m}_9;$$

$$\mathbf{m}_3, \mathbf{X}_3, \mathbf{m}_8, \mathbf{Y}_8 \rightarrow \mathbf{Eq. (5-80)} \rightarrow \mathbf{X}_9;$$

$$\mathbf{Pa}, \mathbf{X}_9 \rightarrow \mathbf{ITERT} \rightarrow \mathbf{T}_9;$$

$$\mathbf{T}_9, \mathbf{Pa}, \mathbf{X}_9 \rightarrow \mathbf{GETH} \rightarrow \mathbf{h}_9;$$

$$\mathbf{m}_{32} = \mathbf{m}_{25};$$

$$\mathbf{Z}_{32} = \mathbf{X}_{25};$$

$$T_{32} = V[6];$$

$$Q_R := m_8 h_8 - m_{14} h_{14} - m_{12} h_{12};$$

$$X_{29} = X_{30} = X_{32} = X_{25};$$

$$T_{29} = T_{30} = T_{32} = T_{25};$$

$$h_{29} = h_{30} = h_{32} = h_{25};$$

$$m_{29} = (\text{Split})m_{25};$$

$$m_{28} := (1 - \text{Split})m_{25};$$

$$m_{30} := m_{28};$$

$$h_{28}, Q_R \rightarrow \text{Eq. (5-20)} \rightarrow h_{30};$$

$$Pa, X_{30}, h_{30} \rightarrow \text{ITERHT} \rightarrow T_{30};$$

$$m_{31} = m_{25};$$

$$m_{29}, h_{29}, m_{30}, h_{30}, m_{31} \rightarrow \text{Eq. (5-82)} \rightarrow h_{31};$$

$$Pa, X_{31}, h_{31} \rightarrow \text{ITERHT} \rightarrow T_{31};$$

{Trocador S-S}

$$m_{33} = m_3;$$

$$X_{33} = X_3;$$

$$Q_{TSS} = m_{32}(h_{32} - h_{31});$$

$$h_3, Q_{TSS}, m_3 \rightarrow \text{Eq. (5-29)} \rightarrow h_{33};$$

$$Pa, X_{33}, h_{33} \rightarrow \text{ITERHT} \rightarrow T_{33};$$

{Resf. de S.P}

$$\mathbf{T}_{34} = \mathbf{V}[7];$$

$$\mathbf{X}_{34} = \mathbf{X}_{33};$$

$$\mathbf{T}_{34}, \mathbf{P}_{34}, \mathbf{X}_{34} \rightarrow \mathbf{GETH} \rightarrow \mathbf{h}_{34};$$

$$\mathbf{Q}_{\text{RSP}} = \mathbf{m}_{34}(\mathbf{h}_{33} - \mathbf{h}_{34});$$

$$\mathbf{hag}_{\text{STRSP}} = \mathbf{hag}_{\text{ET}} + \mathbf{Q}_{\text{RSP}}/\mathbf{mag}_{\text{ETRSP}};$$

$$\mathbf{Tag}_{\text{STRSP}} = \mathbf{hag}_{\text{STRSP}}/\mathbf{Cpag};$$

{absorvedor}

$$\mathbf{h}_{35} = \mathbf{h}_{34};$$

$$\mathbf{Z}_{35} = \mathbf{X}_{34};$$

$$\mathbf{Pb}, \mathbf{Z}_{35}, \mathbf{h}_{35} \rightarrow \mathbf{ITERHT} \rightarrow \mathbf{T}_{35};$$

$$\mathbf{Z}_{23} = \mathbf{X}_{25};$$

$$\mathbf{m}_{22}, \mathbf{h}_{22}, \mathbf{m}_{35}, \mathbf{h}_{35}, \mathbf{m}_{25} \rightarrow \mathbf{Eq. ()} \rightarrow \mathbf{h}_{23};$$

$$\mathbf{Pb}, \mathbf{Z}_{23}, \mathbf{h}_{23} \rightarrow \mathbf{ITERHT} \rightarrow \mathbf{T}_{23};$$

$$\mathbf{Q}_A = \mathbf{m}_{25}(\mathbf{h}_{23} - \mathbf{h}_{25});$$

$$\mathbf{hag}_{\text{STA}} = \mathbf{hag}_{\text{ET}} + \mathbf{Q}_A/\mathbf{mag}_{\text{ETA}};$$

$$\mathbf{Tag}_{\text{STA}} = \mathbf{hag}_{\text{STA}}/\mathbf{Cpag};$$

ANEXO XIII: Variação dos parâmetros termodinâmicos com a temperatura de bulbo úmido. Operação em regime permanente.

Coefficientes Globais de Transferência de Calor [kW/m²/°C]

UE	UD	UR	UTSS	USR
0.33	0.40	0.30	0.65	0.09

Coefficientes de Transferência de Calor e Massa na Torre Evaporativa

[kW/m ² /°C]			[kg/m ² /s]
UC	UA	URSP	Km
0.86	0.50	0.67	0.19
NTUC	NTUA	NTURSP	
1.11	1.11	1.11	

Áreas de Transferência de Calor [m²]

AC	AE	AA	AD	AR	ATSS	ASR	ARSP
10.00	6.00	8.75	7.30	2.40	7.00	2.60	2.50

Parâmetros externos

Temperatura de saturação do vapor de aquecimento = 128.00
 Temperatura da água ambiente = 23.00

Temperatura de bulbo úmido = 20.00

Ponto	estado	m	P	T	XL	XG	Z	h
1	V	0.02	12.34	117.48	0.0000	0.8733	0.8733	1678.25
2	L	0.18	12.34	99.48	0.3441	0.0000	0.3441	241.64
3	L	0.15	12.34	117.48	0.2601	0.0000	0.2601	361.90
4	L	0.18	12.24	99.48	0.3441	0.0000	0.3441	241.64
6	V	0.02	12.24	99.48	0.0000	0.9420	0.9420	1547.55
7	L	0.18	12.24	99.48	0.3441	0.0000	0.3441	241.64
8	V	0.03	12.24	97.58	0.0000	0.9462	0.9462	1537.53
9	L	0.18	12.24	97.58	0.3557	0.0000	0.3557	228.87
12	L	0.01	12.14	40.00	0.7491	0.0000	0.7491	10.73
14	V	0.02	12.14	40.00	0.0000	0.9993	0.9993	1321.04
15	V	0.02	12.04	40.00	0.0000	0.9993	0.9993	1321.04
16	L	0.02	11.14	28.47	0.9993	0.0000	0.9993	133.80
17	L	0.02	11.14	28.47	0.9993	0.0000	0.9993	133.80
18	L	0.02	10.17	9.69	0.9993	0.0000	0.9993	44.66
19	M	0.02	2.39	-14.65	0.9990	1.0000	0.9993	44.66
20	M	0.02	2.39	-14.65	0.9990	1.0000	0.9993	44.66
21	V	0.02	2.39	-12.50	0.0000	0.9999	0.9993	1258.53
22	V	0.02	2.09	27.08	0.0000	0.9993	0.9993	1347.67
23	M	0.17	1.59	44.83	0.2892	0.9626	0.3485	129.28
24	M	0.17	1.59	44.83	0.2892	0.9626	0.3485	129.28
25	L	0.17	1.39	30.30	0.3485	0.0000	0.3485	-90.42
26	L	0.17	1.39	30.30	0.3485	0.0000	0.3485	-90.42
27	L	0.17	13.24	30.46	0.3485	0.0000	0.3485	-88.78
28	L	0.17	13.03	30.46	0.3485	0.0000	0.3485	-88.78
29	L	0.00	13.03	30.46	0.3485	0.0000	0.3485	-88.78
30	L	0.17	12.87	50.84	0.3485	0.0000	0.3485	9.22
31	L	0.17	12.87	50.84	0.3485	0.0000	0.3485	9.22
32	M	0.17	12.14	100.83	0.3400	0.9382	0.3485	265.38
33	L	0.15	11.23	55.84	0.2601	0.0000	0.2601	70.98
34	L	0.15	11.04	33.63	0.2601	0.0000	0.2601	-36.11
35	L	0.15	1.59	33.80	0.2601	0.0000	0.2601	-36.11

QC	QE	QA	QD	QR	QTSS	QSR	QRSP	QB
24.41	24.96	37.79	52.71	16.86	44.06	1.83	16.22	0.28
DMLTE	DMLTD	DMLTR	DMLTSS	DMLTSR				
12.50	18.05	23.41	9.68	7.50				

Entalpia do ar na entrada dos trocadores evaporativos [kJ/kg] = 75.401

Entalpias do ar à saída de cada trocador evaporativo [kJ/kg]

Condensador	Absorvedor	RSP
89.808	100.895	113.694

Temperaturas da água à saída de cada trocador evaporativo [°C]

Condensador	Absorvedor	RSP
25.613	29.162	32.662

COP = 0.47

Temperatura de bulbo úmido = 21.00

Ponto	estado	m	P	T	XL	XG	Z	h
1	V	0.02	12.85	117.68	0.0000	0.8749	0.8749	1676.08
2	L	0.18	12.85	100.02	0.3448	0.0000	0.3448	243.99
3	L	0.15	12.85	117.68	0.2625	0.0000	0.2625	361.76
4	L	0.18	12.73	100.02	0.3448	0.0000	0.3448	243.99
6	V	0.02	12.73	100.02	0.0000	0.9418	0.9418	1548.45
7	L	0.18	12.73	100.02	0.3448	0.0000	0.3448	243.99
8	V	0.03	12.73	98.21	0.0000	0.9458	0.9458	1538.90
9	L	0.18	12.73	98.21	0.3560	0.0000	0.3560	231.79
12	L	0.01	12.33	40.00	0.7574	0.0000	0.7574	15.48
14	V	0.02	12.33	40.00	0.0000	0.9993	0.9993	1319.83
15	V	0.02	12.13	40.00	0.0000	0.9993	0.9993	1319.83
16	L	0.02	11.33	29.02	0.9993	0.0000	0.9993	136.52
17	L	0.02	11.33	29.02	0.9993	0.0000	0.9993	136.52
18	L	0.02	10.23	10.10	0.9993	0.0000	0.9993	46.63
19	M	0.02	2.42	-14.44	0.9990	1.0000	0.9993	46.63
20	M	0.02	2.42	-14.44	0.9990	1.0000	0.9993	46.63
21	V	0.02	2.42	-12.17	0.0000	0.9999	0.9999	1259.05
22	V	0.02	2.12	27.74	0.0000	0.9993	0.9993	1348.94
23	M	0.17	1.62	44.97	0.2905	0.9629	0.3481	126.21
24	M	0.17	1.62	44.97	0.2905	0.9629	0.3481	126.21
25	L	0.17	1.42	30.77	0.3481	0.0000	0.3481	-88.05
26	L	0.17	1.42	30.77	0.3481	0.0000	0.3481	-88.05
27	L	0.17	13.53	30.92	0.3481	0.0000	0.3481	-86.38
28	L	0.17	13.13	30.92	0.3481	0.0000	0.3481	-86.38
29	L	0.00	13.13	30.92	0.3481	0.0000	0.3481	-86.38
30	L	0.17	12.83	51.05	0.3481	0.0000	0.3481	10.38
31	L	0.17	12.83	51.05	0.3481	0.0000	0.3481	10.38
32	M	0.17	12.33	101.44	0.3404	0.9378	0.3481	266.71
33	L	0.15	11.33	56.24	0.2625	0.0000	0.2625	71.71
34	L	0.15	11.12	34.17	0.2625	0.0000	0.2625	-34.62
35	L	0.15	1.62	34.35	0.2625	0.0000	0.2625	-34.62

QC	QE	QA	QD	QR	QTSS	QSR	QRSP	QB
23.66	24.24	36.85	51.71	16.64	44.08	1.80	16.16	0.29

DMLTE	DMLTD	DMLTR	DMLTSS	DMLTSR
12.17	17.71	23.11	9.69	7.35

Entalpia do ar na entrada dos trocadores evaporativos [kJ/kg] = 78.877

Entalpias do ar à saída de cada trocador evaporativo [kJ/kg]

Condensador	Absorvedor	RSP
92.840	103.734	117.030

Temperaturas da água à saída de cada trocador evaporativo [C]

Condensador	Absorvedor	RSP
26.255	29.657	33.207

COP = 0.47

Temperatura de bulbo úmido = 22.00

Ponto	estado	m	P	T	XL	XG	Z	h
1	V	0.02	12.92	117.89	0.0000	0.8765	0.8765	1673.99
2	L	0.18	12.92	100.58	0.3455	0.0000	0.3455	246.49
3	L	0.15	12.92	117.89	0.2648	0.0000	0.2648	361.67
4	L	0.18	12.83	100.58	0.3455	0.0000	0.3455	246.49
6	V	0.02	12.83	100.58	0.0000	0.9416	0.9416	1549.48
7	L	0.18	12.83	100.58	0.3455	0.0000	0.3455	246.49
8	V	0.03	12.83	98.86	0.3538	0.9454	0.9454	1540.42
9	L	0.18	12.83	98.86	0.3562	0.0000	0.3562	234.87
12	L	0.01	12.54	40.00	0.7661	0.0000	0.7661	20.56
14	V	0.02	12.54	40.00	0.0000	0.9993	0.9993	1318.59
15	V	0.02	12.22	40.00	0.0000	0.9993	0.9993	1318.59
16	L	0.02	11.52	29.58	0.9993	0.0000	0.9993	139.26
17	L	0.02	11.52	29.58	0.9993	0.0000	0.9993	139.26
18	L	0.02	10.71	10.53	0.9993	0.0000	0.9993	48.66
19	M	0.02	2.44	-14.24	0.9990	1.0000	0.9993	48.66
20	M	0.02	2.44	-14.24	0.9990	1.0000	0.9993	48.66
21	V	0.02	2.44	-11.83	0.0000	0.9999	0.9993	1259.64
22	V	0.02	2.16	28.40	0.0000	0.9993	0.9993	1350.24
23	M	0.17	1.64	45.11	0.2916	0.9632	0.3476	122.91
24	M	0.17	1.64	45.11	0.2916	0.9632	0.3476	122.91
25	L	0.17	1.44	31.24	0.3476	0.0000	0.3476	-85.59
26	L	0.17	1.44	31.24	0.3476	0.0000	0.3476	-85.59
27	L	0.17	13.87	31.40	0.3476	0.0000	0.3476	-83.89
28	L	0.17	13.26	31.40	0.3476	0.0000	0.3476	-83.89
29	L	0.00	13.26	31.40	0.3476	0.0000	0.3476	-83.89
30	L	0.17	12.93	51.26	0.3476	0.0000	0.3476	11.56
31	L	0.17	12.93	51.26	0.3476	0.0000	0.3476	11.56
32	M	0.17	12.54	102.07	0.3407	0.9373	0.3476	268.11
33	L	0.15	11.52	56.66	0.2648	0.0000	0.2648	72.53
34	L	0.15	11.22	34.73	0.2648	0.0000	0.2648	-33.04
35	L	0.15	1.64	34.91	0.2648	0.0000	0.2648	-33.04

QC	QE	QA	QD	QR	QTSS	QSR	QRSP	QB
22.86	23.47	35.85	50.67	16.41	44.11	1.76	16.11	0.29

DMLTE	DMLTD	DMLTR	DMLTSS	DMLTSR
11.83	17.35	22.79	9.69	7.19

Entalpia do ar na entrada dos trocadores evaporativos [kJ/kg] = 82.500

Entalpias do ar à saída de cada trocador evaporativo [kJ/kg]

Condensador	Absorvedor	RSP
95.994	106.684	120.525

Temperaturas da água à saída de cada trocador evaporativo [C]

Condensador	Absorvedor	RSP
26.904	30.158	33.765

COP = 0.46

Temperatura de bulbo úmido = 23.00

Ponto	estado	m	P	T	XL	XG	Z	h
1	V	0.02	13.01	118.10	0.0000	0.8779	0.8779	1671.99
2	L	0.18	13.01	101.17	0.3461	0.0000	0.3461	249.16
3	L	0.15	13.01	118.10	0.2671	0.0000	0.2671	361.64
4	L	0.18	12.92	101.17	0.3461	0.0000	0.3461	249.16
6	V	0.02	12.92	101.17	0.0000	0.9412	0.9412	1550.66
7	L	0.18	12.92	101.17	0.3461	0.0000	0.3461	249.16
8	V	0.02	12.92	99.54	0.0000	0.9448	0.9448	1542.08
9	L	0.18	12.73	99.54	0.3563	0.0000	0.3563	238.12
12	L	0.01	12.73	40.00	0.7751	0.0000	0.7751	25.98
14	V	0.02	12.73	40.00	0.0000	0.9994	0.9994	1317.33
15	V	0.02	12.41	40.00	0.0000	0.9994	0.9994	1317.33
16	L	0.02	11.71	30.13	0.9994	0.0000	0.9994	142.00
17	L	0.02	11.71	30.13	0.9994	0.0000	0.9994	142.00
18	L	0.02	10.97	10.96	0.9994	0.0000	0.9994	50.73
19	M	0.02	2.45	-14.06	0.9990	1.0000	0.9994	50.73
20	M	0.02	2.45	-14.06	0.9990	1.0000	0.9994	50.73
21	V	0.02	2.45	-11.46	0.0000	0.9999	0.9999	1260.29
22	V	0.02	2.16	29.08	0.0000	0.9994	0.9994	1351.56
23	M	0.17	1.65	45.23	0.2927	0.9635	0.3469	119.35
24	M	0.17	1.65	45.23	0.2927	0.9635	0.3469	119.35
25	L	0.17	1.45	31.71	0.3469	0.0000	0.3469	-83.05
26	L	0.17	1.45	31.71	0.3469	0.0000	0.3469	-83.05
27	L	0.17	13.91	31.87	0.3469	0.0000	0.3469	-81.32
28	L	0.17	13.51	31.87	0.3469	0.0000	0.3469	-81.32
29	L	0.00	13.51	31.87	0.3469	0.0000	0.3469	-81.32
30	L	0.17	13.12	51.47	0.3469	0.0000	0.3469	12.79
31	L	0.17	13.12	51.47	0.3469	0.0000	0.3469	12.79
32	M	0.17	12.73	102.73	0.3409	0.9368	0.3469	269.57
33	L	0.15	11.71	57.10	0.2671	0.0000	0.2671	73.45
34	L	0.15	11.31	35.30	0.2671	0.0000	0.2671	-31.38
35	L	0.15	1.65	35.49	0.2671	0.0000	0.2671	-31.38

QC	QE	QA	QD	QR	QTSS	QSR	QRSP	QB
22.02	22.66	34.79	49.58	16.18	44.14	1.71	16.06	0.30

DMLTE	DMLTD	DMLTR	DMLTTSS	DMLTSR
11.46	16.98	22.47	9.70	7.00

Entalpia do ar na entrada dos trocadores evaporativos [kJ/kg] = 86.277

Entalpias do ar à saída de cada trocador evaporativo [kJ/kg]

Condensador	Absorvedor	RSP
99.276	109.750	124.191

Temperaturas da água à saída de cada trocador evaporativo [C]

Condensador	Absorvedor	RSP
27.560	30.666	34.338

COP = 0.45

Temperatura de bulbo úmido = 24.00

Ponto	estado	m	P	T	XL	XG	Z	h
1	V	0.02	13.23	118.33	0.0000	0.8793	0.8793	1670.10
2	L	0.18	13.23	101.79	0.3465	0.0000	0.3465	252.02
3	L	0.15	13.23	118.33	0.2694	0.0000	0.2694	361.69
4	L	0.18	13.08	101.79	0.3465	0.0000	0.3465	252.02
6	V	0.02	13.08	101.79	0.0000	0.9408	0.9408	1552.01
7	L	0.18	13.08	101.79	0.3465	0.0000	0.3465	252.02
8	V	0.02	13.08	100.25	0.0000	0.9442	0.9442	1543.93
9	L	0.18	12.94	100.25	0.3562	0.0000	0.3562	241.56
12	L	0.01	12.94	40.00	0.7845	0.0000	0.7845	31.77
14	V	0.02	12.94	40.00	0.0000	0.9994	0.9994	1316.05
15	V	0.02	12.62	40.00	0.0000	0.9994	0.9994	1316.05
16	L	0.02	11.91	30.69	0.9994	0.0000	0.9994	144.74
17	L	0.02	11.91	30.69	0.9994	0.0000	0.9994	144.74
18	L	0.02	11.13	11.41	0.9994	0.0000	0.9994	52.86
19	M	0.02	2.47	-13.90	0.9990	1.0000	0.9994	52.86
20	M	0.02	2.47	-13.90	0.9990	1.0000	0.9994	52.86
21	V	0.02	2.47	-11.06	0.0000	0.9999	0.9994	1261.02
22	V	0.02	2.26	29.75	0.0000	0.9994	0.9994	1352.90
23	M	0.17	1.67	45.33	0.2936	0.9638	0.3460	115.48
24	M	0.17	1.67	45.33	0.2936	0.9638	0.3460	115.48
25	L	0.17	1.47	32.19	0.3460	0.0000	0.3460	-80.41
26	L	0.17	1.47	32.19	0.3460	0.0000	0.3460	-80.41
27	L	0.17	14.01	32.36	0.3460	0.0000	0.3460	-78.66
28	L	0.17	13.92	32.36	0.3460	0.0000	0.3460	-78.66
29	L	0.00	13.92	32.36	0.3460	0.0000	0.3460	-78.66
30	L	0.17	13.23	51.66	0.3460	0.0000	0.3460	14.07
31	L	0.17	13.23	51.66	0.3460	0.0000	0.3460	14.07
32	M	0.17	12.94	103.42	0.3409	0.9362	0.3460	271.12
33	L	0.15	11.91	57.56	0.2694	0.0000	0.2694	74.50
34	L	0.15	11.51	35.89	0.2694	0.0000	0.2694	-29.61
35	L	0.15	1.67	36.08	0.2694	0.0000	0.2694	-29.61

QC	QE	QA	QD	QR	QTSS	QSR	QRSP	QB
21.13	21.80	33.67	48.44	15.94	44.19	1.66	16.02	0.30

DMLTE	DMLTD	DMLTR	DMLTTSS	DMLTSR
11.06	16.59	22.14	9.71	6.78

Entalpia do ar na entrada dos trocadores evaporativos [kJ/kg] = 90.219

Entalpias do ar à saída de cada trocador evaporativo [kJ/kg]

Condensador	Absorvedor	RSP
102.691	112.935	128.040

Temperaturas da água à saída de cada trocador evaporativo [C]

Condensador	Absorvedor	RSP
28.221	31.181	34.924

COP = 0.45

Temperatura de bulbo úmido = 25.00

Ponto	estado	m	P	T	XL	XG	Z	h
1	V	0.02	13.81	118.56	0.0000	0.8807	0.8807	1668.32
2	L	0.18	13.81	102.44	0.3467	0.0000	0.3467	255.09
3	L	0.15	13.81	118.56	0.2716	0.0000	0.2716	361.82
4	L	0.18	13.22	102.44	0.3467	0.0000	0.3467	255.09
6	V	0.02	13.22	102.44	0.0000	0.9403	0.9403	1553.56
7	L	0.18	13.22	102.44	0.3467	0.0000	0.3467	255.09
8	V	0.02	13.22	100.99	0.0000	0.9435	0.9435	1545.97
9	L	0.18	13.10	100.99	0.3560	0.0000	0.3560	245.22
12	L	0.01	13.10	40.00	0.7943	0.0000	0.7943	37.95
14	V	0.02	13.10	40.00	0.0000	0.9994	0.9994	1314.75
15	V	0.02	12.90	40.00	0.0000	0.9994	0.9994	1314.75
16	L	0.02	12.10	31.25	0.9994	0.0000	0.9994	147.48
17	L	0.02	12.10	31.25	0.9994	0.0000	0.9994	147.48
18	L	0.02	11.81	11.87	0.9994	0.0000	0.9994	55.06
19	M	0.02	2.49	-13.76	0.9990	1.0000	0.9994	55.06
20	M	0.02	2.49	-13.76	0.9990	1.0000	0.9994	55.06
21	V	0.02	2.49	-10.64	0.0000	0.9999	0.9994	1261.85
22	V	0.02	2.31	30.43	0.0000	0.9994	0.9994	1354.27
23	M	0.17	1.69	45.42	0.2945	0.9640	0.3448	111.26
24	M	0.17	1.69	45.42	0.2945	0.9640	0.3448	111.26
25	L	0.17	1.49	32.67	0.3448	0.0000	0.3448	-77.67
26	L	0.17	1.49	32.67	0.3448	0.0000	0.3448	-77.67
27	L	0.17	14.28	32.84	0.3448	0.0000	0.3448	-75.88
28	L	0.17	14.01	32.84	0.3448	0.0000	0.3448	-75.88
29	L	0.00	14.01	32.84	0.3448	0.0000	0.3448	-75.88
30	L	0.17	13.71	51.85	0.3448	0.0000	0.3448	15.40
31	L	0.17	13.71	51.85	0.3448	0.0000	0.3448	15.40
32	M	0.17	13.10	104.15	0.3408	0.9354	0.3448	272.75
33	L	0.15	12.10	58.04	0.2716	0.0000	0.2716	75.70
34	L	0.15	11.95	36.49	0.2716	0.0000	0.2716	-27.73
35	L	0.15	1.69	36.69	0.2716	0.0000	0.2716	-27.73

QC	QE	QA	QD	QR	QTSS	QSR	QRSP	QB
20.18	20.86	32.48	47.25	15.69	44.24	1.60	15.99	0.31

DMLTE	DMLTD	DMLTR	DMLTTSS	DMLTSR
10.64	16.18	21.79	9.72	6.54

Entalpia do ar na entrada dos trocadores evaporativos [kJ/kg] = 94.332

Entalpias do ar à saída de cada trocador evaporativo [kJ/kg]

Condensador	Absorvedor	RSP
106.244	116.242	132.087

Temperaturas da água à saída de cada trocador evaporativo [C]

Condensador	Absorvedor	RSP
28.888	31.700	35.527

COP = 0.44

Temperatura de bulbo úmido = 26.00

Ponto	estado	m	P	T	XL	XG	Z	h
1	V	0.02	13.97	118.80	0.0000	0.8819	0.8819	1666.68
2	L	0.18	13.97	103.13	0.3468	0.0000	0.3468	258.38
3	L	0.16	13.97	118.80	0.2737	0.0000	0.2737	362.03
4	L	0.18	13.53	103.13	0.3468	0.0000	0.3468	258.38
6	V	0.02	13.53	103.13	0.0000	0.9397	0.9397	1555.34
7	L	0.18	13.53	103.13	0.3468	0.0000	0.3468	258.38
8	V	0.02	13.53	101.77	0.0000	0.9426	0.9426	1548.24
9	L	0.18	13.25	101.77	0.3556	0.0000	0.3556	249.11
12	L	0.01	13.25	40.00	0.8044	0.0000	0.8044	44.53
14	V	0.02	13.25	40.00	0.0000	0.9995	0.9995	1313.44
15	V	0.02	13.03	40.00	0.0000	0.9995	0.9995	1313.44
16	L	0.02	12.30	31.80	0.9995	0.0000	0.9995	150.20
17	L	0.02	12.30	31.80	0.9995	0.0000	0.9995	150.20
18	L	0.02	11.99	12.35	0.9995	0.0000	0.9995	57.33
19	M	0.02	2.50	-13.65	0.9990	1.0000	0.9995	57.33
20	M	0.02	2.50	-13.65	0.9990	1.0000	0.9995	57.33
21	V	0.02	2.50	-10.18	0.0000	0.9999	0.9995	1262.79
22	V	0.02	2.37	31.11	0.0000	0.9995	0.9995	1355.66
23	M	0.17	1.70	45.48	0.2951	0.9642	0.3433	106.65
24	M	0.17	1.70	45.48	0.2951	0.9642	0.3433	106.65
25	L	0.17	1.50	33.15	0.3433	0.0000	0.3433	-74.82
26	L	0.17	1.50	33.15	0.3433	0.0000	0.3433	-74.82
27	L	0.17	14.43	33.32	0.3433	0.0000	0.3433	-73.00
28	L	0.17	14.15	33.32	0.3433	0.0000	0.3433	-73.00
29	L	0.00	14.15	33.32	0.3433	0.0000	0.3433	-73.00
30	L	0.17	13.83	52.03	0.3433	0.0000	0.3433	16.80
31	L	0.17	13.83	52.03	0.3433	0.0000	0.3433	16.80
32	M	0.17	13.25	104.92	0.3404	0.9345	0.3433	274.46
33	L	0.16	12.30	58.54	0.2737	0.0000	0.2737	77.06
34	L	0.16	12.13	37.12	0.2737	0.0000	0.2737	-25.72
35	L	0.16	1.70	37.31	0.2737	0.0000	0.2737	-25.72

QC	QE	QA	QD	QR	QTSS	QSR	QRSP	QB
19.16	19.86	31.20	46.00	15.44	44.30	1.53	15.98	0.31

DMLTE	DMLTD	DMLTR	DMLTTSS	DMLTSR
10.18	15.76	21.44	9.73	6.26

Entalpia do ar na entrada dos trocadores evaporativos [kJ/kg] = 98.627

Entalpias do ar à saída de cada trocador evaporativo [kJ/kg]

Condensador	Absorvedor	RSP
109.939	119.673	136.350

Temperaturas da água à saída de cada trocador evaporativo [C]

Condensador	Absorvedor	RSP
29.559	32.225	36.146

COP = 0.43

Temperatura de bulbo úmido = 27.00

Ponto	state	m	P	T	XL	XG	Z	h
1	V	0.02	14.12	119.06	0.0000	0.8831	0.8831	1665.19
2	L	0.18	14.12	103.85	0.3466	0.0000	0.3466	261.93
3	L	0.16	14.12	119.06	0.2758	0.0000	0.2758	362.35
4	L	0.18	13.85	103.85	0.3466	0.0000	0.3466	261.93
6	V	0.02	13.85	103.85	0.0000	0.9390	0.9390	1557.36
7	L	0.18	13.85	103.85	0.3466	0.0000	0.3466	261.93
8	V	0.02	13.85	102.58	0.0000	0.9417	0.9417	1550.77
9	L	0.18	13.37	102.58	0.3549	0.0000	0.3549	253.26
12	L	0.01	13.37	40.00	0.8150	0.0000	0.8150	51.53
14	V	0.02	13.37	40.00	0.0000	0.9995	0.9995	1312.13
15	V	0.02	12.99	40.00	0.0000	0.9995	0.9995	1312.13
16	L	0.02	12.50	32.35	0.9995	0.0000	0.9995	152.90
17	L	0.02	12.50	32.35	0.9995	0.0000	0.9995	152.90
18	L	0.02	12.16	12.85	0.9995	0.0000	0.9995	59.69
19	M	0.02	2.51	-13.58	0.9990	1.0000	0.9995	59.69
20	M	0.02	2.51	-13.58	0.9990	1.0000	0.9995	59.69
21	V	0.02	2.51	-9.69	0.0000	0.9999	0.9995	1263.85
22	V	0.02	2.42	31.79	0.0000	0.9995	0.9995	1357.07
23	M	0.17	1.71	45.52	0.2956	0.9643	0.3414	101.59
24	M	0.17	1.71	45.52	0.2956	0.9643	0.3414	101.59
25	L	0.17	1.51	33.63	0.3414	0.0000	0.3414	-71.84
26	L	0.17	1.51	33.63	0.3414	0.0000	0.3414	-71.84
27	L	0.17	14.67	33.81	0.3414	0.0000	0.3414	-69.98
28	L	0.17	14.25	33.81	0.3414	0.0000	0.3414	-69.98
29	L	0.00	14.25	33.81	0.3414	0.0000	0.3414	-69.98
30	L	0.17	13.92	52.20	0.3414	0.0000	0.3414	18.27
31	L	0.17	13.92	52.20	0.3414	0.0000	0.3414	18.27
32	M	0.17	13.37	105.74	0.3398	0.9335	0.3414	276.28
33	L	0.16	12.50	59.08	0.2758	0.0000	0.2758	78.63
34	L	0.16	12.34	37.76	0.2758	0.0000	0.2758	-23.57
35	L	0.16	1.71	37.96	0.2758	0.0000	0.2758	-23.57

QC	QE	QA	QD	QR	QTSS	QSR	QRSP	QB
18.07	18.77	29.82	44.69	15.18	44.36	1.45	15.98	0.32

DMLTE	DMLTD	DMLTR	DMLTSS	DMLTSR
9.69	15.31	21.08	9.75	5.95

Entalpia do ar na entrada dos trocadores evaporativos [kJ/kg] = 103.114

Entalpias do ar à saída de cada trocador evaporativo [kJ/kg]

Condensador	Absorvedor	RSP
113.780	123.230	140.846

Temperaturas da água à saída de cada trocador evaporativo [C]

Condensador	Absorvedor	RSP
30.234	32.752	36.783

COP = 0.42

Temperatura de bulbo úmido = 28.00

Ponto	estado	m	P	T	XL	XG	Z	h
1	V	0.02	14.37	119.33	0.0000	0.8841	0.8841	1663.87
2	L	0.18	14.37	104.62	0.3462	0.0000	0.3462	265.76
3	L	0.16	14.37	119.33	0.2777	0.0000	0.2777	362.79
4	L	0.18	14.15	104.62	0.3462	0.0000	0.3462	265.76
6	V	0.02	14.15	104.62	0.0000	0.9381	0.9381	1559.67
7	L	0.18	14.15	104.62	0.3462	0.0000	0.3462	265.76
8	V	0.02	14.15	103.44	0.0000	0.9406	0.9406	1553.60
9	L	0.18	13.67	103.44	0.3540	0.0000	0.3540	257.69
12	L	0.01	13.67	40.00	0.8260	0.0000	0.8260	58.95
14	V	0.01	13.67	40.00	0.0000	0.9995	0.9995	1310.81
15	V	0.01	13.34	40.00	0.0000	0.9995	0.9995	1310.81
16	L	0.01	12.70	32.89	0.9995	0.0000	0.9995	155.57
17	L	0.01	12.70	32.89	0.9995	0.0000	0.9995	155.57
18	L	0.01	12.37	13.37	0.9995	0.0000	0.9995	62.16
19	M	0.01	2.51	-13.54	0.9990	1.0000	0.9995	62.16
20	M	0.01	2.51	-13.54	0.9990	1.0000	0.9995	62.16
21	V	0.01	2.51	-9.14	0.0000	0.9999	0.9995	1265.07
22	V	0.01	2.47	32.45	0.0000	0.9995	0.9995	1358.48
23	M	0.17	1.71	45.53	0.2959	0.9644	0.3391	96.00
24	M	0.17	1.71	45.53	0.2959	0.9644	0.3391	96.00
25	L	0.17	1.51	34.11	0.3391	0.0000	0.3391	-68.71
26	L	0.17	1.51	34.11	0.3391	0.0000	0.3391	-68.71
27	L	0.17	14.87	34.29	0.3391	0.0000	0.3391	-66.82
28	L	0.17	14.48	34.29	0.3391	0.0000	0.3391	-66.82
29	L	0.00	14.48	34.29	0.3391	0.0000	0.3391	-66.82
30	L	0.17	14.10	52.36	0.3391	0.0000	0.3391	19.84
31	L	0.17	14.10	52.36	0.3391	0.0000	0.3391	19.84
32	M	0.17	13.67	106.61	0.3388	0.9323	0.3391	278.19
33	L	0.16	12.70	59.66	0.2777	0.0000	0.2777	80.44
34	L	0.16	12.55	38.43	0.2777	0.0000	0.2777	-21.27
35	L	0.16	1.71	38.63	0.2777	0.0000	0.2777	-21.27

QC	QE	QA	QD	QR	QTSS	QSR	QRSP	QB
16.89	17.59	28.33	43.30	14.91	44.44	1.37	16.01	0.32

DMLTE	DMLTD	DMLTR	DMLTSS	DMLTSR
9.14	14.83	20.70	9.77	5.59

Entalpia do ar na entrada dos trocadores evaporativos [kJ/kg] = 107.802

Entalpias do ar à saída de cada trocador evaporativo [kJ/kg]

Condensador	Absorvedor	RSP
117.770	126.913	145.599

Temperaturas da água à saída de cada trocador evaporativo [C]

Condensador	Absorvedor	RSP
30.912	33.282	37.440

COP = 0.40

Temperatura de bulbo úmido = 29.00

Ponto	estado	m	P	T	XL	XG	Z	h
1	V	0.02	14.48	119.75	0.0000	0.8837	0.8837	1664.98
2	L	0.18	14.48	105.85	0.3425	0.0000	0.3425	272.91
3	L	0.16	14.48	119.75	0.2779	0.0000	0.2779	364.72
4	L	0.18	14.26	105.85	0.3425	0.0000	0.3425	272.91
6	V	0.02	14.26	105.85	0.0000	0.9354	0.9354	1565.64
7	L	0.18	14.26	105.85	0.3425	0.0000	0.3425	272.91
8	V	0.02	14.26	104.81	0.0000	0.9376	0.9376	1560.30
9	L	0.18	13.85	104.81	0.3496	0.0000	0.3496	265.68
12	L	0.01	13.85	40.00	0.8336	0.0000	0.8336	64.16
14	V	0.01	13.85	40.00	0.0000	0.9996	0.9996	1309.92
15	V	0.01	13.52	40.00	0.0000	0.9996	0.9996	1309.92
16	L	0.01	12.83	33.24	0.9996	0.0000	0.9996	157.34
17	L	0.01	12.83	33.24	0.9996	0.0000	0.9996	157.34
18	L	0.01	12.49	13.98	0.9996	0.0000	0.9996	65.04
19	M	0.01	2.46	-14.02	0.9990	1.0000	0.9996	65.04
20	M	0.01	2.46	-14.02	0.9990	1.0000	0.9996	65.04
21	V	0.01	2.46	-8.25	0.0000	0.9998	0.9996	1267.63
22	V	0.01	2.41	32.99	0.0000	0.9996	0.9996	1359.93
23	M	0.17	1.66	45.17	0.2935	0.9638	0.3324	86.02
24	M	0.17	1.66	45.17	0.2935	0.9638	0.3324	86.02
25	L	0.17	1.46	34.44	0.3324	0.0000	0.3324	-64.73
26	L	0.17	1.46	34.44	0.3324	0.0000	0.3324	-64.73
27	L	0.17	14.98	34.62	0.3324	0.0000	0.3324	-62.82
28	L	0.17	14.57	34.62	0.3324	0.0000	0.3324	-62.82
29	L	0.00	14.57	34.62	0.3324	0.0000	0.3324	-62.82
30	L	0.17	14.23	52.57	0.3324	0.0000	0.3324	23.30
31	L	0.17	14.23	52.57	0.3324	0.0000	0.3324	23.30
32	L	0.17	13.85	107.36	0.3324	0.9280	0.3324	283.60
33	L	0.16	12.83	60.26	0.2779	0.0000	0.2779	83.20
34	L	0.16	12.67	39.14	0.2779	0.0000	0.2779	-17.88
35	L	0.16	1.66	39.34	0.2779	0.0000	0.2779	-17.88

QC QE QA QD QR QTSS QSR QRSP QB
14.98 15.63 25.98 41.10 14.84 44.85 1.20 16.10 0.33

DMLTE DMLTD DMLTR DMLTSS DMLTSR
8.25 14.08 20.61 9.86 4.91

Entalpia do ar na entrada dos trocadores evaporativos [kJ/kg] = 112.702

Entalpias do ar à saída de cada trocador evaporativo [kJ/kg]

Condensador Absorvedor RSP
121.543 130.227 150.727

Temperaturas da água à saída de cada trocador evaporativo [C]

Condensador Absorvedor RSP
31.493 33.693 38.136

COP = 0.38

Temperatura de bulbo úmido = 30.00

Ponto	estado	m	P	T	XL	XG	Z	h
1	V	0.02	12.96	120.20	0.0000	0.8831	0.8831	1666.45
2	L	0.18	12.96	107.17	0.3383	0.0000	0.3383	280.68
3	L	0.16	12.96	120.20	0.2779	0.0000	0.2779	366.93
4	L	0.18	12.96	107.17	0.3383	0.0000	0.3383	280.68
6	V	0.02	12.96	107.17	0.0000	0.9324	0.9324	1572.32
7	L	0.18	12.96	107.17	0.3383	0.0000	0.3383	280.68
8	V	0.02	12.96	106.28	0.0000	0.9342	0.9342	1567.76
9	L	0.18	12.96	106.28	0.3446	0.0000	0.3446	274.32
12	L	0.01	12.96	40.00	0.8413	0.0000	0.8413	69.50
14	V	0.01	12.96	40.00	0.0000	0.9996	0.9996	1309.04
15	V	0.01	12.96	40.00	0.0000	0.9996	0.9996	1309.04
16	L	0.01	12.96	33.59	0.9996	0.0000	0.9996	159.07
17	L	0.01	12.96	33.59	0.9996	0.0000	0.9996	159.07
18	L	0.01	12.61	14.64	0.9996	0.0000	0.9996	68.17
19	M	0.01	2.41	-14.55	0.9990	1.0000	0.9996	68.17
20	M	0.01	2.41	-14.55	0.9990	1.0000	0.9996	68.17
21	V	0.01	2.41	-7.28	0.0000	0.9998	0.9996	1270.40
22	V	0.01	2.35	33.47	0.0000	0.9996	0.9996	1361.29
23	M	0.17	1.61	44.76	0.2907	0.9632	0.3250	75.35
24	M	0.17	1.61	44.76	0.2907	0.9632	0.3250	75.35
25	L	0.17	1.41	34.76	0.3250	0.0000	0.3250	-60.44
26	L	0.17	1.41	34.76	0.3250	0.0000	0.3250	-60.44
27	L	0.17	15.06	34.95	0.3250	0.0000	0.3250	-58.50
28	L	0.17	14.67	34.95	0.3250	0.0000	0.3250	-58.50
29	L	0.00	14.67	34.95	0.3250	0.0000	0.3250	-58.50
30	L	0.17	14.34	52.78	0.3250	0.0000	0.3250	27.12
31	L	0.17	14.34	52.78	0.3250	0.0000	0.3250	27.12
32	L	0.17	13.86	108.09	0.3250	0.9224	0.3250	289.69
33	L	0.16	12.96	60.86	0.2779	0.0000	0.2779	86.03
34	L	0.16	12.81	39.86	0.2779	0.0000	0.2779	-14.36
35	L	0.16	1.61	40.07	0.2779	0.0000	0.2779	-14.36

QC	QE	QA	QD	QR	QTSS	QSR	QRSP	QB
12.95	13.54	23.44	38.72	14.78	45.34	1.02	16.20	0.33

DMLTE	DMLTD	DMLTR	DMLTTSS	DMLTSR
7.28	13.26	20.53	9.96	4.19

Entalpia do ar na entrada dos trocadores evaporativos [kJ/kg] = 117.827

Entalpias do ar á saída de cada trocador evaporativo [kJ/kg]

Condensador	Absorvedor	RSP
125.470	133.643	156.085

Temperaturas da água à saída de cada trocador evaporativo [C]

Condensador	Absorvedor	RSP
32.079	34.103	38.840

COP = 0.35

Anexo XIV. Método numérico de Newton-Raphson para uma equação não linear.

Seja a equação:

$$f(X_0) = 0 \quad (\text{AXIV-01})$$

e seja o resíduo **R** definido por:

$$R = f(X) \quad (\text{AXIV-02})$$

Esta função pode ser apresentada como na figura AXIV-1. O termo X_1 representa um valor inicial para o processo iterativo, preferivelmente próximo de X_0 , de forma tal que:

$$R_1 = f(X_1) \quad (\text{AXIV-03})$$

Expandindo **R** em série de Tylor em torno do valor inicial X_1 , e desprezando os termos de ordem igual ou superior a 2, resulta:

$$R'_1 = (X - X_1) \frac{\partial f(X_1)}{\partial X} \quad (\text{AXIV-04})$$

A função R'_1 constitui-se numa aproximação da função R em torno de X_1 . Sendo que a raiz de R_1 é:

$$X_2 = X_1 - \frac{R_1}{\frac{\partial f(X_1)}{\partial X}} \quad (\text{AXIV-05})$$

O valor de 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 .

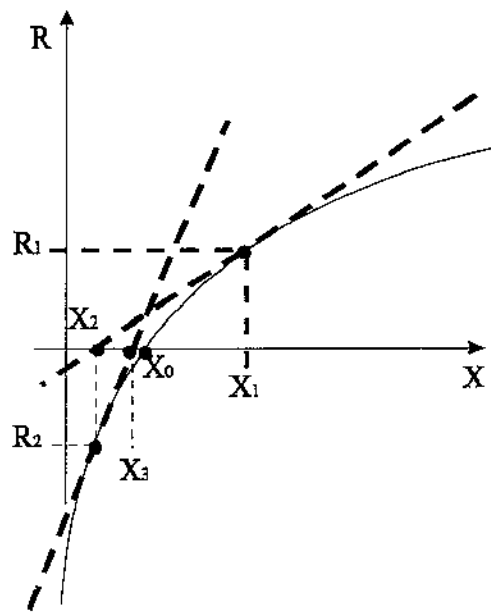


fig.AXIV-1. Representação gráfica do método de Newton-Raphson para uma equação.

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 próximo a zero ou quando o valor aproximativo X_k for muito próximo a X_{k-1} .

ANEXO XV.- POTENCIAL DE ENTALPIA.

Para o modelamento da transferência de calor entre o filme líquido e o ar que rodeia este nos tubos evaporadores é empregado o conceito de potencial de entalpia. Este potencial é definido como a diferença entre a entalpia do ar úmido não saturado e a entalpia do ar saturado à temperatura da superfície molhada.

Quando é trocado calor sensível, a força que provoca esta transferência é a diferença das temperaturas de bulbo seco. Na transferência de calor entre o ar não saturado e uma superfície molhada está presente outra força, a diferença na pressão do vapor d'água, que causa o transporte de massa. Esta transferência de massa revela-se como evaporação do líquido ou condensação do vapor d'água presente no ar.

Desta maneira o calor total transferido entre ambos meios é a soma dos calores sensíveis e latentes trocados. Assim:

$$dQ_t = dQ_s + dQ_l \quad (AXV-01)$$

Stoecker (1958) faz uma análise detalhada deste potencial de entalpia, e demonstra que a equação (AXV-1) pode ser colocada em função das entalpia do ar não saturado e a entalpia do ar saturado da seguinte forma:

$$dQ_t = \frac{f_g dA}{C_p + WC_{ps}} (H - H_s) \quad (\text{AXV-02})$$

onde:

$f_g \Rightarrow$ Coeficiente de transferência através do filme de ar.

$C_p \Rightarrow$ Calor específico do ar seco

$C_{ps} \Rightarrow$ Calor específico do vapor de água.

A entalpia do ar não saturado pode ser determinada facilmente considerando o ar e o vapor como gases ideais, consideração bem sucedida para as condições de operação analisadas neste caso. Desta forma pode-se escrever:

$$H = C_p T_{ar} \quad (\text{AXV-03})$$

A entalpia do ar saturado à temperatura da parede foi determinada por Goodman (Stoecker, 1958). Este propôs uma equação quadrática para relacionar H_s com T_s , em Btu/lb de ar seco e graus Fahrenheit respectivamente, da seguinte maneira:

$$H_s = 10.78 - 0.1882T_s + 0.0075T_s^2 \quad (\text{AXV-04})$$

Para os objetivos da simulação, não é conveniente a utilização desta equação quadrática, devido a que o sistema de equações em diferenças leva a um sistema de equações lineares algébricas de fácil solução. A introdução desta equação torna o sistema não linear, dificultando sua solução e aumentando o tempo de computação.

Para evitar estes problemas foi linearizada esta equação proposta por Goodman. A equação foi linearizada à forma:

$$H_s = a + bT_s \quad (\text{AXV-05})$$

Os coeficientes a e b são calculados através de um algoritmo de regressão baseado no método dos mínimos quadrados, e como base de dados foram utilizados os dados da tabela A-10 oferecida por Stoecker (1958).

Os valores tomados para a análise da regressão podem ser revisados na tabela A-10 da referida citação (Stoecker, 1958). Na figura AXV.1 pode-se observar a forma quadrática da equação (AXV-04) que representa os dados da tabela mencionada anteriormente. A partir deste gráfico foram selecionados os intervalos para a linearização da equação de Goodman.

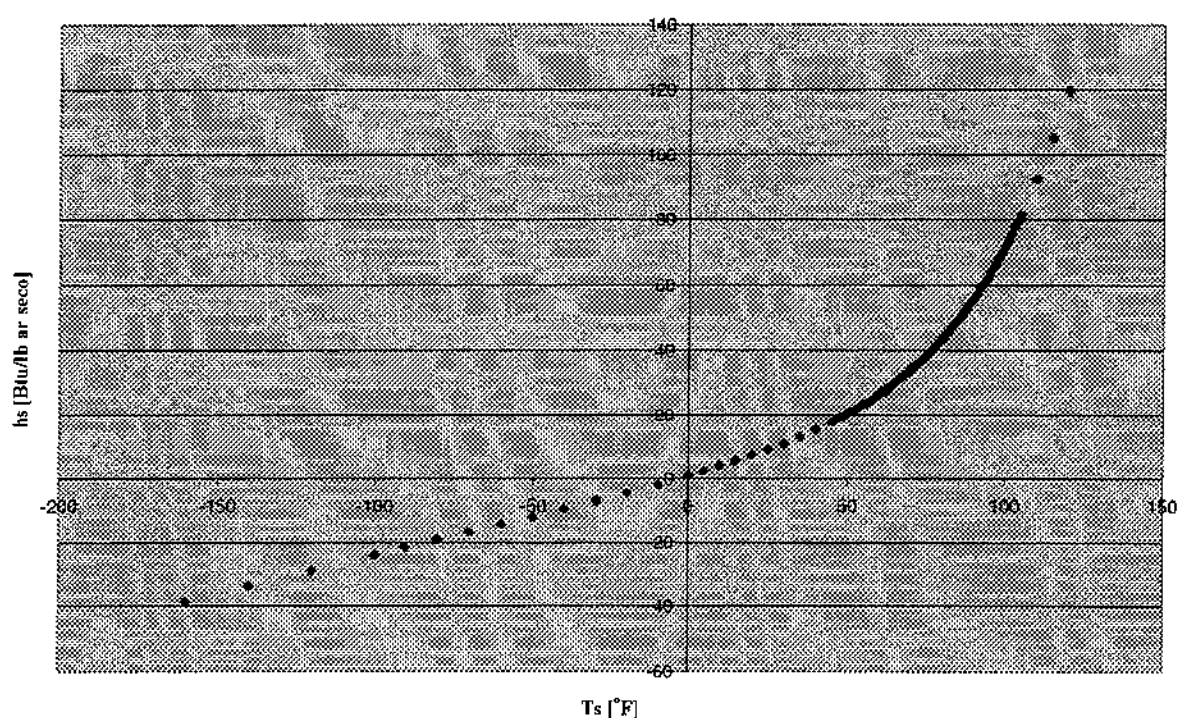


fig. AXV.1. Gráfico representativo da equação de Goodman.

Na tabela AXV-1 são colocados os valores dos coeficientes a e b , junto aos erros da análise estatística feita para a linearização que dá lugar à equação (AXV-05). Esta foi linearizada por seção procurando minimizar o erro determinado através da equação (AXV-06). Este erro representa a diferença entre os valores de h_s calculados pela equação (AXV-04) assumida como real e a equação linearizada (AXV-05).

Tabela AXV-1. Valores da linearização da equação AXV-04.

intervalo	b	a	erro
(-160:0)	0,244117	0,394538	0,174176
(0:20)	0,31318	0,7548	0,090828
(20:40)	0,40644	-1,1546	0,139
(40:50)	0,50598	-5,06566	0,054563
(50:60)	0,615127	-10,5471	0,061724
(60:70)	0,762545	-19,4191	0,084025
(70:80)	0,959091	-33,2127	0,110252
(80:90)	1,223	-54,3759	0,149926
(90:100)	1,578364	-86,42	0,198376
(100:120)	2,36557	-166,155	1,235736

$$S_{y,x} = \sqrt{\left[\frac{1}{n(n-2)} \right] \left[n \sum y^2 - (\sum y)^2 - \frac{[n \sum xy - (\sum x)(\sum y)]^2}{n \sum x^2 - (\sum x)^2} \right]} \quad (\text{AXV-06})$$