

ESTE EXEMPLAR CORRESPONDE A REDAÇÃO FINAL DA
TESE DE GRADUAÇÃO DE RAFAEL LINCOLN
PRATTES MILANÉS E APROVADA PELA
COMISSÃO JULGADORA EM 20/06/2002


ORIENTADOR

UNIVERSIDADE ESTADUAL DE CAMPINAS
FACULDADE DE ENGENHARIA MECÂNICA
DEPARTAMENTO DE ENERGIA

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

Autor: **Rafael Lincoln Pratts Milanés**
Orientador: **José Tomaz Vieira Pereira**

UNICAMP
BIBLIOTECA CENTRAL
SEÇÃO CIRCULANTE

**UNIVERSIDADE ESTADUAL DE CAMPINAS
FACULDADE DE ENGENHARIA MECÂNICA
DEPARTAMENTO DE ENERGIA**

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

**Autor: Rafael Lincoln Pratts Milanés
Orientador: José Tomaz Vieira Pereira**

**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
2002**

UNIDADE	BC
Nº CHAMADA	T/UNICAMP P889a
V	EX
TOMBO BC/	51782
PROC.	16.837-02
C	<input type="checkbox"/>
D	<input checked="" type="checkbox"/>
PREÇO	R\$11,00
DATA	12/10/02
Nº CPD	

CM00177089-4

BIB ID 271589

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

P889a

Pratts Milanés, Rafael Lincoln

Análise e simulação do absorvedor evaporativo de um sistema de absorção água – amônia para produção de gelo em escamas / Rafael Lincoln Pratts Milanés. --Campinas, SP: [s.n.], 2002.

Orientador: José Tomaz Vieira Pereira
Tese (doutorado) - Universidade Estadual de Campinas, Faculdade de Engenharia Mecânica.

1. Refrigeração. 2. Gases – Absorção e adsorção. 3. Modelos matemáticos. I. Pereira, José Tomaz Vieira. II. Universidade Estadual de Campinas. Faculdade de Engenharia Mecânica. III. Título.

**UNIVERSIDADE ESTADUAL DE CAMPINAS
FACULDADE DE ENGENHARIA MECÂNICA
DEPARTAMENTO DE ENERGIA**

TESE DE DOUTORADO

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

Autor: **Rafael Lincoln Pratts Milanés**
Orientador: **Prof. Dr. José Tomaz Vieira Pereira**



Prof. Dr. José Tomaz Vieira Pereira
FEM/UNICAMP



Prof. Dr. José Ricardo Figueiredo
FEM/UNICAMP



Prof. Dr. Luiz Fernando Milanez
FEM/UNICAMP



Prof. Dra. Sílvia Azucena Nebra de Perez
FEM/UNICAMP



Prof. Dr. Sílvia de Oliveira Jr.
POLI/USP

Campinas, 2002

200258002

Dedicatória

A Ricardo.

Agradecimentos

Agradeço a todos aqueles que me ajudaram a concluir este trabalho, em particular a meu orientador, o Professor Tomaz, cujos ensinamentos dentro e fora da universidade, me permitiram ver o mundo de outra maneira.

Ao Professor José Ricardo Figueiredo, pelo esforço e dedicação a este trabalho.

Aos professores Reynaldo Guillén Gordín e Fernando Brossard Pérez do Instituto Superior Politécnico Júlio Antônio Mella, que me ensinaram o gosto pela refrigeração e me deram o ânimo suficiente para seguir adiante.

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

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

Aos técnicos do Hospital das Clínicas, cujo apoio foi fundamental na realização das experiências levadas a cabo na instalação, entre eles: José Anderson, Aldo, Mendes, Valdecir, Emerson, Rogério, Osvaldo.

Ao pessoal administrativo, do Departamento de Energia, Rodrigues, Neusa, e Sônia. Especialmente a Maria Elena que se mostrou como mais uma amiga.

Agradeço a meus amigos, especialmente ao Rodolfo pôr ter ficado a meu lado durante esta parte da jornada.

Agradeço ao CNPq pelo seu apoio material, à UNICAMP por me acolher como estudante.

“A imaginação é mais importante que o conhecimento”

Albert Einsten

Resumo

Este trabalho apresenta uma simulação numérica detalhada de um absorvedor de bolha horizontal com resfriamento evaporativo, a partir de um modelo que inclui os fenômenos termodinâmicos e de transferência de calor e massa. Este trocador faz parte de um sistema de refrigeração por absorção água - amônia, para a produção de gelo em escamas.

Os fenômenos de transporte envolvidos foram descritos pelas equações de conservação de massa, energia e espécies químicas aplicadas a um sistema bifásico, empregando o conceito de etapa em desequilíbrio. O processo de resfriamento evaporativo externo foi resolvido usando as simplificações de Merkel, o que facilitou a solução matemática. O modelo foi estabelecido para regime permanente.

Os resultados obtidos mostram a possibilidade do uso de absorvedores evaporativos em sistemas de absorção água – amônia de qualquer capacidade. O modelo desenvolvido possibilita o projeto e otimização de absorvedores evaporativos para sistemas de absorção com capacidades e condições de operação diferentes.

Palavras chaves

Refrigeração, absorção, absorvedor, simulação matemática.

Abstract

This work presents a detailed numeric simulation of an horizontal tubular bubble absorber with evaporative cooling, a model that includes the thermodynamic phenomena of heat and mass transfer. This heat exchanger is part of an ammonia-water absorption refrigeration system for the production of ice in scales.

The transport phenomena involved were described by the equations of mass, energy and chemical species conservation, applied to a two-phase system, using the concept of nonequilibrium stage. The external process of evaporative cooling was solved using the Merkel simplifications, that facilitated the mathematical solution. The model was established for steady state operation.

The results obtained show the possibility of the use of evaporative absorbers in ammonia-water absorption refrigeration system of any capacity. The developed model may be used for the optimum project of evaporative absorbers for absorption systems with different capacities and conditions of operation.

Key words

Refrigeration, absorption, absorber, mathematical simulation.

Índice

1.- Introdução.....	1
1.1.- Apresentação	6
1.2.- Objetivos	6
1.3.- Pesquisa bibliográfica.....	7
1.3.1.- Antecedentes históricos	7
1.3.2.- Revisão da Literatura.....	9
1.3.2.1.- Modelamento de absorvedores de sistemas de absorção	11
1.3.2.2.- Trocadores de Calor Evaporativos.....	13
1.3.3.- Propriedades termodinâmicas da solução água – amônia.....	15
1.4.- Sistema de absorção Instalado na Unicamp	16
1.4.1.-Absorvedor Evaporativo, Condensador e Resfriador de Solução Pobre.....	21
1.4.2.-Particularidades do Sistema	23
2.- Processo de absorção	26
2.1.-Processo termodinâmico no absorvedor	26
2.1.1.- Influência das condições de entrada da solução pobre no absorvedor	32
2.1.2.- Determinação do calor de absorção	34
2.1.3.- Temperatura mínima da solução no expulsor para o início do processo de absorção	36
2.1.4.- Influência da temperatura de absorção sobre o COP do sistema	38

2.2.- Processo termodinâmico no condensador	40
2.3.- Processo termodinâmico no resfriador de solução pobre.....	42
2.4.- Absorvedores mais usados	44
25.- Conjunto evaporativo do sistema em estudo	47
3.- Modelamento matemático do processo de absorção	51
3.1.- Método simplificado para a simulação do condensador e do resfriador de solução pobre resfriados com processo evaporativo	52
3.1.1.- Modelamento do condensador evaporativo	59
3.1.2.-Modelamento do resfriador de solução pobre.....	63
3.2.- Modelamento detalhado do absorvedor.....	65
3.2.1.- Modelamento do processo de absorção no interior dos tubos.....	66
3.2.2.- Modelamento do resfriamento evaporativo do absorvedor	74
4.- Avaliação dos coeficientes de transferência. Sistema de medições	79
4.1.-Avaliação dos coeficientes de transferência de calor e massa	79
4.1.1.- Metodologia de avaliação dos coeficientes de troca de calor e massa	81
4.1.2.-Coeficiente de transferência de massa entre água e ar.....	84
4.1.3.-Coeficiente de transferência de calor no filme d'água	86
4.1.4.-Coeficiente de transferência de calor no ar	89
4.1.5.-Coeficiente de transferência de calor interno	90
4.1.6.-Valores experimentais.....	93
4.2.- Sistema experimental de medições.....	95
4.2.1.-Medição de pressão	97
4.2.2.-Medição de temperatura	99
4.2.3.-Medição de vazão e densidade.....	103
4.2.4.-Medição da concentração	106
4.2.5.-Valores das medições em regime permanente.....	108
4.2.6.-Medições no conjunto evaporativo	109
4.2.7.-Erro dos medidores usados.....	114
5.-Propriedades termodinâmicas e termofísicas	115
5.1.-Propriedades termodinâmicas da mistura água-amônia	115

5.2.-Propriedades termofísicas da mistura água-amônia	127
5.3.-Propriedades do ar úmido	130
6.- Simulação do processo de absorção	132
6.1.- Equações e parâmetros para simulação.....	133
6.1.1.- Equações.....	133
6.1.2.- Parâmetros	137
6.2.- Método numérico.....	139
6.2.1.- Descrição do método.....	140
6.2.2.- Modificação do método original	142
6.3.- Algoritmo computacional.....	144
7.- Análise e discussão dos resultados.....	150
8.- Conclusões e recomendações.....	169
8.1.- Conclusões	169
8.2.- Recomendações	171
9.-Referências Bibliográficas.....	173
Anexo I: Avaliação dos processos evaporativos e dos coeficientes de transferência de calor e massa.....	187
Anexo II: Diagrama para a determinação da concentração da solução água-amônia em função da densidade e temperatura reais	193
Anexo III: Pontos de medição no feixe de tubos do absorvedor	195
Anexo IV: Valores médios das temperaturas de bulbo úmido e seco em um ano.....	197
Anexo V: Convergência do programa para simulação	199

Lista de figuras

1.1.- Comportamento do COP em função da temperatura de evaporação	4
1.2.- Esquema representativo do sistema de absorção da Unicamp	19
1.3.- Esquema representativo do conjunto evaporativo	22
1.4.- Influência do descongelamento sobre o processo de retificação.....	24
2.1.- Processo termodinâmico de absorção	28
2.2.- Processo de absorção	29
2.3.- Processo de absorção no diagrama concentração-entalpia	33
2.4.- Temperatura mínima de geração em função da temperatura de absorção	38
2.5.- Variação do COP com a temperatura de absorção no estudo de Stoecker (1971).....	39
2.6.- Variação do COP com a temperatura de absorção no sistema do HC da Unicamp.....	40
2.7.- Processo termodinâmico no condensador.....	41
2.8.- Processo termodinâmico no resfriador de solução pobre	43
2.9.- Absorvedor convencional de borbulha	44
2.10.- Absorvedor compacto	45
2.11.- Absorvedor empacotado.....	45
2.12.- Absorvedor de borbulha vertical	46
2.13.- Absorvedor de borbulha horizontal	47
2.14.- Vista frontal do conjunto evaporativo	48
2.15.- Arranjo dos tubos no conjunto.....	49

2.16.- Vista lateral do feixe de tubos no absorvedor.....	50
3.1.- Processo de transferência através do filme de água	57
3.2.- Perfil de temperaturas no resfriador evaporativo.	57
3.3.- Esquema representativo do condensador evaporativo.	60
3.4.- Esquema representativo do resfriador evaporativo de solução pobre.	64
3.5.- Esquema representativo do absorvedor evaporativo.....	66
3.6.- Processo de absorção resfriado evaporativamente.	67
3.7.- Esquema de uma etapa em desequilíbrio para processos em paralelo.	70
3.8.- Evaporação num canal elementar de um tubo de comprimento Δl	76
4.1.- Variações das pressões de alta e baixa.	98
4.2.- Variação da temperatura na entrada e saída do resfriador de solução pobre.....	100
4.3.- Variação das temperaturas de bulbo seco e úmido.	101
4.4.- Variação da temperatura na entrada e saída do condensador.	101
4.5.- Variação da temperatura na entrada e saída do absorvedor.	102
4.6.- Variação da densidade da solução rica, da pobre e da amônia líquida.	104
4.7.- Variação da vazão da solução rica, da pobre e da amônia líquida.	105
4.8.- Variação da concentração da solução rica, da pobre e da amônia líquida.	108
4.9.- Pontos de medição no absorvedor evaporativo.	111
4.10.- Variação da temperatura da água na cuba, e do ar úmido.	112
4.11.- Variação da temperatura da água de resfriamento em cada fileira.	112
4.12.- Temperaturas médias da água de resfriamento em cada fileira.	113
6.1.- Diagrama em blocos do algoritmo de cálculo para simulação em regime permanente...	148
7.1.- Pontos e fileiras numa serpentina.	152
7.2.- Fluxo de vapor em cada ponto da serpentina.....	152
7.3.- Fluxo de líquido em cada ponto da serpentina.....	153
7.4.- Concentração do vapor e da interface em cada ponto da serpentina.....	154
7.5.- Concentração do líquido e da interface em cada ponto da serpentina.....	155
7.6.- Temperatura de cada fase em cada ponto da serpentina.....	155
7.7.- Calor transferido em cada fileira da serpentina.	157
7.8.- Entalpia do ar à saída de cada fileira da serpentina.	158

7.9.- Fluxos de vapor e de amônia absorvidos em cada ponto da serpentina.	159
7.10.- Variação da quantidade de massa absorvida na serpentina com diferentes diâmetros.	161
7.11.- Variação da área de transferência de calor com diferentes diâmetros da serpentina. ...	162
7.12.- Variação do NTU disponível com diferentes diâmetros da serpentina.	163
7.13.- Variação do volume de transferência de massa com dif. diâmetros e comprimentos... ..	164
7.14.- Variação da área frontal de fluxo para diferentes diâmetros da serpentina.....	165
7.15.- Variação da velocidade superficial do gás no interior dos tubos para dif. diâmetros... ..	165
7.16.- Variação do diâmetro médio de bolha para diferentes diâmetros da serpentina.	166
7.17.- Variação da área interfacial da transferência de massa e energia para dif. diâmetros... ..	167
7.18.- Variação do coeficiente global médio de transferência de massa.	167

Lista de tabelas

1.1.- Áreas de troca térmica de cada equipamento.....	18
2.1.- Fluxo de solução rica em função da temperatura de absorção.....	31
2.2.- Parâmetros construtivos do conjunto evaporativo	50
4.1.- Cálculo dos valores médios para avaliação dos parâmetros	80
4.2.- Valores dos coeficientes de troca de calor e massa.....	94
4.3.- Coeficientes de transferência de calor entre a água e o ar	94
4.4.- Concentração das soluções saturadas.....	106
4.5.- Dados tomados em operação em regime permanente	109
4.6.- Faixa de operação e erro dos medidores.....	114
5.1.- Variáveis e algoritmos empregados.....	121
5.2.- Coeficientes empregados nas equações da energia livre de Gibbs para substâncias puras	126
5.3.- Coeficientes empregados na equação da energia livre de Gibbs de excesso	126

Nomenclatura

Letras latinas

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

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

C_p – Calor específico [$J/kg/^\circ C$].

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

D – Diâmetro [m].

E – Função conservação da energia.

E – Energia transportada através da interface.

dF/dX – Derivada total do parâmetro genérico F em relação ao parâmetro genérico X .

f – Função implícita genérica.

F, f – função genérica, razão de circulação.

g – aceleração da gravidade [m/s^2].

G – Energia livre de Gibbs [J/kg], velocidade do fluxo de massa de ar [$kg/s/m^2$].

h – Entalpia específica [J/kg], Coeficiente pelicular de transferência de calor [$W/m^2/^\circ C$].

H – Entalpia de certa quantidade de massa [J], Entalpia do ar não saturado [J/kg], altura do feixe de tubos [m].

H_s – Entalpia do ar saturado [J/kg].

k – Coeficiente de condutividade térmica [$W/m/^\circ C$].

K_M – Coeficiente de transferência de massa no sistema ar-água [$\text{kg}/\text{m}^2/\text{s}$].
 K_a – Coeficiente de transferência de massa no sistema água-amônia [$\text{kg}/\text{m}^2/\text{s}$].
 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 molecular.
 M – Função conservação da massa.
 ModF – Módulo do vetor das funcionais no algoritmo de Newton-Raphson.
 ModX – Módulo do vetor das variáveis efetivas no algoritmo de Newton-Raphson.
 n – Número total de equações.
 N – Fluxo de massa através da interface.
 Nu – Número de Nusselt.
 P – Pressão.
 P_a – Pressão do lado de alta.
 P_b – Pressão do lado de baixa.
 q – Calor transferido por unidade de massa [kW/kg].
 Q – Calor transferido [kW].
 R – Resíduo, variável auxiliar, resistência.
 R_a – Fluxo volumétrico de ar por unidade de área frontal [$\text{m}^3/\text{s}/\text{m}^2$].
 Re – Número de Reynolds.
 R_w – Fluxo volumétrico de água por unidade de área frontal [$\text{m}^3/\text{s}/\text{m}^2$].
 Pr – Número de Prandtl.
 S – Espaçamento entre tubos [m].
 T – Temperatura [$^{\circ}\text{C}$], tempo.
 T_{bu} – Temperatura de bulbo úmido [$^{\circ}\text{C}$].
 T_F – Temperatura de fusão [$^{\circ}\text{C}$].
 U – Coeficiente global de transferência de calor [$\text{kW}/\text{m}^2/^{\circ}\text{C}$], qualidade do vapor.
 U – Velocidade superficial [m/s].

V – Volume [m^3], velocidade do fluxo [m/s].
v – Volume específico [m^3/kg].
W – umidade absoluta do ar.
X – Concentração no líquido, conteúdo de umidade.
Y – Concentração no vapor.
Z – Concentração total [%].

Letras Gregas

Δ - Variação do parâmetro.
 δ - Espessura do filme.
 ε - Fração de bolhas.
 Γ - Fluxo por unidade de comprimento de tubo [kg/m/s]
 η - Eficiência.
 φ - Umidade relativa.
 μ - Potencial químico, viscosidade dinâmica [kg/m/s].
 ν - Viscosidade cinemática [m^2/s].
 ∂ - Derivada parcial.
 ρ - Densidade [kg/m^3].
 σ - Tensão superficial, coeficiente de Lewis.
 ξ - Concentração.

Superescritos

1,2,3,.....n – Contador dos nós na direção r.
1,2,3,.....m – Contador dos nós na direção z.
A – Disponível.
E – Termo efetivo; externa.
L,1 – Fase líquida.
R – requerido.
v,g – Vapor, fase gasosa.

Subscritos

a – Água de resfriamento.

A, Abs – Absorvedor.

ar – Ar na torre evaporativa de resfriamento.

b – Bolhas.

C – Condensador, Carnot.

e – Equilíbrio, Evaporador.

F – fluido.

G, g – Fase vapor, Gerador.

L, l – Fase líquida.

H – Horizontal.

i – Interface, posição no sistema de equações.

j – Posição dentro do sistema de equações.

k – Número da equação, sub-iteração, contador do volume de controle.

L, l – Quantidade de equações efetivas; líquido.

M – Propriedade molar.

\bar{M} - Propriedade molar parcial.

n – Quantidade total de equações.

O – Exterior.

P – Parede.

RSP – Resfriador de solução pobre.

S – Saturação, solução.

SP – Solução pobre.

t – Tubo; espessura de parede de tubo, total.

V – vertical.

W – água.

Siglas

COP – Coeficiente de Desempenho.

EQNS – Procedimento para o cálculo das variáveis não efetivas.

GAUSS – Procedimento para o cálculo do sistema de equações lineares.

GETH – Procedimento para o cálculo da entalpia da solução.

GETV – Procedimento para o cálculo do volume da solução.

GETS – Procedimento para o cálculo da entropia da solução.

IDECI – Variável decisória para correção do DMLT.

ITERT – Procedimento para a determinação da temperatura da mistura a partir da pressão e da concentração numa das fases.

ITERP – Procedimento para a determinação da pressão da mistura a partir da temperatura e da concentração numa das fases.

ITERX – Procedimento para a determinação da concentração da mistura de ambas as fases a partir da temperatura e a pressão.

ITERHT – Procedimento para a determinação da temperatura da mistura a partir da entalpia, da pressão e da concentração total.

ITERHP – Procedimento para a determinação da pressão da mistura a partir da entalpia, da temperatura e da concentração total.

NTU – Número de unidades de transferência de calor.

PARDIF – Procedimento para o cálculo numérico das derivadas de transferência de calor.

Capítulo 1

Introdução

A situação econômica mundial unida aos problemas ecológicos que enfrenta o planeta têm obrigado à busca de alternativas viáveis para fazer melhor uso das fontes energéticas, uma delas é o desenvolvimento de tecnologias mais eficientes e ciclos avançados que permitam um uso mais racional da fonte primária. Nacionalmente esta situação está sendo percebida pelas empresas a partir do incremento dos valores de seus insumos, fundamentalmente o aumento das tarifas de energia elétrica e do preço dos combustíveis convencionais. Somente no ano 2000 as tarifas de energia subiram 100% e, devido aos longos períodos de seca em abril de 2001, a Agência Nacional de Energia Elétrica (ANEEL) permitiu um aumento entre 14 e 18 % para várias concessionárias do país, sendo que existem previsões de aumento de 20 % desse valor no decorrer de 2002, indicando que o período das baixas tarifas de energia elétrica está acabando.

A difícil situação da geração de energia elétrica não acabará somente com a elevação dos valores tarifários, há necessidade de encontrar novas fontes para aumentar a geração, pois os recursos hídricos na região sudeste do país estão praticamente esgotados, e no norte sua exploração implica no alagamento de grandes áreas de terra. Para solucionar este problema está se implementando a construção de centrais termoelétricas que poderão garantir o crescimento da

economia, mas que trazem as já conhecidas implicações para a ecologia e que, com certeza, farão com que as tarifas aumentem devido à menor eficiência da geração em relação às usinas hidrelétricas.

Por estas razões vem se estabelecendo o conceito de economia sustentável, sendo cada vez mais aceito que o uso adequado da energia requer que as diferentes demandas sejam supridas com fontes energéticas de qualidade compatível. Como coloca Rodríguez (1999), o aquecimento ou condicionamento térmico de um determinado espaço ou processo deverá, sempre que possível, se efetivar 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.

Como alternativa para grandes consumidores e para aquelas regiões do país que não estão conectadas ao sistema de geração central, aparecem os esquemas de cogeração, que permitem, a partir de uma única fonte, obter energia elétrica e térmica simultaneamente. Isto em conjunto com a chegada do gás natural ao país, abre um bom caminho para conseguir um melhor uso das fontes primárias. Já existem bons exemplos do uso desta tecnologia no país como é o caso da fábrica da Coca-Cola em Jundiaí, SP, do Jornal Globo, do Projac e da fábrica de cervejas Brahma no Rio de Janeiro. Precisamente encontra-se em fase de estudo de viabilidade a implementação de um sistema deste tipo no Hospital das Clínicas da Unicamp.

Ao analisar o problema da energia elétrica do ponto de vista dos consumidores, a solução seria o desenvolvimento de máquinas e equipamentos mais eficientes, que permitissem maior economia. Dentro dos grandes consumidores encontram-se a refrigeração e a climatização de espaços, chegando a ser em muitos casos, como em hospitais e hotéis, responsáveis por 50% do consumo total de energia elétrica.

O estado atual da tecnologia tem permitido atingir altos valores de eficiência, sendo necessários grandes investimentos para uma melhora posterior. Precisamente as tecnologias

convencionais encarregadas da refrigeração e do conforto térmico estão passando pela maior crise desde a sua implantação. O descobrimento do buraco na camada de ozônio na atmosfera da Terra e a influência dos refrigerantes usados (HCFC's, CFC's) sobre o aumento deste, tem obrigado a procura rápida de alternativas para substituí-los. Empresas de grande porte têm apresentado diversas soluções, mas nenhuma delas definitiva.

Além dos problemas econômicos e energéticos, a própria necessidade de manter o planeta fundamenta a retomada do estudo dos sistemas que operam sob os princípios da sorção, utilizando substâncias que reduzam os efeitos adversos dos freons sobre o meio ambiente.

Pelas razões anteriores os sistemas de refrigeração por absorção têm voltado a ocupar um lugar importante nas aplicações de aquecimento e refrigeração, pois usam refrigerantes ecologicamente limpos e com eles é possível aproveitar fontes térmicas de baixo potencial além de viabilizar a implementação dos sistemas de cogeração.

Entretanto, no sistema de absorção água - amônia a elevada toxicidade da amônia aparece como uma forte contrapartida negativa para sua utilização, mas convém notar, neste sentido, que a amônia é, atualmente, um dos refrigerantes com maior potencial de utilização em grande escala em aplicações em sistemas de grande porte, sem grandes riscos quando observadas as normas de segurança para sua exploração. No caso dos sistemas de absorção os riscos diminuem como consequência das baixas concentrações de amônia em parte dos equipamentos que conformam o sistema.

São numerosas as aplicações e os esquemas energéticos que podem empregar os ciclos de absorção para o aproveitamento de fontes de energia térmica de baixo custo. Esse é um motivo pelo qual existe uma grande quantidade de trabalhos teóricos e experimentais realizados nas últimas décadas nos países desenvolvidos.

O desconhecimento do mercado nacional a respeito dos sistemas de absorção deve-se à pouca divulgação, à falta de empresas especializadas na área e à fama de sua baixa eficiência de primeira lei, que não permite a concorrência direta com os sistemas de compressão. Para ter-se

uma idéia, na feira de refrigeração e ar condicionado no Brasil, Febrava, em 2001, uma única empresa mostrou esta tecnologia baseada no par brometo de lítio - água.

Segundo estudos realizados, o custo da unidade de energia térmica deve ser pelo menos 10 vezes menor que o custo da unidade de energia elétrica para que os sistemas a absorção possam ser competitivos com os de compressão. Porém, na faixa de aplicação de temperaturas de evaporação muito baixa eles começam a ser interessantes, pois mantêm coeficientes de desempenho praticamente constantes para qualquer temperatura de evaporação.

A figura 1.1. dá uma idéia dos valores do coeficiente de desempenho (COP) para diferentes valores de temperatura de evaporação, para sistemas de refrigeração por absorção e por compressão. Aqui não aparecem representados os sistemas de refrigeração por absorção brometo de lítio-água de simples e duplo estágio que apresentam eficiências mais elevadas que os sistemas que usam o par água-amônia.

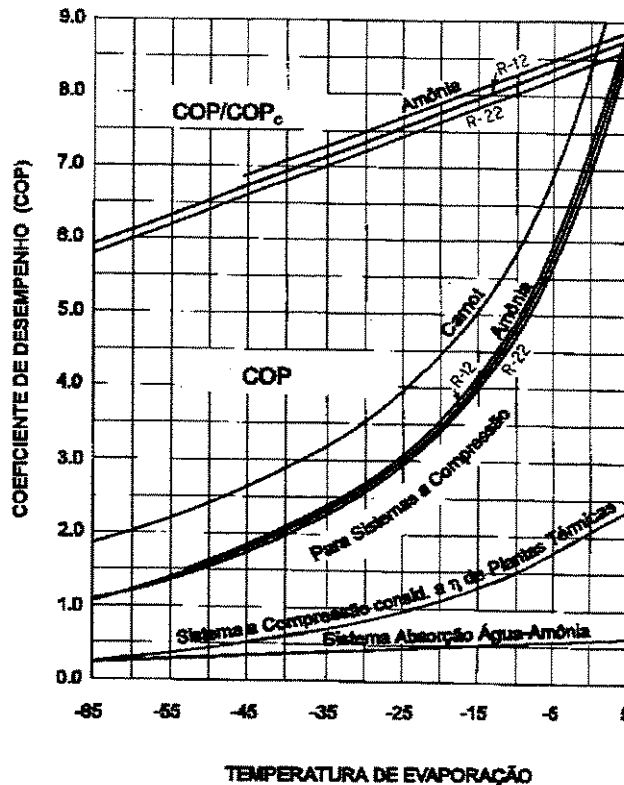


Figura 1.1: Comportamento do COP em função das Temperaturas de Evaporação.
Fonte: Threlkeld, (1970).

Outro fator que limita a implantação extensiva de sistemas de absorção é seu preço de mercado. Para a mesma capacidade frigorífica o preço dos sistemas de absorção é aproximadamente 20% maior do que um sistema de compressão, sem contabilizar a infra-estrutura necessária para o fornecimento de energia térmica.

Nos sistemas a absorção os trocadores de calor representam 80% do total dos equipamentos que conformam o sistema, encontrando-se no grupo o gerador, a torre de retificação, a torre de resfriamento, o trocador de calor solução rica - solução pobre, o resfriador de solução, o condensador, o evaporador, o sub - resfriador e o absorvedor, enquanto só existem quatro equipamentos dinâmicos, sendo duas bombas de água, um ventilador e a bomba de solução.

Segundo a MADEF, do ponto de vista de custo unitário, o grupo dos trocadores representa mais de 95% do custo total, daí que qualquer esforço no sentido de encontrar soluções para trocadores de menor custo se reverterá diretamente no custo final do equipamento. Pela falta de dados específicos de custo de cada equipamento dentro do sistema não é possível apresentar a relação de custo entre eles, mas é totalmente aceito pelos fabricantes (neste caso pela MADEF) e pela literatura especializada que o de maior custo entre eles é o absorvedor.

Ziegler (1996) chama a atenção para a necessidade de diminuir as áreas de troca térmica dos equipamentos com a finalidade de torná-los mais compactos, o que significa ao mesmo tempo o incremento dos coeficientes de transferência de calor e massa para diminuir o custo inicial das máquinas de absorção.

Entretanto Kern (1969) mostra que o preço final de trocadores evaporativos é 30% do custo total do equipamento, quando comparados com trocadores convencionais de carcaça e tubos; apesar de antigos, tais dados podem servir como referência.

O desenvolvimento de novos tipos de trocadores de calor tem permitido melhorar os coeficientes de transferência de calor e massa, tornando difícil obter maiores incrementos desses coeficientes. Tomando como base o novo tipo de absorvedor desenvolvido pela MADEF, este

trabalho é encaminhado, visando obter a simulação matemática do absorvedor evaporativo de uma máquina de absorção que usa o par água – amônia, para demonstrar seu uso em sistemas de qualquer capacidade.

1.1 Apresentação

O absorvedor em estudo é parte de um sistema de refrigeração por absorção de porte industrial projetado para produzir quatro toneladas de gelo por dia. Tal sistema foi concebido e construído pela MADEF S.A Indústria e Comércio, com sede em Canoas, Rio Grande do Sul, para ser utilizado em barcos pesqueiros usando como fonte quente os gases de exaustão do motor de combustão interna dos barcos.

Por uma série de problemas operacionais próprios do barco, o projeto não foi bem sucedido e a máquina foi levemente transformada para trabalhar de forma estacionária, sendo doada à Universidade Estadual de Campinas (UNICAMP) para estudos de aperfeiçoamento e divulgação desta tecnologia. Esta máquina encontra-se no setor de serviços do Hospital das Clínicas (H.C.) da Universidade e, apesar de ter sido projetada para empregar gases da combustão, está sendo movida com parte do vapor gerado nas caldeiras que prestam serviço ao próprio hospital.

Além de o custo inicial ser diminuído com o novo projeto do absorvedor também é reduzido com sua colocação junto ao condensador e ao resfriador de solução pobre num mesmo equipamento evaporativo. Do ponto de vista da modelação isto leva à necessidade de avaliar todos os componentes em conjunto para determinar a influência de um sobre o outro.

1.2 Objetivos

O presente trabalho tem como objetivo a apresentação de um modelo matemático que englobe os fenômenos termodinâmicos, de transferência de calor e massa e de mecânica dos fluidos, envolvendo os parâmetros construtivos e os parâmetros externos, para a simulação numérica da operação em regime permanente do absorvedor evaporativo em conjunto com o

condensador e o resfriador de solução pobre. O modelo foi ajustado e validado através de dados experimentais.

Convém notar que, devido às características do processo de fabricação do gelo em escamas e pelo processo de degelo empregado, o sistema trabalha o tempo todo em regime transitório. Isto faz com que sejam feitas várias considerações, além de empregar os valores experimentais médios temporais para representar a operação em regime permanente do sistema.

Os processos que têm lugar nestes equipamentos estão baseados em fenômenos físico-químicos complexos das misturas em sistemas bifásicos acompanhados da transferência de calor e massa, apresentando assim grandes dificuldades para seu estudo e com limitada existência de modelos na literatura que tratem estes sistemas com bastante profundidade. De outra parte, com pouca frequência aparece informação relevante de instalações reais operando sob ciclos de absorção água - amônia que possuam utilidade prática para o projeto ótimo e validação de simulações destas instalações.

Pelas razões acima, e pela necessidade de acoplar numericamente o absorvedor com o condensador e o resfriador de solução pobre, por estarem numa única torre evaporativa, neste trabalho é desenvolvido um modelo detalhado do absorvedor, e modelos mais simples para os outros dois trocadores que serão acoplados através do balanço global na torre.

1.3 Pesquisa bibliográfica

1.3.1 Antecedentes históricos

O surgimento de sistemas frigoríficos deve-se ao esforço de várias pessoas. No final do século XVIII o químico inglês Boyle e o físico alemão Guericke conseguiram determinar que a água a baixa pressão evapora também a baixa temperatura. Em 1777 Nern mostrou que, em condições de vácuo, a água congela se forem eliminados os vapores criados. Naquele tempo os

vapores de água eram eliminados pela absorção com ácido sulfúrico. Com estas bases o inglês Leslie conseguiu construir a primeira máquina para fabricar gelo.

Mas, enquanto não foram encontrados corpos de trabalho mais eficientes, os sistemas de refrigeração não se difundiram. No ano de 1834 Perkins construiu uma máquina frigorífica que funcionava com éter dietílico; essa substância permitiu obter baixas temperaturas a pressões de ebulição maiores que com a água. A máquina de Perkins pode ser considerada a precursora das máquinas modernas de compressão a vapor, sendo que, em seu projeto original, já aparecem os elementos mais característicos desses sistemas.

Em 1871 Tellier construiu uma máquina que funcionava com éter metílico. Em 1872 Boyle desenvolveu e patenteou a máquina frigorífica a amoníaco. Em 1881 Linde, ao mesmo tempo que Widhauzen, apresentou a máquina com anidro carbônico. Em 1845 o norte-americano Gorry inventou a máquina frigorífica a ar, onde este era comprimido inicialmente, sendo resfriado pelo meio ambiente e expandido posteriormente para obter o efeito frigorífico.

A idéia da refrigeração química foi formulada desde 1824, quando Faraday sugeriu o desenvolvimento de uma unidade de refrigeração onde uma reação entre os vapores de amônia e sais de prata foi usada para obter a vaporização da amônia líquida. A partir de então diversos pares de substâncias foram testados para obter uma maior eficiência térmica e melhorar a transferência de calor e massa nestes sistemas. A tecnologia da refrigeração por absorção teve 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 água - amônia. Muitos destes sistemas foram empregados para produção de gelo e para aplicações industriais em processos contínuos.

Em 1834 Peltier descobriu que, ao fazer passar uma corrente elétrica por um circuito composto por dois condutores diferentes, uma das uniões soldadas esfria e a outra esquenta, dando origem às máquinas frigoríficas termelétricas. Em 1884 foi patenteado o princípio de

funcionamento da máquina frigorífica com ejetor de vapor. A primeira máquina frigorífica com este princípio foi construída por Leblanc em 1910 (Koshkin, 1981).

As máquinas de refrigeração tiveram seu grande desenvolvimento no século XIX, tendo sido apresentados, nesse período, praticamente todos os princípios das técnicas usadas na atualidade. No século XX, por volta de 1930 surgiu, na Suécia, o refrigerador Electrolux para uso doméstico, baseado nos estudos e patentes de Platen e Munters. Estes refrigeradores foram comercializados em grande escala até os anos 50, quando o avanço tecnológico dos sistemas por compressão de vapor, baseados nas patentes de 1880 de Carl V. Linde nos Estados Unidos, em conjunto aos baixos preços da eletricidade, colocaram em situação de desvantagem os sistemas baseados nos ciclos térmicos de absorção.

Os sistemas comercialmente mais conhecidos que operam sob ciclo são os que utilizam o par brometo de lítio-água, principalmente nas aplicações de condicionamento de ar, e os sistemas que empregam o par água-amônia nas aplicações de baixas temperaturas e refrigeração industrial, embora hoje estas estejam sendo empregadas em sistemas de condicionamento de ar de pequena capacidade (Jeong et al., 1993).

Um dos estudos mais importantes, 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), sendo considerado esse estudo uma obra prima da absorção água-amônia.

1.3.2 Revisão de literatura

Os princípios teóricos dos ciclos de refrigeração por absorção foram estabelecidos a partir dos trabalhos de Merkel e Bonsjakovic em 1929, conjuntamente à introdução do diagrama da entalpia em função da concentração, e dos trabalhos de Nesselmann e Altenkirch. Baseado nestes trabalhos Niebergall propôs alguns dos métodos de avaliação para estes ciclos.

Desde o trabalho apresentado por Plank se passaram mais de duas décadas para começarem a aparecer estudos que mostrassem soluções analíticas para os processos em sistemas de absorção. A partir da década de 80, depois da crise energética dos anos 70, com a necessidade de encontrar alternativas para os sistemas de refrigeração por compressão, começaram a ser estudados novamente, aparecendo os primeiros estudos a respeito; no entanto eram analisados apenas dois casos: fluxo adiabático e paredes isotérmicas, Wassenaar (1996).

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), Björstöm 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). Grossman apresenta uma série de trabalhos na modelagem e simulação dos sistemas de absorção operando com diferentes pares de substâncias, inclusive a modelagem de sistemas híbridos. Assim pode-se apreciar os trabalhos Grossman (1982), Grossman e Childs (1983), Grossman e Michelson (1985), Grossman et al (1990), (1994).

Outros trabalhos na área da simulação numérica podem ser encontrados em McInden 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 nessa área. Entre eles podem ser citados os trabalhos de Schrenk e Lior (1975), Anderson (1976), Grossman et al (1979), Jhonson (1980), Figueiredo (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 LiBr-H₂O. Modelamentos teóricos de sistemas de refrigeração por absorção movidos a energia solar foram apresentados por Miller (1975), Satcunanathan e Kochhar (1975). Firmas como Arkla, Westinghouse, York e Union Carbide-Linde Division nos Estados Unidos, assim como a Dornier na Alemanha, 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 transporte para seu próprio conforto, como os efetuados por Izquierdo (1992) e Jingcheng (1994).

1.3.2.1 Modelamento de absorvedores de sistemas de absorção.

No modelamento do processo de absorção em absorvedores a bibliografia é limitada. Infante et al (1988) determinaram de forma experimental os coeficientes de transferência de calor e massa em um absorvedor vertical de borbulhas. Hoffman (1996) determina, também experimentalmente, esses coeficientes em um absorvedor de tubos horizontais com filme descendente para o par brometo de lítio - água, conjugando o uso de aditivos tenso-ativos. Fujita (1993) apresenta uma avaliação analítica de absorvedores de tubos verticais e horizontais com filme descendente, para o par brometo de lítio - água, e considera a influência do arranjo do feixe de tubos. Wassenar (1996) mostra a influência do espaçamento dos tubos num absorvedor de filme descendente com tubos horizontais. El-Sayed (1999) modela o processo de absorção num absorvedor do tipo compacto indicando que seria recomendável seu uso pela grande área de transferência de calor e massa de que ele dispõe. El-Sayed e Selim (1999)

fazem uma análise mais detalhada sobre esse tipo de absorvedor, mostrando seu comportamento para várias condições de operação. Kang et al. (1999) mostram relações experimentais dos coeficientes de transferência de calor e massa em absorvedores de filme descendente. Seara e Vázquez (2000) apresentam os valores experimentais dos coeficientes globais de transferência de calor de um absorvedor de filme descendente com tubos verticais.

A quase totalidade dos trabalhos publicada no campo da transferência de massa emprega coeficientes de transferência de massa na fase líquida, devido à dificuldade de obter dados experimentais na fase dispersa e na interface. Em Keitel e Onken (1987) é feita uma avaliação dos métodos usados por vários autores para a determinação dos coeficientes de transferência de massa em dispersões gás - líquido. Diversos são os métodos para determinar estes coeficientes, sendo usados normalmente:

- teoria da camada limite;
- análise adimensional e
- analogia entre os fenômenos de transferência de quantidade de movimento, calor e massa.

Uma das dificuldades existentes nos processos químicos e biológicos envolvendo transferência de massa gás - líquido é o dimensionamento em escala industrial. Muitos processos são desenvolvidos em laboratórios com bons resultados, porém, a aplicação destes em escalas maiores envolve a necessidade do conhecimento de muitas variáveis ligadas à hidrodinâmica, transferência de calor e massa que, muitas vezes, são barreiras para a implementação dos mesmos.

A bibliografia revisada mostrou que, ao ser analisada a transferência simultânea de calor e massa, embora enfatizem na complexidade do processo, não dão um tratamento analítico adequado, limitando-se à abordagem com analogias entre as equações de transferência de massa e calor. A escassa bibliografia envolvendo transferência simultânea de calor e massa deve-se às dificuldades na definição e solução das equações envolvidas nos processos, provocadas por:

- presença de gradientes de concentração e temperatura atuando no mesmo campo, tornando difícil a determinação dos fluxos de calor e massa;

- influência provocada pela simultaneidade dos processos, de um sobre o outro, com respeito ao estudo individual de cada fenômeno;
- aumento da complexidade pelo fato das equações serem escritas para propriedades físicas variáveis.

1.3.2.2 Trocadores de calor evaporativos.

Modelos matemáticos de transferência de calor e massa em resfriadores evaporativos têm sido objeto de inúmeros trabalhos, tais como os de Treybal e Parker (1961) e Mizushina et al (1968). O modelo de Parker e Treybal foi o primeiro a considerar a mudança de temperatura na água de resfriamento, admitindo que o volume de água evaporada para o ar pode ser desprezado para alguns intervalos de temperatura e que a entalpia do ar saturado é uma função linear com a temperatura. Nesse trabalho as expressões dos coeficientes de transferência de calor e massa foram obtidas de análises experimentais.

Mizushina e Miyashita (1967) apresentam dois métodos para o cálculo da transferência de calor em resfriadores, um simplificado onde é assumida constante a temperatura da água de resfriamento ao longo do feixe de tubos, e um segundo levando em conta sua variação. Em outro trabalho são apresentadas correlações empíricas dos coeficientes de transferência de calor e massa. Vilser (1982) descreve um modelo matemático para um processo não adiabático da evaporação da água no ar, apresentando resultados experimentais dos processos de transferência de calor e de massa.

Trocadores de calor com superfícies aletadas foram estudadas por Kreid et al., (1978). Eles propuseram um método aproximado de cálculo baseado na diferença média logarítmica de entalpia. Webb (1984) unifica os métodos de aproximação de cálculo de transferência de calor de três tipos de trocadores evaporativos: torres de resfriamento, resfriadores e condensadores evaporativos. Em outro trabalho, Webb e Villacres (1984) apresentam um algoritmo computacional para esses três tipos de trocadores.

Perez-Blanco e Bird (1984) consideram um caso ideal de um trocador evaporativo horizontal onde a água é nebulizada por dentro dos tubos. Erens e Dreyer (1989) propõem uma modificação aos métodos de Bourillot, e de Pope e Rögener, usados para o cálculo de torres de resfriamento e resfriadores evaporativos com corrente paralela e a contracorrente. Zalewski (1997) apresenta um modelo que considera a influência da estrutura do fluxo da água através dos tubos sobre os coeficientes de troca de calor e de massa a qual depende, por sua vez, da disposição dos nebulizadores de água e do arranjo dos tubos.

Mitrovic (1998) mostra os resultados experimentais da influência do arranjo dos tubos sobre a evaporação da água. Gómez e Jabardo (1999) fazem uma simulação simples de trocadores de calor evaporativos comparando seus resultados com os dados apresentados pelos fabricantes em seus catálogos. Os mesmos autores em 2000 mostram uma comparação entre as expressões analíticas usadas comumente para o cálculo de trocadores evaporativos, indicando a correlação de Tezuka et al. (1971) como a mais apropriada para o coeficiente de transferência de calor e massa por fora dos tubos.

Comentários mais detalhados são feitos nos próximos capítulos sobre os artigos que servem de base para a realização deste trabalho, considerando o aporte de cada um deles.

No caso brasileiro destaca-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 um dos pioneiros da simulação dinâmica de um ciclo de absorção movido a energia solar. Outros trabalhos foram efetuados por Halász (1989), Carvalho (1990), Da Silva (1994) e Pratts (1997). Em Martins (1996) se apresenta uma detalhada análise teórica de fenômenos pertinentes aos sistemas de absorção por difusão com gás inerte. O mais recente foi a simulação dinâmica completa do sistema em estudo, desenvolvida por Rodriguez (1999) na sua tese de doutorado.

Le Goff (1992) apresentou um trabalho junto a De Oliveira sobre a otimização exergetica de trocadores de calor e massa nos ciclos de absorção. Mais tarde os mesmos autores efetuam a análise exergetica dos processos de separação e mistura, aplicada a esses ciclos.

1.3.3 Propriedades termodinâmicas da solução água - amônia

As propriedades termodinâmicas das substâncias são de fundamental importância para o estudo e avaliação de processos. No caso da mistura água - amônia vários trabalhos foram desenvolvidos até obter a expressão analítica das propriedades, representando um grande aporte para a simulação de sistemas que empregavam estas em seu ciclo.

Jain e Gable (1971) apresentaram equações polinomiais aproximativas válidas para uma faixa onde operam a maioria dos sistemas de refrigeração por absorção com o par água - amônia (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, estabelecem as relações entre a temperatura, a pressão e a concentração da solução para o líquido e o vapor, válidas de -73,3 a 176,7 °C e de 7 kPa a 2,48 MPa. Mais tarde Ziegler 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) fizeram uma breve revisão das propriedades da mistura e concluíram que as propriedades da água 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, combinando os dados da literatura existente com suas próprias medições e estabelecendo um diagrama entalpia- concentração de 7 kPa a 3,4 MPa e de -73,3 a 232,2 °C. Esta revisão estaria baseada nos trabalhos de Merkel e Bonsjakovic, de 1929, de Zinner, em 1934, e de Scatchard, de 1939.

Zuritz e Perez-Blanco (1993) propõem equações polinomiais aproximativas para a solução amoniacal baseados nos estudos experimentais de Scatchard et al (1947). Estas aproximações não apresentaram equações para o cálculo da entropia e a faixa de validade é estreita.

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

No presente trabalho as propriedades de estado da mistura são calculadas a partir de equações em forma analítica, implementadas no trabalho de Ziegler e Trepp (1984) e obtidas por Rodriguez (1999) na sua tese de doutorado.

1.4. Sistema de absorção instalado na Unicamp

Para a validação do modelo matemático dispõe-se de um aparato experimental de escala industrial, sendo que o absorvedor forma parte dele. A avaliação experimental é feita a partir de medições realizadas com um sistema de aquisição de dados via computador. Os parâmetros medidos de forma contínua são pressão, temperatura, vazão e concentração (de forma indireta), em pontos já predeterminados e que levam em conta os volumes de controle definidos pela entrada e saída de cada equipamento. No caso do absorvedor foi necessário realizar uma nova montagem experimental que permitisse obter uma maior quantidade de dados.

O sistema de refrigeração por absorção instalado no Hospital das Clínicas (HC) da Unicamp, foi projetado e construído pela empresa MADEF S.A., sediada em Canoas, RS. O sistema opera com o par água - amônia como fluido de trabalho e utiliza, como fonte de calor, vapor de água de processo gerado nas caldeiras a óleo do H.C..

As principais características do sistema são:

- capacidade nominal de refrigeração: 24 kW;
- temperatura de evaporação: -10 °C;
- condensador, absorvedor e resfriador de solução pobre em um mesmo conjunto evaporativo;

- potência térmica necessária: 48,00 kW a 110 °C;
- potência elétrica instalada (380 V - trifásico):
 - bomba de solução: 0,75 kW;
 - bomba d'água do condensador: 0,38 kW;
 - ventilador do condensador: 0,75 kW;
 - bomba d'água do gerador de gelo: 0,38 kW;
 - britador de gelo: 0,75 kW;
- evaporador: inundado, para produção de gelo em escama;
- capacidade nominal: aproximadamente 20 kg/ciclo;
- duração do período de congelamento: variável de 10 a 20 minutos;
- descongelamento: por gás quente;
- duração do período de descongelamento: 1 minuto;
- espessura do gelo: 5 a 6 mm.

As características construtivas dos equipamentos são descritas a seguir:

- *Evaporador*: modelo GGD 0520, com 5 tubos anulares de 2 metros de comprimento, e diâmetro exterior de 100 mm com 5 mm de espessura.
- *Absorvedor, Condensador e Resfriador de Solução Pobre*: tipo serpentina horizontal. Localizados dentro de um condensador evaporativo CE 70 (segundo dominação da MADEF).
- *Expulsor*: tipo casco e tubo, com solução de amônia por fora, e vapor d'água por dentro dos tubos, com 130 tubos de 25,4 mm de diâmetro exterior.
- *Pré - aquecedor de Solução Rica*: tipo tubo em tubo, com dez sessões de passagem em série e em contracorrente, onde a solução pobre passa pelos três tubos internos e a rica por fora. Este trocador tem isolamento térmico externo.
- *Coluna de Retificação*: retificação feita com a solução rica em um trocador de calor casco e tubo, onde a solução rica está por fora e o vapor de amônia sobe pelo interior dos

tubos, tendo na sua base um espaço preenchido com anéis Rashing, de aço. A coluna possui um controle de nível para manter a solução rica estável dentro do conjunto.

- *Sub - resfriador*: tipo casco e tubo, com a amônia líquida por dentro, e vapor de amônia por fora, com 12 tubos, 5 passos pelo líquido, aletas externas e internas nos tubos.
- *Bomba de Solução*: marca HIDROMAR, modelo BH 6100, alternativa, com três pistões niquelados e válvulas com assento de teflon. Esta bomba é usada convencionalmente para movimentar água e foi selecionada por permitir altas pressões de descarga. Em equipamentos de absorção de pequeno porte não é possível usar bombas centrífugas.

As áreas de troca térmica de cada equipamento são:

Tabela 1.1 Áreas de Troca Térmica de cada Equipamento

Equipamento	Área de troca térmica (m ²)	Tipo de trocador
Expulsor	10,60	Casco e tubo
Retificador	2,40	Casco e tubo
Condensador	10,00	Evaporativo
Evaporador	6,00	Inundado
Absorvedor	8,50	Evaporativo
Pré-aquecedor solução Rica	3,12	Tubo em tubo
Sub-resfriador	2,60	Casco e tubo
Resfriador Solução Pobre	2,50	Evaporativo

Fonte: MADEF SA, 1997.

O esquema representativo do sistema aparece na figura 1.2. e a partir dele é explicado o funcionamento do sistema. O ciclo começa quando a solução rica no ponto 11 é bombeada pela bomba de solução e enviada para dentro do expulsor. Ao sair da bomba (ponto 12) a solução é usada para refrigerar a torre de retificação, entrando no ponto 13 e saindo no 14. Na entrada da torre existe um desvio através do qual deve-se estabelecer o fluxo de solução rica adequado para passar pela torre de retificação. Para conseguir uma maior eficiência, a solução rica à saída da torre (ponto 15) passa pelo trocador de calor chamado de pré - aquecedor de solução rica, aumentando a temperatura no ponto 16 para um valor próximo da temperatura de ebulição correspondente à pressão de trabalho.

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, o que provoca um aumento da concentração de amônia, devido à condensação primária da água.

No expulsor a solução em estado líquido estará com a mais baixa concentração de amônia no ponto 18. Daqui passa pelo pré - aquecedor de solução rica, com o objetivo de incrementar a temperatura da solução rica e diminuir a temperatura da solução pobre na entrada do absorvedor. Devido à recuperação do calor de retificação pela solução rica entre os pontos 13 e 15, a temperatura de entrada ao trocador de calor solução - solução é muito alta (T_{15} deveria de ser igual a T_{13}), o que provoca que a temperatura de saída da solução pobre no ponto 20 fique muito alta e seja necessário o uso de um resfriador para facilitar o processo de absorção. A solução pobre sai do resfriador no ponto 21.

O vapor que deixou a coluna de retificação no estado 2 é condensado totalmente no condensador evaporativo até o ponto 3, saindo saturado ou sub - resfriado passando aos recebedores de amônia. Do ponto 4 a amônia líquida passa pelo sub-resfriador que faz a função dos recuperadores de calor convencionais dos sistemas de refrigeração. Com isso no ponto 5 se tem um líquido sub - resfriado antes de entrar na válvula de expansão, cuja condição é desejável para este processo.

O evaporador usado é inundado, com cinco tubos anulares cheios de amônia na parte interna da secção anular e com circulação de água em forma de película descendente por dentro e fora dos tubos, permitindo a realização de trocas térmicas de altas taxas. Nele a amônia entra no ponto 6 e sai no ponto 7.

Os vapores gerados no evaporador são evacuados para manter a pressão de evaporação. Para isto o absorvedor deve estar bem dimensionado. Os vapores saem no ponto 7, passando pelo sub - resfriador e entram no ponto 9 no absorvedor. O fluxo de solução pobre no ponto 21 absorve estes vapores num processo exotérmico que requer resfriamento, formando-se a solução rica. Esta solução no ponto 10 encontra-se a baixa pressão, sendo necessário elevar sua pressão para entrar na coluna de retificação que está à pressão de condensação. Essa é a função da bomba de solução que trabalha entre os pontos 11 e 12.

O ciclo de congelamento é variável entre dez e vinte minutos. O tempo estabelecido como o ótimo econômico pelo fabricante foi de dez minutos, e todos os parâmetros de operação e capacidade são baseados neste valor. Rodriguez (1999) determinou os tempos ótimos dependendo das condições de operação e indicando que este é variável e deve ser acertado para cada condição externa (temperatura de bulbo úmido).

A operação do sistema foi explicada até aqui considerando o processo de congelamento. O descongelamento é efetuado por gás quente extraído do condensador. O degelo começa logo após o ciclo de fabricação de gelo sendo desejável que tenha uma curta duração. Esse processo acontece através da combinação de aberturas e fechamentos de algumas válvulas; com isso é interrompida a alimentação de amônia ao evaporador, permitindo a entrada de vapor de amônia do condensador a alta temperatura (aproximadamente 30 °C).

A condensação do gás quente no interior dos tubos provoca a liberação de calor, que desprende o gelo formado na parte externa e interna dos tubos, que cai por gravidade no silo depois de ter passado pelo triturador, onde os cilindros de gelo tomam o formato de escamas. Ao final do processo a posição das válvulas solenóides inverte-se, iniciando um novo período de congelamento.

1.4.1 Absorvedor evaporativo, condensador e resfriador de solução pobre.

Estes três componentes, objetos do presente estudo, se encontram localizados numa única torre de resfriamento evaporativa. Este conjunto é uma adaptação de um condensador evaporativo do tipo CE-70 (segundo denominação MADEF), que apresenta as seguintes características:

- Capacidade: 79 kW.
- Dimensões externas: 1 bloco de 2 x 0,5 x 0,655 m³.
- Vazão de ar: 3 m³/s.
- Vazão d'água: 0,0022 m³/s.
- Superfície de troca de calor: 17 serpentinas de 1,25 m², distribuídas da seguinte maneira:
 - Condensador: 8 serpentinas → $A_C = 10 \text{ m}^2$.

- 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 do ventilador: 0,75 kW.
- Potência da bomba: 0,38 kW.

O funcionamento dos três trocadores foi explicado no item anterior; sua principal peculiaridade é o fato de se encontrarem dentro do mesmo equipamento evaporativo, ainda que trabalhando com valores de temperaturas diferentes. No condensador a temperatura interna deve manter-se “constante”, no absorvedor sobe inicialmente e diminui gradualmente, no resfriador tem uma queda contínua ao longo do feixe de tubos.

A entrada da mistura da solução pobre e dos vapores de amônia no absorvedor é pela parte inferior do feixe de tubos, enquanto que a entrada dos vapores de amônia no condensador a alta pressão e temperatura são por cima, assim como a solução pobre na entrada do resfriador. Isto faz com que os campos de temperatura adjacentes sejam invertidos. Na figura 1.3 aparece uma representação esquemática do conjunto evaporativo.

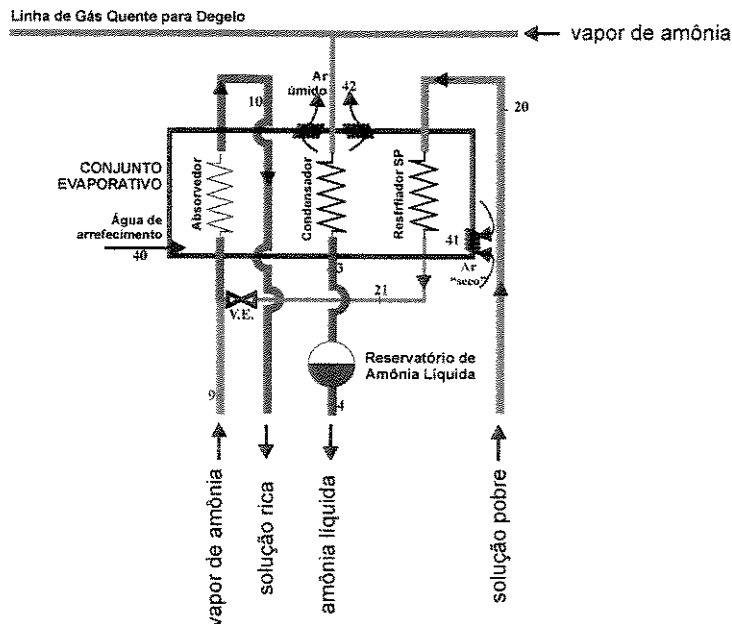


Figura 1.3: Esquema representativo do conjunto evaporativo.

1.4.2.- Particularidades do sistema

Além das características que apresenta o sistema de refrigeração por absorção em estudo em relação ao emprego de um absorvedor de serpentinas horizontais resfriado de forma evaporativa e à incorporação de vários trocadores dentro de uma única torre evaporativa, este possui algumas peculiaridades na sua operação que precisam ser conhecidas antes de estabelecer o modelo, para colocar as considerações adequadas e poder manter uma sintonia entre os valores fornecidos pelo modelo e aqueles obtidos experimentalmente.

A operação do sistema foi explicada considerando o processo de congelamento. A fabricação de gelo em escamas, que acontece diretamente sobre as superfícies do evaporador, exige que o descongelamento seja feito por gás quente. Este processo faz com que a pressão de alta tenda a diminuir, uma vez que é retirada uma certa quantidade de massa do condensador. Nos sistemas de compressão este processo não apresenta maiores problemas pois operam com substâncias puras, porém, nos sistemas de absorção este fenômeno dificulta o dimensionamento dos equipamentos e o seu funcionamento.

Na instalação sob análise, no momento do degelo, há tendência a uma queda brusca da pressão na torre de retificação fazendo com que maior quantidade de água possa ser evaporada e arrastada nos vapores produzidos no expulsor. Para evitar que haja uma queda de pressão excessiva na coluna de retificação, que prejudicaria a estabilidade do processo de separação e retificação, existe, no topo da coluna, uma válvula de pressão constante que, durante o ciclo de descongelamento, deverá fechar e manter a pressão da coluna estável.

Infelizmente a válvula colocada na instalação está superdimensionada e não foi encontrada uma do tamanho adequado, pois a aplicação desta válvula não é comum no mercado nacional. Por esta razão, quando acontece o processo de degelo, a operação da coluna é afetada. A queda da pressão dentro da coluna provoca uma diminuição acentuada na concentração dos vapores de amônia na saída da torre, além do possível arraste de líquido por incremento das velocidades de circulação, o que é muito prejudicial para o processo.

A figura 1.4 representa esse fenômeno, a concentração $\xi_{\text{Estável}}$ é o valor da concentração total em regime estável. Durante o degelo, ao cair a pressão de alta, a temperatura de saturação da solução diminui e a concentração de saída passa a ser $\xi_{\text{Desc.}}$, aumentando significativamente o conteúdo de água na mistura. Entretanto, o líquido passa a ter uma concentração muito baixa $X_{\text{Desc.}}$ que, em caso de arraste, afetaria ainda mais o processo.

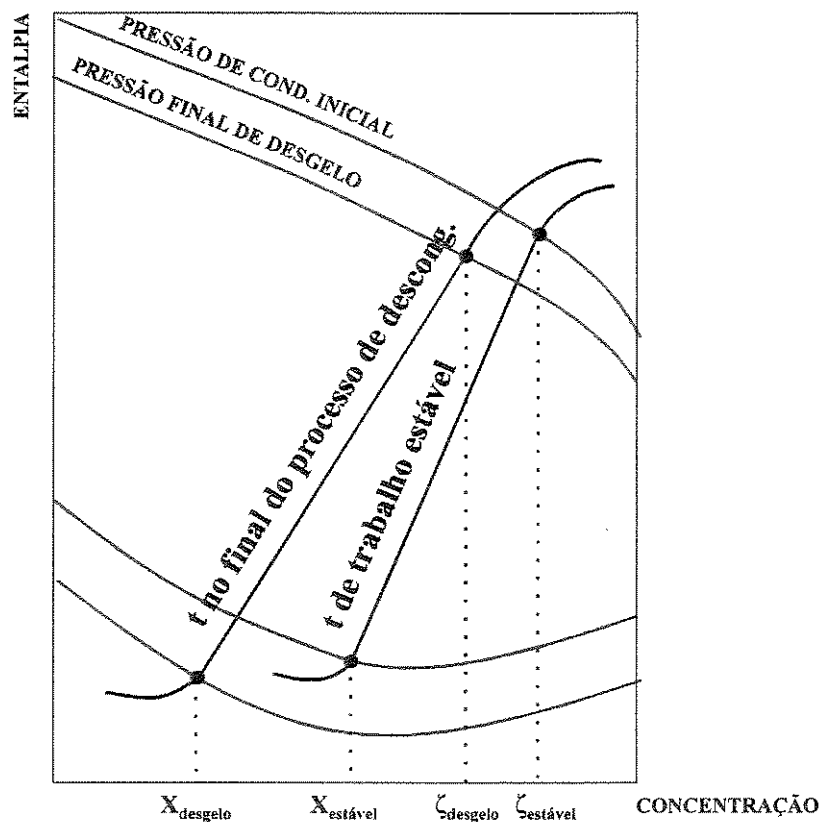


Figura 1.4. Influência do descongelamento sobre o processo de retificação.

A presença de água na mistura acarreta problemas no desempenho do evaporador. Na medida que o ciclo de fabricação de gelo avança a temperatura de evaporação vai diminuindo pela diminuição da pressão de evaporação devido à pressão parcial da água, cujo conteúdo vai aumentando. Porém à pressão de evaporação a água contida no evaporador não evapora, podendo até formar gelo nas paredes internas (região anular), diminuindo seriamente a área de troca de calor do evaporador.

Para contornar esta situação existe uma válvula chamada de secagem, que permite eliminar continuamente a água presente na mistura com uma purga contínua na parte inferior do tanque do evaporador. A quantidade de solução a ser retirada depende da pureza da mesma. Esta extração de certa quantidade de solução no fundo do evaporador acontece em todos os sistemas de absorção água-amônia para evitar qualquer quantidade de água acumulada no evaporador. Na instalação em estudo, além da válvula de secagem de amônia que opera com um fluxo preestabelecido, existe uma válvula solenóide que permite controlar o tempo de extração, fornecendo maior flexibilidade à operação.

Um dos maiores problemas que apresenta a instalação é a cavitação da bomba de solução por um período curto de tempo após ter acabado o processo de degelo. Este fenômeno é devido a que, durante este processo, toda a amônia acumulada no evaporador passa ao absorvedor produzindo-se um considerável aumento da concentração ao mesmo tempo em que diminui a temperatura de saturação no absorvedor.

Em caso de um dimensionamento pobre do absorvedor, este pode não possuir a capacidade de resfriamento necessária para diminuir a temperatura da solução o que provoca uma vaporização na sucção da bomba, que possui uma pressão menor que a pressão do absorvedor e, posteriormente, uma condensação violenta quando a pressão da solução é aumentada durante sua compressão nos cilindros da bomba. Esta cavitação faz com que os selos da bomba quebrem com certa frequência.

Outro problema é o lugar onde está instalado o sistema. O evaporador fica num espaço totalmente aberto, provocando grandes ganhos de calor pela influência das correntes de ar e de radiação solar. Isto faz com que o desempenho do evaporador diminua drasticamente pois grande parte da amônia evaporada é para repor a perda de calor ao ambiente. Assim, deve-se tomar cuidado ao estimar o coeficiente de desempenho do sistema pois, a quantidade de gelo produzida depende da eficiência do evaporador.

Capítulo 2

Processo de absorção

2.1.- Processo termodinâmico no absorvedor.

O absorvedor é o encarregado de realizar a mistura da solução pobre que sai do gerador com o vapor refrigerante proveniente do evaporador, mantendo a pressão deste último. O conjunto da bomba-absorvedor substitui o compressor dos sistemas de compressão convencionais, permitindo uma grande economia de energia elétrica. Ambas funções podem ser realizadas devido à afinidade do absorvente (água) pelo vapor refrigerante (amônia). A pressão mantida no absorvedor estará fixada pela natureza do absorvente, sua concentração e sua temperatura.

Normalmente é confundida a operação do conjunto absorvedor-bomba de solução como substituto dos compressores, supondo-se que é a bomba a encarregada de todo o processo pois no compressor ocorrem em conjunto os processos de compressão (diminuição do volume) e aumento da pressão. No processo de absorção com a bomba atinge-se só o valor de pressão de condensação necessária, sendo que a diminuição do volume acontece no absorvedor.

O termo “*grau de compressão*” é usado para significar a diminuição do volume que se verifica 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 até 49 °C, terá um volume de 0,00355 m³. O incremento de volume do líquido será de 0,00143 m³ (0,00355 – 0,00212) e a relação de compressão aparente será portanto de 180 (0,257/0,00143). Esta alta “*taxa de compressão*” demonstra a efetividade deste absorvedor como “*compressor*”. Neste valor deve ser considerado o aumento ulterior da pressão até o valor de condensação para ter um bom parâmetro de comparação com os sistemas a compressão.

O processo termodinâmico de absorção é muito complexo pois envolve transferência simultânea de calor e massa entre os fluxos de vapor e de solução líquida, certa quantidade de calor conseqüente da reação química, transferência de massa por difusão no líquido, além das dificuldades próprias dos problemas que lidam com a hidrodinâmica do fluxo bifásico.

Na figura 2.1. é representado aproximadamente o processo termodinâmico de absorção. Aqui é suposto que o resfriamento da solução pobre é suficiente para atingir a pressão parcial necessária para o processo de absorção. Assim, esta solução pobre 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.

A linha de operação do absorvedor, que se encontra entre os pontos 21 e 10, geralmente é desconhecida, pois é difícil predizer o comportamento das pressões parciais da solução líquida e do vapor a medida 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 resfriamento da solução. Desta análise se pode deduzir que em geral esta curva vai depender principalmente da construção do absorvedor.

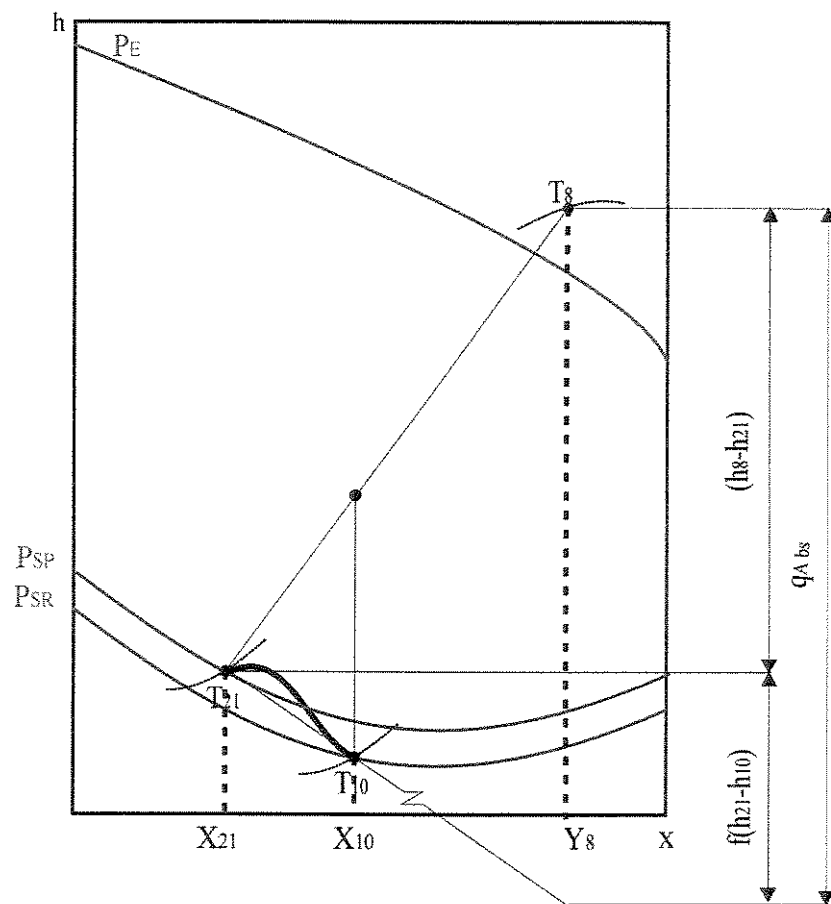


Figura 2.1. Processo termodinâmico de absorção.

Os processos ideais pressupõem que estes sejam reversíveis, para isso, no fenômeno da absorção deve existir equilíbrio termodinâmico entre o vapor refrigerante e a solução absorvente em qualquer ponto do processo. Além disso, a pressão da solução saturada P_s é igual à pressão do absorvedor P_{abs} em todo o processo.

A razão de circulação é definida segundo (2.1), expressa em função dos fluxos de solução forte na saída do absorvedor (\dot{m}_{10}) e de vapor que vem do evaporador (\dot{m}_8):

$$f = \frac{\dot{m}_{10}}{\dot{m}_8} \quad (2.1)$$

E em função das concentrações:

$$f = \frac{Y_8 - X_{21}}{X_{10} - X_{21}} \quad (2.2)$$

Na figura 2.2 o processo de absorção ideal é representado pela linha horizontal $P_A - X_{10\text{teórico}}$, na qual a solução pobre é enriquecida continuamente desde a concentração inicial X_{21} até a concentração final $X_{10\text{teórica}}$, ao mesmo tempo esta é resfriada desde a temperatura T_{21} até a temperatura T_{10} .

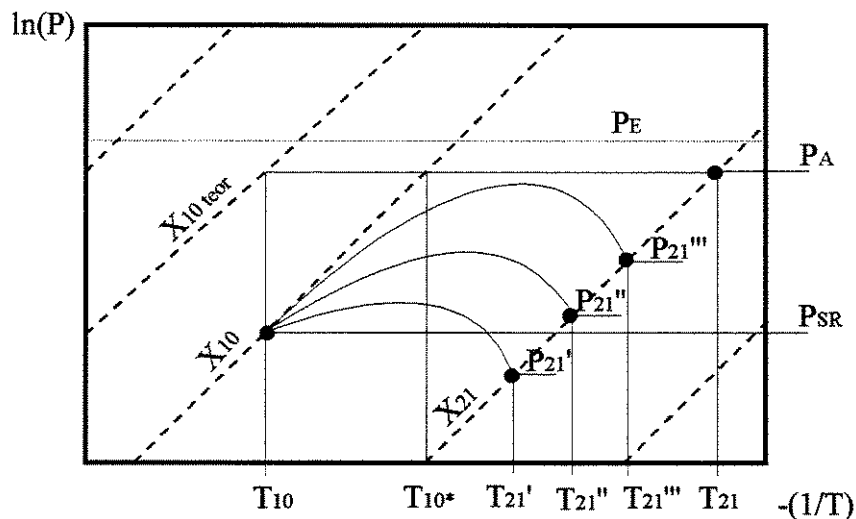


Figura 2.2. - Processo de absorção.

O processo ideal precisa de uma superfície de transferência de calor e de massa infinita, ou de um tempo muito longo numa descrição lagrangeana, para o levar a cabo o processo de forma reversível. No entanto o absorvedor real possui uma superfície definida de troca de calor e massa, ou um tempo limitado, para que a solução absorva certa quantidade de vapor refrigerante.

Na figura 2.2. é considerado o estado 21'' com temperatura T_{21}'' e pressão parcial da solução pobre P_{21}'' como o estado de entrada no absorvedor. A saída da solução rica está marcada pelo estado 10 com pressão parcial P_{SR} , concentração X_{10} e temperatura T_{10} .

Dependendo do grau de subresfriamento da solução pobre, a pressão parcial da mesma pode ser menor, P_{21}' , maior, P_{21}'' , P_{21}''' e até igual à pressão parcial da solução rica P_{SR} . O processo real entre estados $21'$, $21''$ ou $21'''$ e o estado à saída 10 verifica-se através de uma curva sendo que, 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_{ABS} . Com isso, a pressão da solução se aproxima de P_{ABS} , que é a pressão de saturação teórica e, conseqüentemente, o processo de absorção do gás começa a diminuir. 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 10 depende principalmente da temperatura da água de resfriamento, e termina com temperatura T_{10} e concentração X_{10teor} , enquanto que no processo real de absorção, a solução rica atinge somente a concentração X_{10} .

Considerando-se o processo real de absorção à pressão P_{ABS} , o estado final da solução é X_{10} , com temperatura T_{10}^* . 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_{10}^* e T_{10} é o valor do sub - resfriamento.

Como foi colocado anteriormente, a concentração real da solução rica atinge somente o valor de X_{10} , enquanto que o processo ideal atingiria o estado X_{10teor} . Com estes valores a eficiência do absorvedor pode ser calculada como:

$$\eta_A = \frac{X_{10} - X_{21}}{X_{10teor} - X_{21}} \quad (2.3)$$

Este processo real de absorção resulta em uma concentração menor da solução rica, que implica a sua vez, um maior fluxo de solução rica. Este pode ser calculado em função das concentrações e a eficiência da absorção:

$$\dot{m}_{10teor} = \dot{m}_8 \left(\frac{Y_8 - X_{21}}{X_{10teor} - X_{21}} \right) \quad (2.4)$$

$$\dot{m}_{10} = \dot{m}_8 \left(\frac{Y_8 - X_{21}}{X_{10} - X_{21}} \right) \quad (2.5)$$

Na instalação em estudo os parâmetros reais de operação correspondem aos mostrados na primeira fileira da tabela 2.1.

Tabela 2.1: Fluxo de solução rica em função da temperatura de absorção.

Temperatura da solução rica T_{10} (°C)	Concentração da solução rica X_{10}	Razão de circulação f	Fluxo de solução rica m_{10} (kg/h)	Fluxo de solução pobre m_{21} (kg/h)
40	0,38	9,85	727,82	653,96
38	0,387	8,95	661,58	587,72
36	0,399	7,74	572,38	498,52
34	0,41	6,89	509,41	435,55
32	0,42	6,27	462,92	389,06
30	0,43	5,74	424,51	350,65
28	0,45	4,92	363,87	290,00

A tabela anterior mostra a diminuição significativa do fluxo de solução forte (m_{10}) com a temperatura de absorção (T_{10}). Estes valores foram obtidos considerando que a temperatura real do processo de absorção foi diminuída até os 28 °C, o que provocou a diminuição da razão de circulação de 9,85 para 4,92. Isso significa que, mantendo a mesma capacidade frigorífica da instalação, seria possível diminuir o fluxo de solução rica em 50 % se se conseguisse atingir, no final do processo de absorção, temperaturas ao redor de 28 °C. Convém assinalar que esta é uma avaliação teórica, mas ainda assim a diminuição do fluxo de solução rica seria considerável.

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.

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, a qual é conseguida através do subresfriamento da solução pobre. Essa diferença de pressão promove o movimento do gás para a solução e seu valor influirá na dimensão da superfície do trocador e no tempo da absorção, ou seja, uma maior diferença de pressão seria necessária, para uma pequena área de transferência de calor e massa e tempo de absorção reduzidos.

O processo de absorção incompleto traz como resultado o aumento da razão de circulação específica f em relação ao valor teórico, sendo, por esta razão, necessário mais calor de entrada no expulsor, além da remoção de calor a mais no absorvedor.

2.1.1 – Influência das condições de entrada da solução pobre no absorvedor.

Para mostrar a influência dos valores de temperatura e pressão da solução pobre sobre o processo pode ser usado o diagrama de Merkel-Bonsjakovic para a solução. O processo no absorvedor é representado na figura 2.3. O absorvedor recebe vapor refrigerante desde o evaporador no ponto 8, onde é absorvido pela solução pobre, ponto 21, proveniente de um pré-resfriador, que geralmente é o trocador de calor, para o aquecimento da solução rica antes da entrada no gerador. O resultado desta reação é a solução rica no ponto 10.

A concentração final da solução rica, X_{10} , encontra-se definida pela temperatura da água de resfriamento, e a pressão do absorvedor, definida, por sua vez, pela pressão do evaporador. O ponto 8 pode-se encontrar na zona de mescla, ponto 8', o que acontece geralmente para

Δq_a . O resultado final é a necessidade de menor quantidade de água de resfriamento e a diminuição da diferença de temperatura entre a entrada e a saída do absorvedor, o que resulta em menor irreversibilidade no processo.

A condição de saída da solução rica é o ponto 10. O recomendável para diminuir a quantidade de calor a ser retirado do processo de absorção q_{oa} é a saída da solução no estado 10', estado saturado à pressão do absorvedor. Porém, do ponto de vista prático, isso não é viável, devido à possibilidade de cavitação da bomba de solução. Por isso o ponto de saída deve ser o 10, subresfriado.

A concentração final da solução rica está definida pela temperatura da água de resfriamento e pela pressão no absorvedor:

$$T_a = T_{ae} + \Delta T_a \quad (2.5)$$

$$P_a = P_E - \Delta P_a \quad (2.6)$$

A concentração da solução rica encontra-se como saturada a P_a e T_a .

Na instalação em estudo a mistura do vapor com a solução pobre ocorre antes de entrar no absorvedor, através de um bocal que, além de diminuir a pressão da solução pobre desde a pressão do gerador até a pressão do absorvedor, ajuda no movimento do vapor desde o evaporador.

2.1.2 Determinação do calor de absorção.

O processo de absorção entre a água e a amônia é exotérmico, sendo que o calor gerado deverá ser continuamente retirado para manter a sua estabilidade. De outro lado este calor deverá ser liberado a uma temperatura suficientemente alta para que este possa fluir para o sorvedouro de calor.

A teoria de Lorentz estabelece uma metodologia para a determinação do calor de absorção partindo da diluição de 1 kg de amônia em estado gasoso a ser dissolvido em uma grande quantidade de absorvente de baixa concentração. As etapas do cálculo simulam como deveria acontecer o processo:

- a) O gás de amônia superaquecido à temperatura T e pressão P será resfriado até atingir a temperatura de saturação T_s .

Sendo C_{pG} 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 este processo de resfriamento de 1kg de amônia fica determinado como:

$$C_{pG}(T - T_s) = h - h_{vS} \quad (2.7)$$

- 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 C_{pL} 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:

$$C_{pL}(T - T_s) = h_L - h_{lS} \quad (2.8)$$

- d) O líquido refrigerante é dissolvido no absorvente e o calor de dissolução l deverá ser retirado. A soma destes valores é o calor da dissolução total L de um refrigerante gasoso numa mistura líquida.

$$L = C_{p_G}(T - T_s) + r - C_{p_L}(T - T_s) + l \quad (2.9)$$

$$L = (C_{p_G} - C_{p_L})(T - T_s) + (r + l) \quad (2.10)$$

ou

$$L = (h - h_{vs}) - (h_L - h_{LS}) + (h_{vs} - h_{LS}) + l \quad (2.11)$$

$$L = (h - h_L) + l \quad (2.12)$$

Considerando os calores específicos do vapor e do líquido refrigerante iguais, pode-se escrever que:

$$L = r + l \quad (2.13)$$

O calor de dissolução l nesta mistura é positivo, sendo o calor de absorção sempre maior do que o calor latente de condensação do refrigerante puro.

2.1.3. - Temperatura mínima da solução no expulsor para o início do processo de absorção

Este valor de temperatura é muito importante no momento de avaliar a possibilidade do uso de fontes térmicas de baixo potencial em sistemas de absorção. Como é sabido, a maior influência sobre esta temperatura é a temperatura de evaporação pois, a medida que a temperatura da fonte fria é mais baixa, a concentração da solução pobre tem que ser mais baixa ainda para permitir pequenos valores da pressão parcial da amônia dentro da solução e com isso possibilitar que o processo aconteça.

Para que a concentração da solução fraca possa ser mais baixa, há necessidade de valores de temperatura de geração no expulsor mais altos. No entanto a temperatura da fonte de resfriamento também é influente sobre o valor da temperatura mínima de geração. O meio de resfriamento, por

sua vez, define os valores da temperatura de condensação e de absorção. Tyagi (1987) apresenta duas formas para determinar o valor da temperatura mínima de geração. A primeira é gráfica e a segunda usa uma equação empírica. Aqui mostramos a última:

$$T_{\text{mínima}} = A + BT_e + (C + DT_e)T_c + [E + FT_e + (G + H)T_c]T_{\text{abs}} \quad (2.14)$$

As constantes têm os seguintes valores:

$$A = -0,36524$$

$$B = -1,127134$$

$$C = 1,07523$$

$$D = -4,7169 \times 10^{-3}$$

$$E = 1,01828$$

$$F = -1,97587 \times 10^{-3}$$

$$G = -1,77679 \times 10^{-3}$$

$$H = 0,05312 \times 10^{-3}$$

Para os valores de temperatura com que opera o sistema em estudo, de 28 °C para T_c , 40,5 °C para T_{abs} , -8,5 °C para T_e , a temperatura mínima de geração seria de 78 °C. Este é o valor a partir do qual começa a desorção da solução de água – amônia, mas não significa que seja o mais adequado para a temperatura da fonte térmica. Esse valor representa o valor de temperatura da solução abaixo do qual o processo não ocorre. Os valores calculados a partir da equação 2.14 são da solução e a temperatura final da fonte quente depende do meio de aquecimento e da eficiência do processo.

Na figura 2.4 mostra-se a influência da temperatura de absorção na temperatura mínima de geração, usando o ponto de operação do sistema em estudo e supondo valores de temperatura de absorção mais baixos

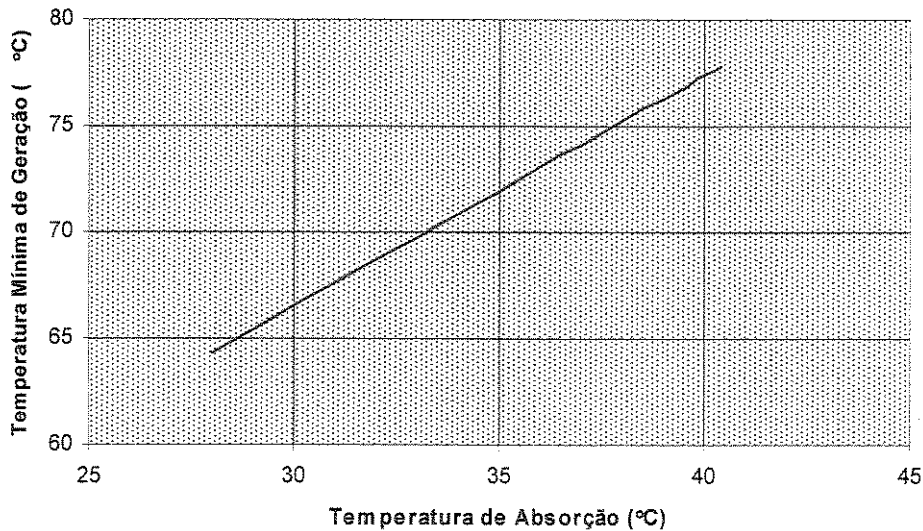


Figura 2.4.- Temperatura mínima de geração em função da temperatura de absorção.

Como pode-se observar, a diminuição da temperatura de absorção, mantendo constantes os valores da temperatura de evaporação ($-8,5\text{ °C}$), e a de condensação (28 °C), provoca uma diminuição gradual na temperatura mínima de geração ($T_{\text{min.- ger.}}$), chegando a ser de 64 °C para temperatura de absorção de 28 °C , enquanto era de 78 °C para 40 °C da de absorção. Isto claramente indica a influência de um processo de absorção com temperaturas “baixas”. Para um mesmo sistema seria possível aumentar o potencial de geração da fonte quente diminuindo a temperatura de absorção, até o limite fixado pelas condições externas.

Como todo processo, a influência da temperatura de absorção não pode ser avaliada isoladamente e devem ser levados em conta todos os fatores que influenciam o desempenho da máquina, assim como a relação entre eles.

2.1.4. – Influência da temperatura de absorção sobre o coeficiente de desempenho do sistema.

Os ciclos de refrigeração são avaliados através do coeficiente de desempenho (COP), e sua expressão para os sistemas a absorção tem a seguinte forma em primeira aproximação.

$$\text{COP} = \left(\frac{T_g - T_c}{T_g} \right) \left(\frac{T_e}{T_{\text{abs}} - T_e} \right) \quad (2.15)$$

Estes ciclos trabalham com a combinação dos ciclos direto e inverso, podendo ser calculada sua máxima eficiência pela combinação da eficiência reversível deles. O primeiro grupo do lado direito da equação anterior representa a eficiência reversível de uma máquina térmica operando entre uma fonte quente a T_g e uma fria a T_{abs} , enquanto o segundo grupo é a eficiência reversível de uma máquina de refrigeração por compressão de vapor operando entre T_c e T_e .

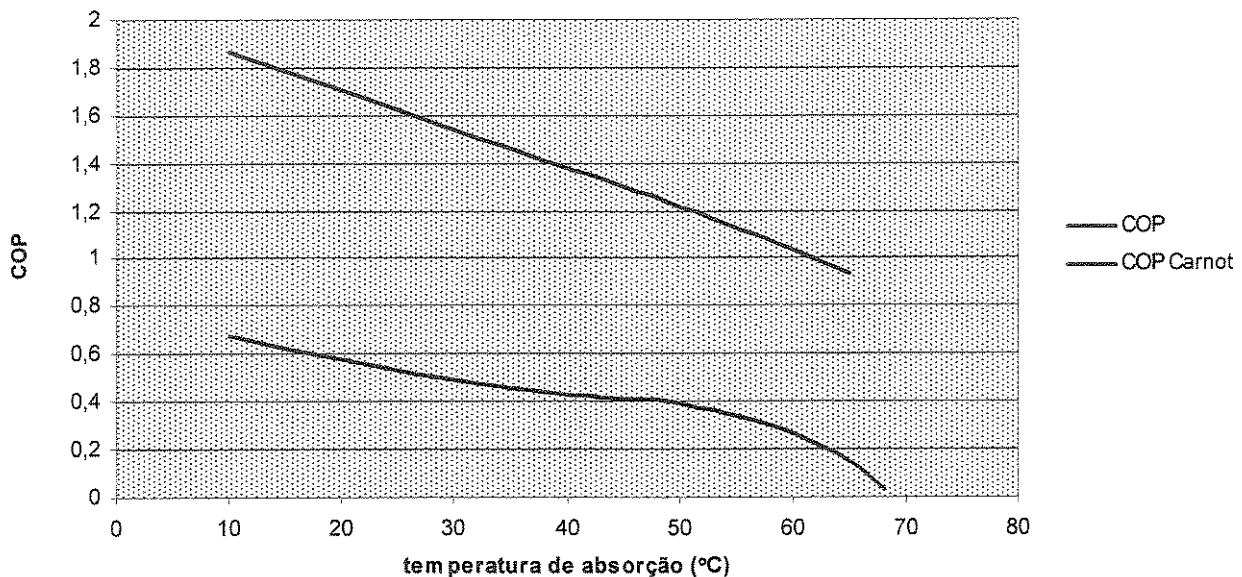


Figura 2.5 – Variação do COP com a temperatura de absorção no estudo de Stoecker (1971).

Na figura 2.5, Stoecker (1971) mostra os valores do COP de Carnot para um sistema água – amônia com o mesmo diagrama de fluxo (menos o sub - resfriador de amônia líquida) do sistema em estudo e com temperaturas de trabalho de 121 °C no gerador, 45 °C no absorvedor, 49 °C no condensador, e 7 °C no evaporador, com uma diferença de temperaturas entre a entrada e saída do evaporador de 5 °C. Para essas condições de operação ele mostra o valor do COP de Carnot e do ciclo teórico quando diminui a temperatura de absorção.

A diminuição da temperatura de absorção de 45 °C, até 28 °C é benéfica para o sistema, permitindo um incremento de 1,21 vezes no coeficiente de desempenho. O trabalho de Stoecker foi teórico. Na figura seguinte mostramos como se comportam estas curvas para o sistema experimental em estudo.

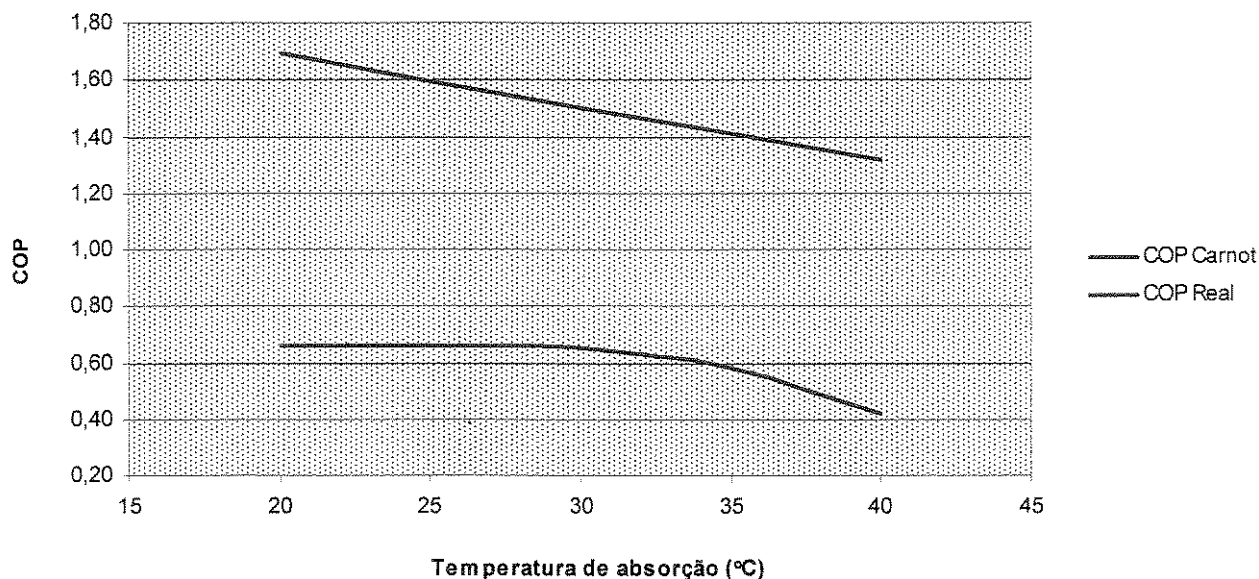


Figura 2.6 – Variação do COP com a temperatura de absorção no sistema do HC da Unicamp.

Os valores do COP de Carnot foram determinados pela expressão 2.15, e os reais a partir do balanço energético do sistema considerando a diminuição da temperatura no final do processo de absorção de 40 °C até 23 °C, em intervalos de 1 °C. Esta avaliação mostra a possibilidade do incremento do coeficiente de desempenho de 0,42 para 0,65, quando a temperatura de absorção passa de 40 °C para 28 °C, valor este que pode ser atingido no sistema devido aos valores baixos de temperatura de bulbo úmido (Anexo II). Isso representa um possível aumento da eficiência da fábrica de gelo em 63 %, valor certamente considerável.

2.2.- Processo termodinâmico no condensador

O processo termodinâmico de condensação, que ocorre no interior dos tubos, pode ser observado no digrama de Merkel - Bonsjakovic da figura 2.7. O vapor refrigerante saindo do

retificador é condensado sem nenhuma mudança na concentração total da solução gasosa, e como demonstra Kern (1969), através da aplicação da regra das fases ao processo de condensação das misturas de dois componentes miscíveis, a temperatura diminui durante o processo.

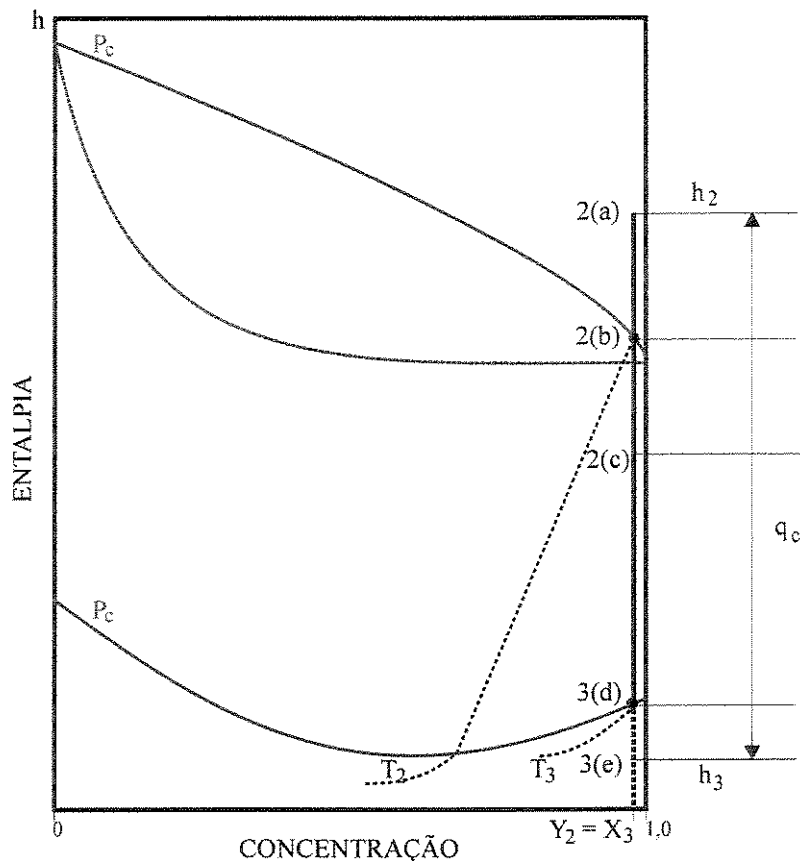


Figura 2.7 - Processo termodinâmico no condensador.

O vapor refrigerante saindo do gerador é liqüefeito sem nenhuma mudança na concentração total da mistura (ξ), a concentração da solução no ponto 3 (ξ_3) é igual a concentração no ponto 2 (ξ_2). Esse vapor no estado 2 é condensado num processo onde as primeiras gotas aparecem no estado de saturação a temperatura T no ponto b, enquanto as últimas moléculas de vapor no estado gasoso condensam com temperatura T no ponto d, ou seja, o processo de condensação ocorre entre os estados 2 e 3, como aparece na figura 2.7.

O vapor no estado 2 pode estar saturado (b) ou superaquecido (a) em relação à pressão de condensação. Caso estiver superaquecido este se deve resfriar, inicialmente, até o estado (b).

Numa solução binária de dois componentes solúveis, à medida em que vai condensando o componente menos volátil, sua pressão parcial vai diminuindo e a temperatura de condensação da solução conseqüentemente também vai diminuindo. A condensação do vapor é um processo onde a concentração total da mistura é invariável devido à conservação de ambas espécies químicas sendo, portanto, um processo não isotérmico.

Geralmente no final do processo de condensação (estado 3), o líquido está com certo nível de sub - resfriamento, que pode ser alcançado no condensador ou no recebedor de amônia. Este garante uma maior capacidade no processo de evaporação ao garantir uma temperatura menor na entrada do sub - resfriador de amônia e uma menor quantidade de vapor após a válvula de expansão do evaporador. O calor de condensação é:

$$q_c = h_2 - h_3 \quad (2.16)$$

2.3- Processo termodinâmico no resfriador de solução pobre.

Como foi explicado na análise do processo de absorção, é fundamental o sub - resfriamento 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 sub - resfriamento é geralmente conseguido no trocador de calor solução - solução.

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 sub - resfriamento 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 sub - resfriado da solução.

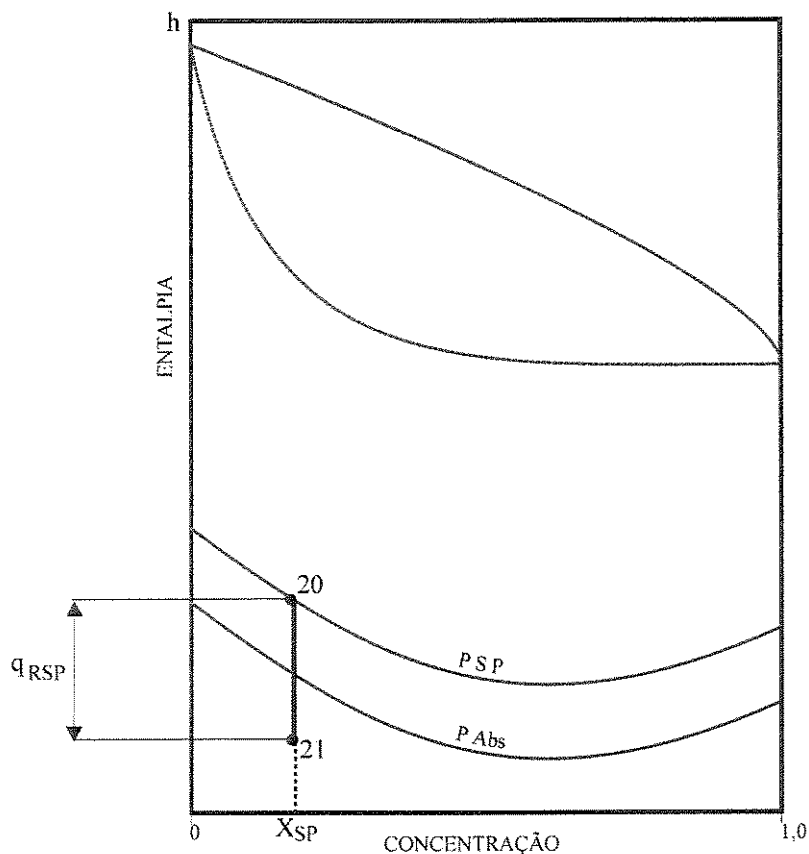


Figura 2.8 - Processo termodinâmico no resfriador de solução pobre.

Na figura 2.8 é apresentado esquematicamente o sub - resfriador de solução pobre, localizado dentro da torre de resfriamento evaporativo. A principal característica do processo é a constância da concentração total da mistura.

Na instalação a temperatura de saída da solução do trocador solução – solução é de 55 °C (ponto 20), e depois de ser resfriada no conjunto evaporativo passa a ser de 40 °C (ponto 21), valor que poderia ser diminuído para atingir melhores condições para o processo de absorção. A temperatura no ponto 21 poderia chegar até 28 °C, considerando a temperatura média de bulbo úmido e a temperatura de condensação com que atualmente trabalha o sistema.

2.4.- Absorvedores mais usados

Os trocadores de calor usados como absorvedores eram construídos visando a necessidade de ter grandes áreas de troca de massa o que implicava a necessidade de absorvedores de grandes volumes, fazendo com que tivessem um elevado custo. São empregados comercialmente dois tipos de absorvedores, os de borbulhamento e os de filme descendente. Entre os primeiros o mais conhecido é o de casco e tubo, representado na figura 2.9.

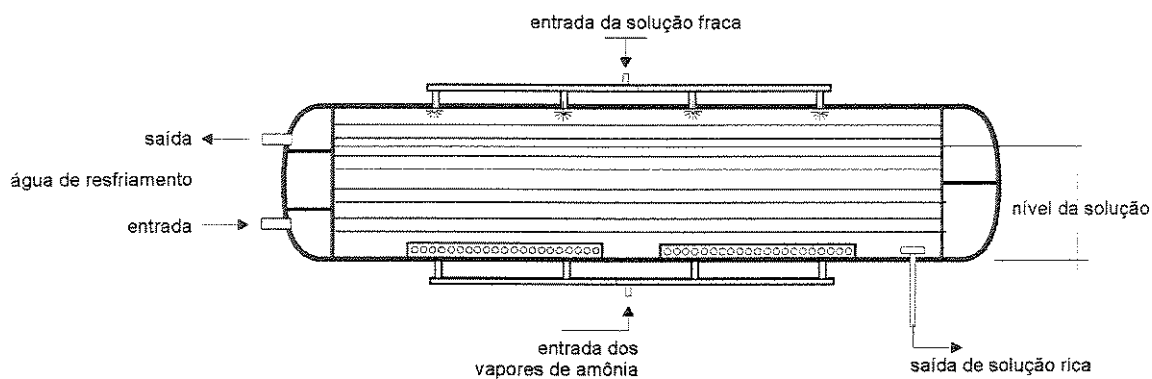


Figura 2.9 - Absorvedor convencional de borbulha.

Estes se mantêm cheios de solução até 85 % de seu volume, permitindo assim ter uma grande área de contato entre a solução pobre e os vapores de amônia, proporcionando maior tempo para o processo. Tais absorvedores, dependendo da capacidade do sistema, normalmente dispensam o uso de reservatórios de solução, são robustos, mas têm o inconveniente de seu alto custo inicial e os problemas convencionais de limpeza para este tipo de trocador.

Na figura 2.9 a solução pobre entra pela parte superior do trocador sendo nebulizada, os vapores de amônia são injetados pela parte inferior e borbulhados na massa da solução através de cabeçais com pequenos orifícios com o objetivo de aumentar o mais possível a área de contato.

Os trocadores de filme descendente têm várias versões, uma delas é o compacto representado na figura 2.10, onde a relação volume - área de troca térmica é minimizada, com o inconveniente de seu alto custo.

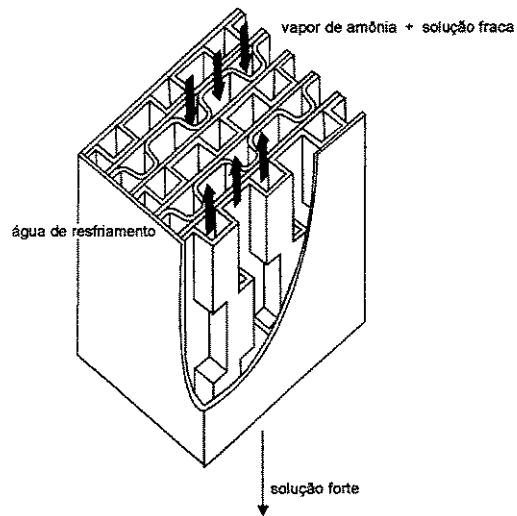


Figura 2.10 : Absorvedor compacto.

Outra versão são os chamados de empacotados da figura 2.11, e seu princípio se assemelha ao das torres de resfriamento.

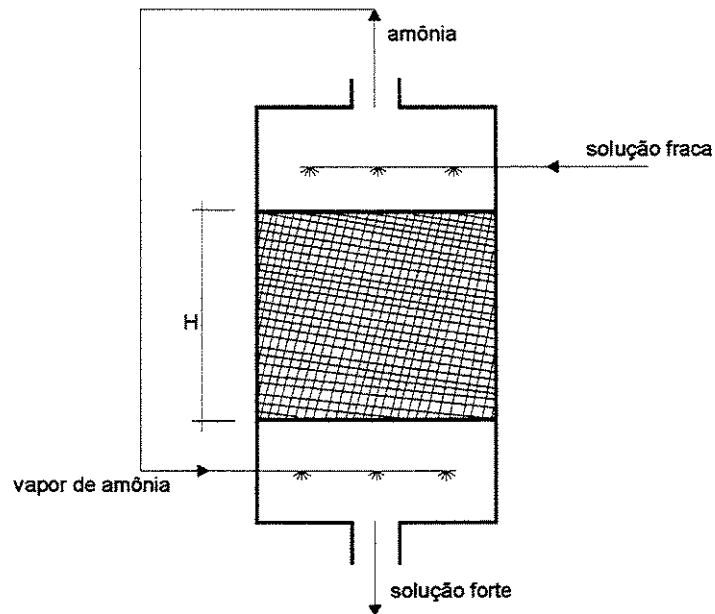


Figura 2.11 - Absorvedor empacotado.

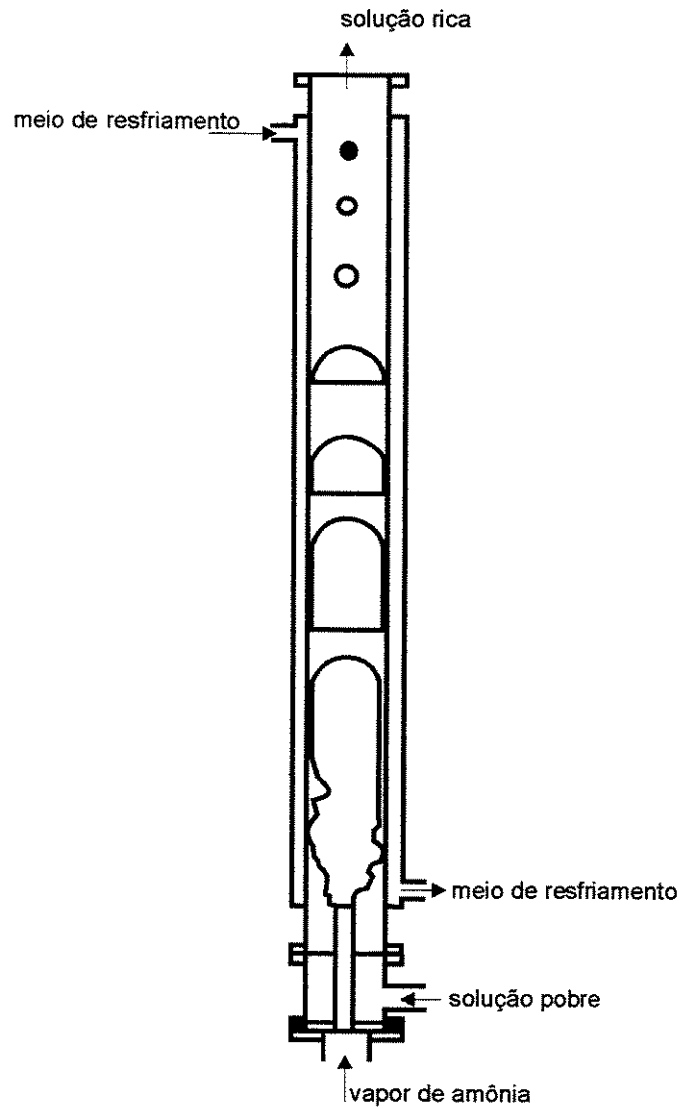


Figura 2.12 - Absorvedor de borbulha vertical.

Dos absorvedores anteriores o mais difundido em sistemas de água – amônia com bomba é o convencional de borbulhas da figura 2.9, sendo que os outros geralmente aparecem em estudos de desenvolvimento de novos tipos de trocadores, sempre com a idéia de fazê-los mais compactos. De qualquer forma os intentos têm ficado limitados ou por problemas de operação ou pelo alto custo de fabricação.

No caso em estudo, o absorvedor evaporativo pode ser considerado como um absorvedor de borbulha horizontal que pode ser representado da seguinte forma:

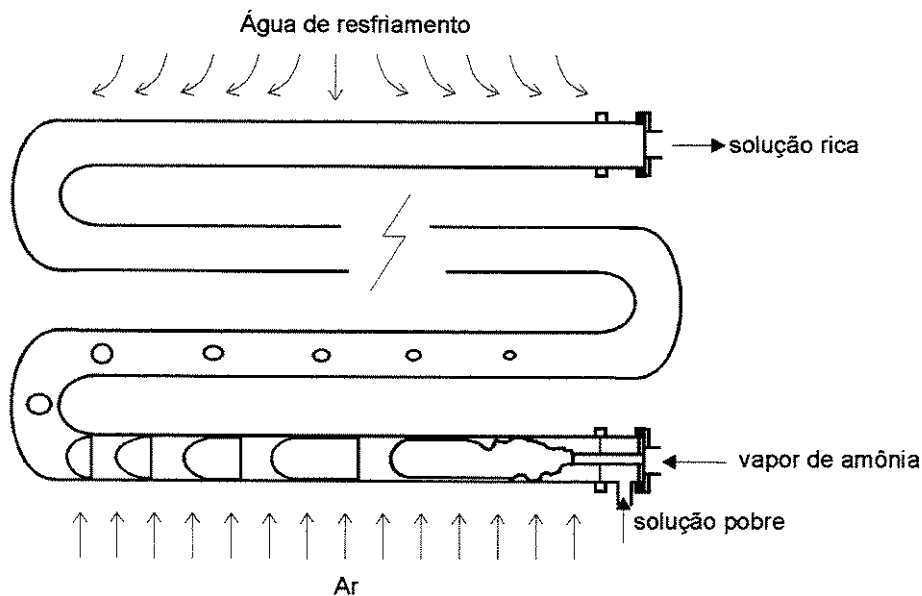


Figura 2.13: Absorvedor de borbulha horizontal.

Comparado com os outros este tem a vantagem da sua simplicidade de construção e baixo custo, já que basicamente para sua conformação é usado um conjunto evaporativo convencional, usado como condensador evaporativo para sistemas de compressão a vapor que trabalham com amônia.

2.5. Conjunto evaporativo do sistema em estudo

Como já foi explicado, o conjunto evaporativo onde se encontra o absorvedor a ser avaliado tem como característica principal a sua construção modular de três equipamentos em um. Temos informação da grande economia que eles trazem no custo inicial. Kern (1950) indica que, de forma geral, o custo de trocadores evaporativos pode chegar a menos de um 1/3 dos de casco e tubos. Além disso não há necessidade de desenvolvimento de nova tecnologia para sua construção, já que seriam uma adaptação dos condensadores evaporativos convencionais.

Na figura 2.14 aparece uma vista frontal do condensador evaporativo que foi usado na instalação da Unicamp. Originalmente este equipamento serviria como um condensador

evaporativo de 70.000 kcal/h (denominado CE-70 pela MADEF). Os cabeçais de distribuição inferior e superior foram divididos em três partes. A primeira a esquerda que comporta 7 serpentinas é o absorvedor, a do meio com 8 é o condensador e a da direita com 2 serpentinas é o resfriador de solução pobre.

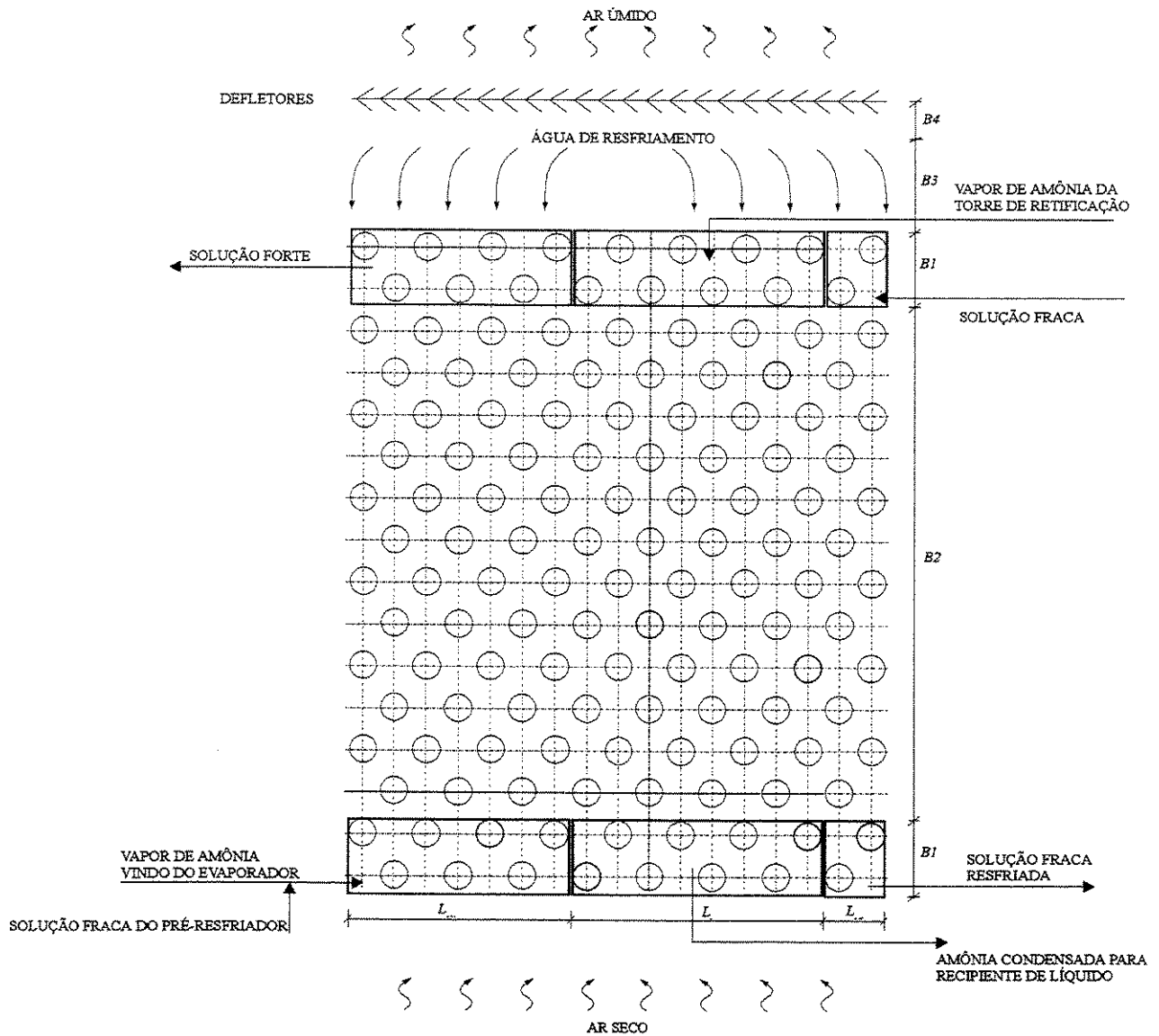


Figura 2.14 : Vista frontal do conjunto evaporativo.

Pode-se notar que a circulação da amônia no condensador e da solução pobre no resfriador é de cima para baixo, enquanto a mistura de solução pobre e de amônia na entrada do absorvedor acontece de baixo para cima.

A estrutura do feixe é alternada e usa tubos de 24,5 mm de diâmetro sendo a espessura de 3mm, com um passo transversal St de 50 mm, e longitudinal Sl de 50 mm, usados convencionalmente pelos fabricantes destes equipamentos. A separação entre tubos adjacentes é de 19,5 mm.

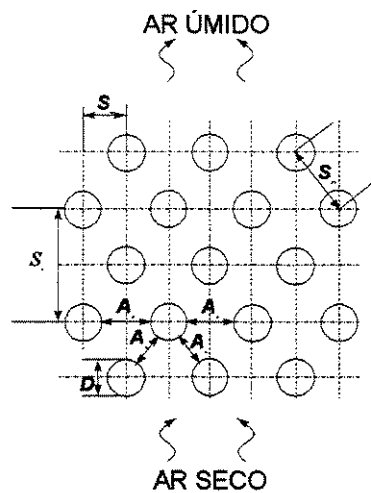


Figura 2.15. Arranjo dos tubos no conjunto

A seguir é mostrada a vista lateral do absorvedor que é a mesma para o condensador e o resfriador de solução pobre, com a respectiva mudança dos fluxos de entrada. Note-se que a entrada ao absorvedor é por baixo enquanto nos outros é pela parte superior.

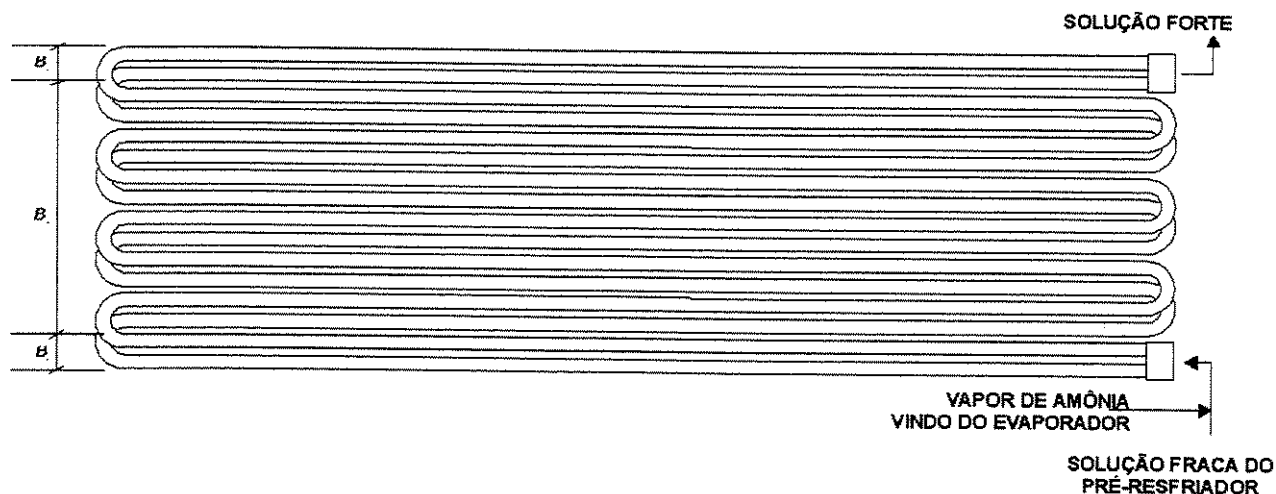


Figura 2.16: Vista lateral do feixe de tubos no absorvedor

Este feixe tem 2 m de comprimento de tubo, 0,5 m de largura e 0,65 m de altura. Está dividido em 17 serpentinas com 8 fileiras horizontais na direção do fluxo, alternadas entre si. A vazão nominal de água é de 8 m³/h e do ar de 10800 m³/h. Pela forma do trocador fica difícil determinar exatamente quais os fluxos de água e ar para cada um dos trocadores; com aproximação foi suposto que os fluxos seriam proporcionais às áreas transversais. Na tabela 2.2 aparecem os valores considerados para a simulação da operação do conjunto evaporativo.

Tabela 2.2: Parâmetros construtivos do conjunto evaporativo

Equipamento	Área de troca térmica (m ²)	Área transversal (m ²)	Fluxo aproximado de água (m ³ /h)	Fluxo aproximado de ar (m ³ /h)
Absorvedor	8,75	0,35	3,29	4445
Condensador	10,00	0,40	3,76	5080
Resfriador	2,50	0,10	0,94	1270

Nesta distribuição o maior erro deve ser do fluxo de água já que os bicos nebulizadores encontram-se muito próximos do feixe de tubos provocando assim um fluxo desproporcional entre os três trocadores, sendo favorecidos nas laterais o resfriador de solução pobre e o absorvedor. A distribuição do fluxo de ar deve ser mais homogênea pela localização do ventilador acima da estrutura do conjunto.

Capítulo 3

Modelamento matemático do processo de absorção.

A simulação do processo de absorção é muito complexa para qualquer tipo de absorvedor, seja este pelicular, de empacotamento ou de bolhas. Estando o sistema composto de duas substâncias e duas fases, o número de incógnitas a resolver é bastante grande devido aos processos simultâneos de transferência de calor e massa.

No sistema em estudo o nível de complexidade é ainda maior. Em primeiro lugar porque a retirada do calor gerado no processo exotérmico de absorção é feita através de um processo de resfriamento evaporativo, onde igualmente ocorrem fenômenos de transferência de calor e massa simultaneamente.

Em segundo lugar o absorvedor encontra-se operando dentro de um sistema evaporativo composto por mais dois trocadores, um condensador e um resfriador de líquido. Isto faz com que o processo de absorção esteja afetado diretamente pelos processos de condensação e resfriamento da solução pobre, uma vez que a temperatura da água à entrada e saída do absorvedor, assim como a temperatura de bulbo úmido do ar à saída dependem do balanço dos três trocadores.

Na sua tese de doutorado, Rodriguez (1999) empregou uma teoria geral simplificada dos trocadores evaporativos, para simular as operações em regime permanente e transiente da máquina. Empregou coeficientes globais no interior dos trocadores avaliados experimentalmente e relações teóricas para os fenômenos de transferência de massa e energia no exterior dos tubos. Por falta de uma teoria adequada, e por não ser objetivo de seu trabalho o modelamento detalhado do absorvedor, tratou este como um condensador e como um resfriador evaporativo, ajustando os coeficientes de troca de calor neste trocador para fechar o balanço no sistema evaporativo global.

Embora a economia que representa o projeto de vários trocadores dentro de um único sistema evaporativo seja considerável, o estudo de um sistema de tal tipo deverá ser feito por partes devido a sua elevada complexidade tanto do ponto de vista teórico quanto experimental, por isto, neste caso, será empregada uma abordagem detalhada para o absorvedor e uma abordagem simplificada para o condensador e para o resfriador de solução pobre. Os três modelos estarão acoplados através do balanço de energia global do sistema evaporativo.

3.1.- Método simplificado para a simulação do condensador e do resfriador de solução pobre resfriados com processo evaporativo.

As teorias para o projeto e avaliação 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 considerações 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 já trabalharam com modelos mais rigorosos (Leidenfrost e Korenic, 1982).

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. (3.2), 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, razão pela qual 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.

Também são admitidas as seguintes hipóteses:

- As serpentinas estão completa e uniformemente molhadas.
- Fluxo uniforme de ar através da área de seção transversal.
- Os coeficientes de transferência de calor e massa são constantes dentro da região do feixe de tubos.

Com estas condições preestabelecidas as equações que seriam utilizadas tanto para o projeto como para avaliação destes trocadores são as seguintes:

Balanço Global de Energia

O calor é transferido do fluido a ser resfriado para o ar, que entra a uma temperatura de bulbo úmido T_{bul} . 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 tem a forma:

Condensador:

$$\dot{m}_{ar} (h_{ar2} - h_{ar1}) = \dot{m}_r \Delta H_r \quad (3.1a)$$

Resfriador:

$$\dot{m}_{ar} (h_{ar2} - h_{ar1}) = C_f (T_{f1} - T_{f2}) \quad (3.1b)$$

onde:

\dot{m}_{ar} → fluxo de ar (kg/s)

h_{ar1} → entalpia do ar na entrada do trocador (kJ/kg)

h_{ar2} → entalpia do ar na saída do trocador (kJ/kg)

\dot{m}_r → fluxo de refrigerante a condensar (kg/s)

ΔH_r → variação de entalpia no condensador (kJ/kg)

C_f → capacidade calorífica do fluido (kW/°C)

T_{f1} → temperatura do fluido de trabalho na entrada do trocador (°C)

T_{f2} → 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 à mesma temperatura, razão pela qual a entalpia desta não entra na equação de balanço anterior, caso contrário o sistema nunca entraria em equilíbrio e a temperatura da água no reservatório aumentaria continuamente. Considerando a massa d'água evaporada, o termo $\dot{m}_{ar}(W_{ar2}-W_{ar1})$ deverá ser adicionado ao lado direito das equações (3.4). 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. (3.2), que em forma integral é:

$$\frac{K_m * A}{\dot{m}_{ar}} = \int_{h_{ar1}}^{h_{ar2}} \frac{dh}{(h_i - h_{ar})} \equiv NTU \quad (3.2)$$

onde:

K_m → coeficiente de transferência de massa (kg/s/m²)

h_i → entalpia do ar saturado à temperatura da interface água - ar (kJ/kg)

A → Área infinitesimal de troca de calor do ar (m²)

h_{ar} → entalpia local do ar (kJ/kg)

NTU → Número de unidades de transferência.

Este NTU é análogo ao valor UA/C_{min} tipicamente utilizado no projeto 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. (3.1) 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:

$$\frac{K_m * A}{\dot{m}_{ar}} = \ln \frac{h_i - h_{ar1}}{h_i - h_{ar2}} \quad (3.3)$$

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 pelos regimes de fluxo do ar e da água. A é a área física de transferência de calor e o fluxo de ar (m_{ar}) é imposto pelo ventilador. Ou seja, são características próprias do projeto do trocador.

Por outro lado o termo da direita é chamado de NTU requerido porque dadas 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. (3.1).

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

Na figura 3.1 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, obtém-se as equações:

Condensador:

$$m_f dH_r = m_{ar} dh_{ar} \quad (3.4a)$$

Resfriador:

$$C_f dT_f = m_{ar} dh_{ar} - C_w dT_w \quad (3.4b)$$

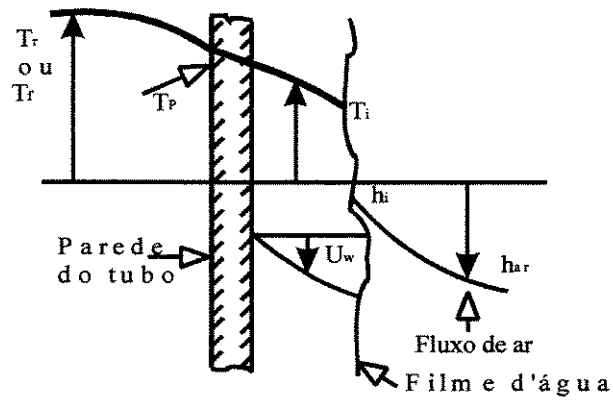


Figura 3.1. Processo de transferência através do filme d'água.

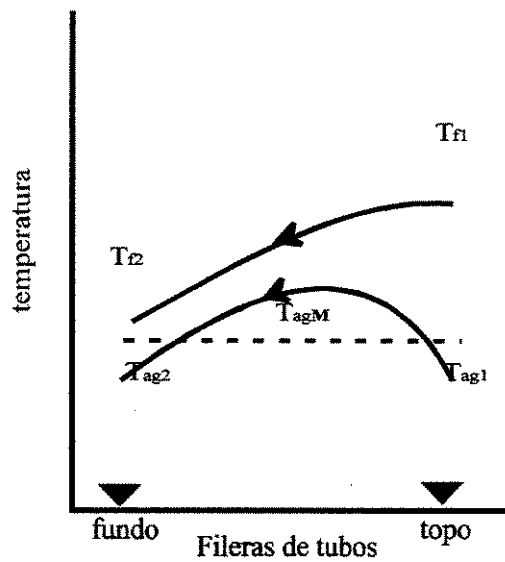


Figura 3.2. Perfil de temperaturas no resfriador evaporativo.

O termo adicional $C_w dT_w$ na equação (3.4b) aparece devido à variação local da entalpia da água ao passar pelo banco de serpentinas. Como se pode notar no esquema da figura 3.2, 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 (3.1b) porque as temperaturas da água à entrada e à saída das serpentinas são iguais.

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 os termos $K_m(h_i - h_{ar})dA$ pelo termo $m_{ar}dh_{ar}$ e $h_w(T_s - T_i)$ pelo lado esquerdo das equações (3.4), 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, e assumindo que a temperatura de interface T_i pode ser substituída por T_s , assim $q = UA(T_f - T_i)$, onde T_f é a temperatura do fluido no interior dos tubos (T_r para o caso do condensador). O coeficiente U_o fica definido como:

$$\frac{1}{U_o} = \left(\frac{1}{h_i} + R_f \right) \ln \left(\frac{D_o}{D_i} \right) + \frac{t}{K_t} \ln \left(\frac{D_o}{D_i} \right) + \frac{1}{h_w} \quad (3.5)$$

onde:

- U_o → coeficiente global de transferência de calor [kW/m²/°C]
- h_i → coeficiente pelicular interno de troca de calor [kW/m²/°C]
- D_o → diâmetro externo do tubo [m]
- D_i → diâmetro interno do tubo [m]
- t → espessura da parede do tubo [m]
- K_t → condutividade térmica da parede do tubo [kW/m/°C]
- h_w → coeficiente pelicular externo de troca de calor [kW/m²/°C]
- R_f → Resistência pelas incrustações [m²C/kW]

Utilizando a equação (3.5) pode-se substituir o termo da esquerda das equações (3.4) pelos termos $U_o(T_f - T_i)dA$ e $U_o(T_f - T_i)dA$, respectivamente. O resultado desta modificação das equações (3.4) é:

Condensador:

$$U_o(T_f - T_i)dA = K_m(h_i - h_{ar})dA \quad (3.6a)$$

Resfriador:

$$U_o(T_f - T_i)dA = K_m(h_i - h_{ar})dA - C_w dT_w \quad (3.6b)$$

Pode-se demonstrar, a partir da conjugação das equações anteriores, que as relações entre as variáveis de projeto e operação, para estes trocadores evaporativos, são:

Condensador:

$$\frac{m_r \Delta H_r}{U_o} \frac{1}{T_r - T_i} = \frac{m_{ar}}{K_m} \ln \left(\frac{h_i - h_{ar1}}{h_i - h_{ar2}} \right) \quad (3.7a)$$

Resfriador:

$$\frac{C_f}{U_o} \ln \left(\frac{T_{f1} - T_i}{T_{f2} - T_i} \right) = \frac{m_{ar}}{K_m} \ln \left(\frac{h_i - h_{ar1}}{h_i - h_{ar2}} \right) \quad (3.7b)$$

Com estas duas últimas equações junto à equação (3.3), a 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 projetar ou avaliar este tipo de instalação.

3.1.1.- Modelamento do condensador evaporativo.

Uma vez estabelecida a metodologia simplificada para a simulação de trocadores evaporativos, parte-se destes para modelar o condensador evaporativo da máquina. No esquema da figura 3.3 o condensador aparece como um trocador evaporativo independente, mas vale

lembrar que este opera numa mesma torre evaporativa junto ao absorvedor e ao resfriador de solução pobre.

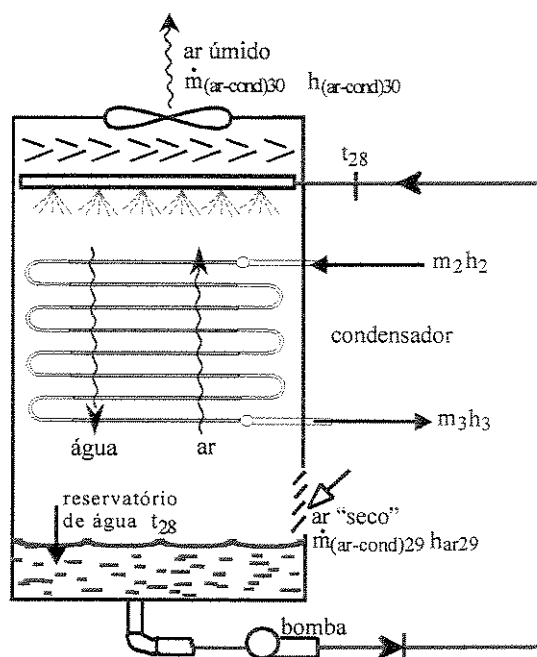


Figura 3.3.- Esquema representativo do condensador evaporativo.

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 simplificada apresentada acima, 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, uma vez que esta apresenta um maior ponto de ebulição, estaria condensando na entrada do trocador. Ou seja, como explica Kern (1969), 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_3 .

Na teoria simples dos condensadores e resfriadores evaporativos é assumido que as temperaturas da água à entrada e à saída do trocador são iguais, por isso a água de resfriamento não entra no balanço global de energia, 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), por isso 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:

Balço Total da Energia

$$m_3(h_3 - h_2) + m_{arC}(h_{ar1} - h_{arC2}) = 0 \quad (3.8)$$

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.

Balço na Interface

$$\ln \frac{h_{arCi} - h_{ar1}}{h_{arCi} - h_{arC2}} = \frac{K_M}{U_C} \frac{h_{arC2} - h_{ar1}}{T_3 - T_i} \quad (3.9)$$

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

$$NTU_C^A - NTU_C^R = 0 \quad (3.10)$$

onde:

$$NTU_C^A = \frac{K_M A_C}{m_{arC}} \quad (3.11a)$$

$$NTU_C^R = \frac{h_{arCi} - h_{ar1}}{h_{arCi} - h_{arC2}} \quad (3.11b)$$

Queda de Pressão no Condensador

$$\Delta P_C = f\left(Re, \epsilon, \frac{L}{D}\right)_c \quad (3.12)$$

3.1.2.- Modelamento do resfriador de solução pobre.

Como foi explicado na análise do processo de absorção, é fundamental o sub-resfriamento 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 sub-resfriamento é atingido, em geral, no trocador de calor solução - solução.

Em nosso 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 sub-resfriamento necessário da solução pobre antes de entrar em contato com o vapor produzido no evaporador, e por esta razão é colocado o resfriador de solução pobre, que garante o estado sub-resfriado da solução.

Na figura 3.4 é apresentado esquematicamente o 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.

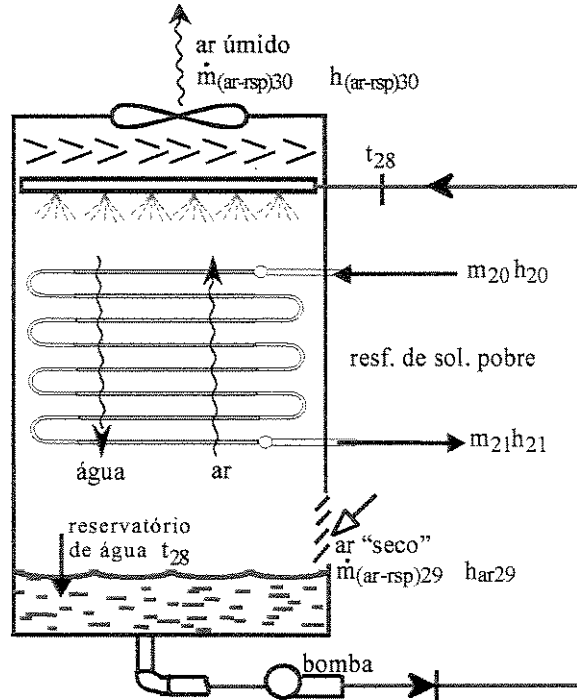


Figura 3.4. Esquema representativo do resfriador evaporativo de solução pobre.

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

$$C_F (T_{20} - T_{21}) = m_{(ar-rsp)} (h_{(ar-rsp)2} - h_{ar1}) \quad (3.13)$$

onde:

$$C_F = m_{20} C_p = \frac{Q_{RSP}}{(T_{20} - T_{21})}$$

Balço na Interface Água-Ar

$$\frac{T_{20} - T_i}{T_{21} - T_i} = \frac{h_{ar1} - h_{ar1}}{h_{ar1} - h_{ar-rsp2}} \exp\left(\frac{U_{RSP} m_{ar-rsp}}{C_F K_M}\right) \quad (3.14)$$

Transferência de Calor

$$NTU_{RSP}^A - NTU_{RSP}^R = 0 \quad (3.15)$$

onde:

$$NTU_{RSP}^A = \frac{K_M A_{RSP}}{m_{ar-rsp}}$$

$$NTU_{RSP}^R = \frac{h_{ar-rsp i} - h_{ar1}}{h_{ar-rsp i} - h_{ar-rsp2}}$$

Perda de Pressão

$$\Delta P_{RSP} = f\left(Re, \varepsilon, \frac{L}{D}\right)_{RSP} \quad (3.16)$$

3.2.- Modelamento detalhado do absorvedor.

No capítulo 2 foi apresentada uma detalhada informação sobre o processo de absorção. Na figura 3.5 está representado esquematicamente o absorvedor do sistema que opera no interior da torre de resfriamento evaporativa. Vale novamente lembrar que como nos casos anteriores, este trocador é representado para os propósitos da modelagem como um trocador evaporativo independente.

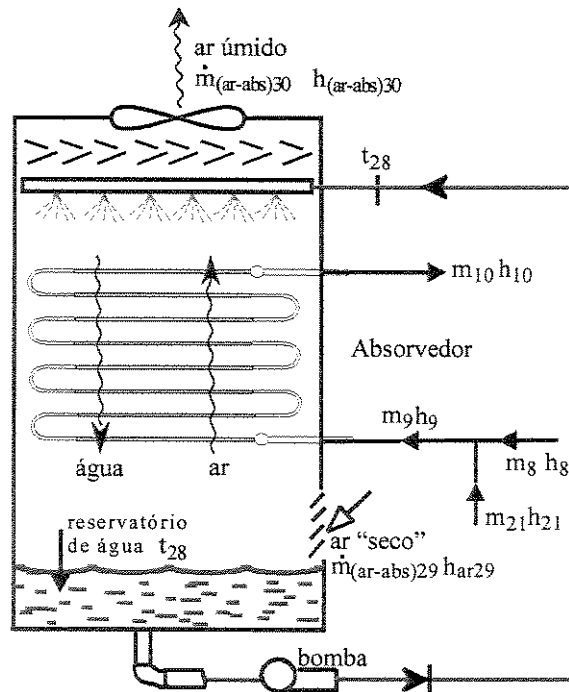


Figura 3.5. Esquema representativo do absorvedor evaporativo.

A maior dificuldade na modelagem deste trocador de calor evaporativo é precisamente a 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 será comentado no capítulo 4, é uma tarefa muito complexa.

Por estas dificuldades, e pela falta de informação na literatura especializada sobre modelamento de absorvedores de bolha resfriados através de processos evaporativos, foi empregada uma modelagem mais detalhada do processo, contrariamente aos casos do condensador e do resfriador de solução pobre, que são equipamentos mais conhecidos.

3.2.1.- Modelamento do processo de absorção no interior dos tubos.

No conjunto do absorvedor resfriado mediante processo evaporativo acontecem processos de transferência de calor e massa de forma simultânea no interior dos tubos, num processo

exotérmico, onde deve se esperar um incremento inicial da temperatura interna e depois uma diminuição gradativa, como foi apresentado no capítulo 2. Da outra parte dos tubos este calor gerado é eliminado ao ambiente através de um processo evaporativo, que também inclui processos simultâneos de transferência de calor e massa.

Para entender melhor o processo no absorvedor, a figura 3.6 mostra a variação de temperatura e de concentração ao longo da parede do trocador.

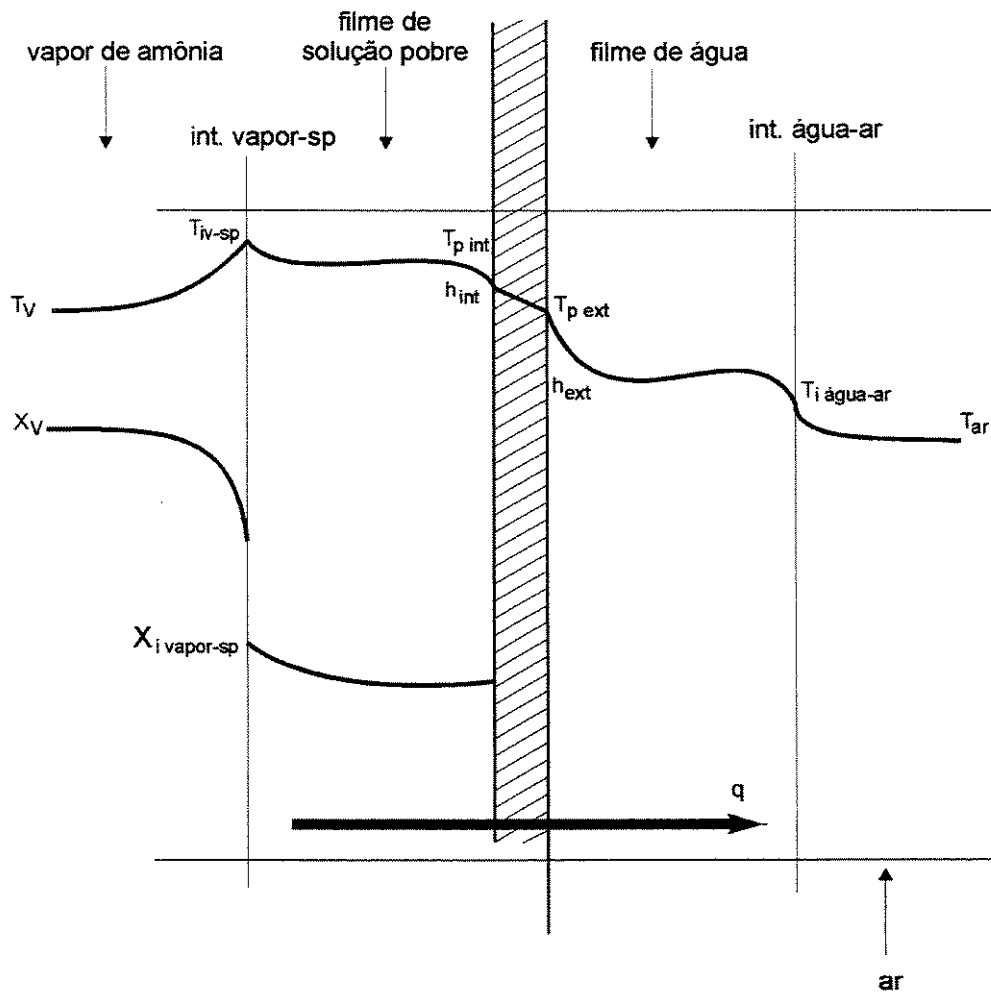


Figura 3.6: Processo de absorção resfriado evaporativamente.

A temperatura de entrada do vapor de amônia é menor que a temperatura da solução pobre. A temperatura do vapor começa a crescer até a temperatura da interface, até cair perto da superfície interna do tubo. Considerando a resistência térmica do tubo, acontece uma leve queda

de temperatura entre ambas superfícies do tubo, outra queda em temperatura no filme d'água de resfriamento e um processo de transferência de massa e energia ao ar.

Em geral os trabalhos apresentados para simular de forma rigorosa os processos de separação, como os de destilação e os de absorção, estão baseados em modelos de etapas em equilíbrio. Ainda, os sistemas de contato contínuo, como colunas de empacotamento ou colunas de parede úmida ou absorvedores de bolhas, são divididos em seções e cada seção é tratada como uma etapa simples.

Estes modelos de etapas incluem a consideração de que os fluxos saindo de cada etapa estão em equilíbrio termodinâmico uns com outros, assim, os balanços de massas, de material e de energia são resolvidos para cada etapa, obtendo-se a distribuição de cada componente na mistura, fluxos, temperaturas, etc.

Na operação real dificilmente alguma etapa opera em condições de equilíbrio, apesar dos esforços para se aproximar destas condições através da otimização dos projetos e a melhor seleção das condições de operação. A forma usual de lidar com a separação do equilíbrio é incorporando no modelo o conceito de eficiência da etapa dentro das relações de equilíbrio. Modelos e procedimentos como este podem ser encontrados facilmente na literatura como nos livros de texto de Holland (1975) e Henley e Seader (1981).

O problema começa justamente com a definição de eficiência da etapa. Vários autores argumentam a favor ou contra as várias possibilidades acerca do conceito de eficiência a ser adotado, como pode ser revisado nos trabalhos de Holland (1975) e King (1980); até agora não há um consenso sobre qual é a melhor definição. Sempre que é adotado algum conceito de eficiência, esta é especificada baseada em alguma experiência anterior, ou calculada a partir de alguma equação empírica pré-estabelecida.

Muitos modelos diferentes de eficiências de etapa (diferentes soluções dos balanços dos componentes em cada fase) têm sido propostos para sistemas binários (King, 1980). A extensão destes modelos para sistemas multicomponentes leva a maiores complicações.

Para evitar estes problemas, Krishnamurthy e Taylor (1985) desenvolveram um modelo de etapa em desequilíbrio como uma alternativa aos métodos anteriores de etapas em equilíbrio modificadas através de um conceito de eficiência. A essência deste modelo consiste em dividir em duas partes os balanços de massa e de energia, uma para cada fase, e resolver estes balanços simultaneamente com as equações de transferência de calor e de massa. O cálculo direto da transferência de calor e massa elimina a necessidade de calcular ou estimar a eficiência da etapa.

As características e considerações estabelecidas no modelo são:

- As equações de conservação são divididas em duas partes, uma para cada fase. As equações para cada fase estão conectadas pelos balanços de massa e energia ao redor da interface e assumindo que a interface está em equilíbrio termodinâmico.
- Processo simultâneo de transferência de calor e massa através da interface é modelado por meio das equações e dos coeficientes de transferência. Os conceitos abstratos, e às vezes arbitrários, de eficiências de etapas ou número de unidades de transferência são totalmente evitadas.
- As resistências à transferência de massa e energia oferecida por ambas fases do fluido podem ser levadas em conta empregando equações de transferência separadas para cada fase. Efeitos interfaciais não são considerados neste modelo.
- O modelo é formulado de forma tal que as equações que descrevem os processos e os métodos para sua solução são independentes dos métodos empregados para predizer as propriedades físicas e termodinâmicas do sistema.

Uma representação esquemática deste modelo de etapa ou secção não equilibrada pode ser observada na referida literatura (Krishnamurthy e Taylor, 1985). Qualquer sistema de contato vapor-líquido em contracorrente como torres de empacotamento, colunas de paredes úmidas, consiste em uma série das etapas tais como a representada.

Uma vez que os absorvedores de bolha são sistemas em que as fases de líquido e de vapor operam em paralelo dever-se-á fazer algumas modificações ao esquema e ao sistema de fluxos. Na figura 3.7 pode-se observar o esquema assumido para estabelecer o modelo que será empregado na presente simulação.

Para o vapor

$$M_{j\text{NH}_3}^{\text{V}} = m_j^{\text{V}} Y_j - m_{j-1}^{\text{V}} Y_{j-1} + N_{j\text{NH}_3}^{\text{V}} = 0 \quad (3.17)$$

Para o líquido

$$M_{j\text{NH}_3}^{\text{L}} = m_j^{\text{L}} X_j - m_{j-1}^{\text{L}} X_{j-1} + N_{j\text{NH}_3}^{\text{L}} = 0 \quad (3.18)$$

Para a interface

$$M_{j\text{NH}_3}^{\text{I}} = N_{j\text{NH}_3}^{\text{V}} - N_{j\text{NH}_3}^{\text{L}} = 0 \quad (3.19)$$

onde $N_{j,i}^{\text{V}}$ e $N_{j,i}^{\text{L}}$ são os fluxos de massa do componente i nas fases vapor e líquido transferidos através da interface na etapa j .

$$N_{j,i}^{\text{V}} = \int N_{j,i}^{\text{V}} dA_j \quad (3.20)$$

$$N_{j,i}^{\text{L}} = \int N_{j,i}^{\text{L}} dA_j \quad (3.21)$$

onde $N_{i,j}$ representa o fluxo da espécie i num ponto particular do sistema disperso vapor-líquido e dA_j uma pequena área interfacial através da qual o fluxo passa.

$$N_{j,i}^{\text{V}} = Ka_{j,i}^{\text{V}} (Y_{j,i}^{\text{V}} - Y_{j,i}^{\text{I}}) + Y_{j,i}^{\text{V}} N_j^{\text{V}} \quad (3.22)$$

$$N_{j,i}^{\text{L}} = Ka_{j,i}^{\text{L}} (X_{j,i}^{\text{I}} - X_{j,i}^{\text{L}}) + X_{j,i}^{\text{L}} N_j^{\text{L}} \quad (3.23)$$

Balanco de Energia para cada Fase

Para o vapor

$$E_j^V = m_j^V h_j^V - m_{j-1}^V h_{j-1}^V + Q_j^V + E_j^V = 0 \quad (3.24)$$

Para o líquido

$$E_j^L = m_j^L h_j^L - m_{j-1}^L h_{j-1}^L + Q_j^L + E_j^L = 0 \quad (3.25)$$

Para a interface

$$E_j^I = E_j^V - E_j^L = 0 \quad (3.26)$$

onde E_j^V e E_j^L representam os fluxos de energia transportados nas fases vapor e líquido através da interface da etapa j.

$$E_j^V = \int e_j^V dA_j \quad (3.27)$$

$$E_j^L = \int e_j^L dA_j \quad (3.28)$$

onde e_j é o fluxo de energia em algum ponto particular do sistema disperso. Este fluxo de energia está composto pelo fluxo de calor condutivo, q , devido aos gradientes de temperaturas, e por uma contribuição convectiva devida ao transporte de massa na interface.

$$e_j^V = q_j^V + \Sigma(N_{j,i}^V h_{j,i}^V) \quad (3.29)$$

$$e_j^L = q_j^L + \Sigma(N_{j,i}^L h_{j,i}^L) \quad (3.30)$$

com:

$$q_j^V = h_v(T_j^V - T_j^I) \quad (3.31)$$

$$q_j^L = h_L(T_j^I - T_j^L) \quad (3.32)$$

Pela forma do regime de fluxo no absorvedor de bolhas (Infante, Kaiser e Machielsen, 1984), é assumido que as bolhas de vapor circulam no interior do líquido, fazendo contato desprezível com as paredes dos tubos do absorvedor. Assim é considerado que o calor de absorção liberado no trocador é transferido através do líquido e das paredes do tubo até a água de resfriamento, assim:

$$Q_j^V = 0 \quad (3.33)$$

$$Q_j^L = U(T^L - T_{PO}) \quad (3.34)$$

onde:

$$\frac{1}{U} = \frac{1}{h_L} + \frac{D_i}{2K_T} \ln \frac{D_o}{D_i} \quad (3.35)$$

D_i → Diâmetro interno dos tubos;

D_o → Diâmetro externo dos tubos;

K_T → Coeficiente de condutividade térmica do material dos tubos;

h_L → Coeficiente pelicular de transferência de calor.

Equilíbrio na Interface

$$f^1(P, T, X, Y) = 0 \quad (3.36)$$

Queda de Pressão na Etapa

$$\Delta P_j = f\left(\text{Re}, \varepsilon, \frac{L}{D}\right) \quad (3.37)$$

Com o sistema de equações apresentado acima o processo de absorção que ocorre dentro dos tubos fica modelado consistentemente, apresentando, para dadas condições de entrada na etapa, um total de 14 incógnitas e 14 equações independentes.

3.2.2.- Modelamento do resfriamento evaporativo do absorvedor.

No início deste capítulo foi estabelecido um modelo simplificado para simular os processos de troca de calor e massa num trocador evaporativo. Naquele modelo foi estabelecido um conjunto de considerações válidas para condensadores evaporativos, que operam a temperatura constante (ou quase constante), e para resfriadores evaporativos, que apesar de variarem sua temperatura interna, o perfil de temperatura da água de resfriamento evaporativo varia muito pouco, aproximadamente 2°C, fato que conseguiu ser comprovado experimentalmente.

No caso do absorvedor de bolhas em serpentina de tubos horizontais, não se conhece o efeito do processo de absorção sobre o perfil das temperaturas da água que molha as superfícies externas dos tubos, por isso não é aconselhável assumir o procedimento simplificado empregado no condensador e no resfriador de solução pobre, que pressupõe um modelo global, enquanto o processo de absorção no interior dos tubos está baseado num modelo detalhado.

Na simulação levada a cabo no seu trabalho de doutorado, Rodríguez (1999) obteve resultados satisfatórios assumindo o modelo para o absorvedor como se este fora um resfriador evaporativo, mas para isto teve que ajustar o valor do coeficiente global de troca de calor,

perdendo generalidade o método, cujos resultados ficaram particularizados para um intervalo estreito de condições.

São vários os trabalhos levados a cabo com o intuito de simular e conhecer em detalhe os processos de transferência de calor e massa que ocorrem num condensador evaporativo, como pode ser visto na revisão bibliográfica no capítulo introdutório. Porém, a complexidade dos fenômenos e a quantidade de variáveis envolvidas fazem com que ainda este seja um dos sistemas mais difíceis de modelar.

O modelo mais detalhado de resfriamento evaporativo externo do absorvedor aqui empregado, está baseado no método estabelecido por Leidenfrost e Korenic (1982), cujas principais considerações são:

- O trocador evaporativo é considerado adiabático. Ganhos ou perdas de calor do ambiente são desprezadas.
- A água entra e sai da serpentina à mesma temperatura. A adição de calor à água por parte da bomba de circulação é considerada insignificante.
- O filme da água flui por gravidade sobre os tubos, fino em estado estacionário e em regime laminar.
- A análise é efetuada para um canal elementar e assume-se que todas as condições são idênticas para o resto das secções do absorvedor.
- Fluxo estacionário, unidimensional e incompressível.
- As superfícies dos tubos estão uniformemente molhadas.

No esquema da figura 3.8 é mostrado o processo de transferência de calor e massa num volume de controle de um canal elementar. O ar entrando no volume de controle com fluxo \dot{m}_A e estado T_A , X_A , h_A experimenta uma troca de calor e massa com a superfície interfacial A_b . Como consequência desta transferência combinada a temperatura do ar varia dT_A , sua entalpia dh_A e seu conteúdo de umidade dX_A . O fluxo de massa \dot{m}_A permanece constante.

A água entra no volume de controle (a entrada da água coincide com a saída do ar) com fluxo de massa \dot{m}_w e entalpia h_w ; possuindo uma espessura de filme δ_w , recebe calor na superfície A_w do processo de absorção e troca calor e massa na interface com o ar. Como resultado desta troca a entalpia da água varia em dh_w e seu fluxo de massa em $d\dot{m}'_w$.

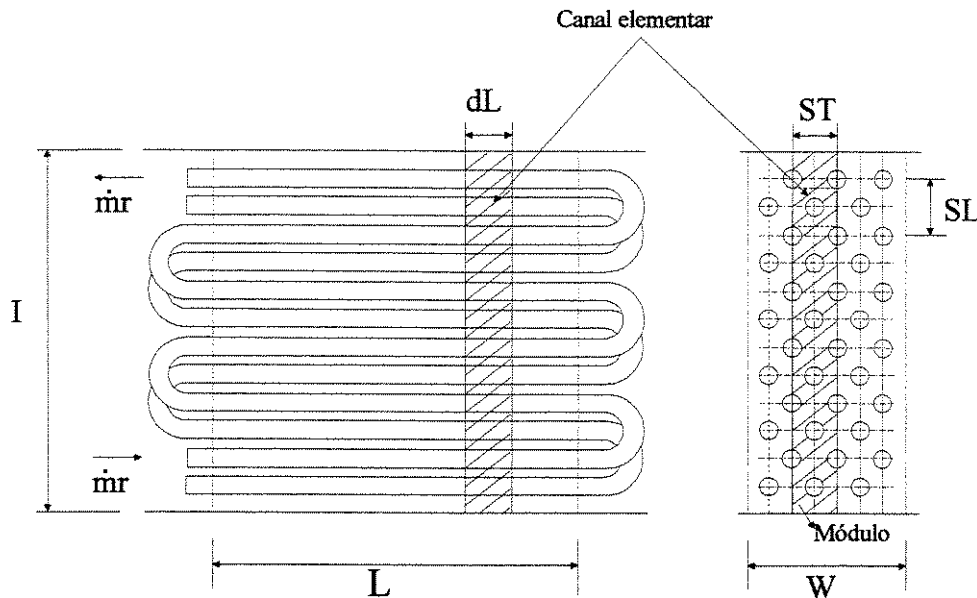


Figura 3.8. Evaporação num canal elementar de um tubo de comprimento Δl .

Assim, o processo dentro do volume de controle (ou no absorvedor como um todo) depende de 9 parâmetros, a dizer: Q_A , \dot{m}_A , \dot{m}_w , T_{Ai} , T_{Ao} , h_{w0} , h_{wi} , h_A , h_{A0} . O termo Q_A é determinado pelo processo de absorção, ou seja, $Q_A = \int Q_j^L dA_c$, é o termo que acopla os modelos do processo de absorção pelo interior dos tubos com o resfriamento evaporativo que acontece na superfície exterior dos mesmos. Os fluxos de ar e de água, \dot{m}_A e \dot{m}_w respectivamente são conhecidos, ou estimados, através do projeto do trocador, assim como T_{Ai} e i_{Ai} podem ser estimadas através das condições climáticas. A temperatura e a entalpia da água à entrada pode ser estabelecida pelos valores tomados experimentalmente. O resto das variáveis, T_{Ao} , h_{A0} e h_{w0} , permanece como incógnitas, e só poderão ser conhecidas através de um procedimento de cálculo.

A partir das considerações estabelecidas anteriormente pode ser determinado o balanço de massa e energia no volume de controle em análise.

$$U_w dA_c (T_j^L - T_w) - h_{wb} d\dot{m}_w = d(\dot{m}_w h_w) + h_A dA_c (T_b - T_A) + \sigma dA_c (X_b - X_A) h_{fg} \quad (3.38)$$

Esta equação indica que o calor liberado no processo de absorção, menos a variação de entalpia da água evaporada, é convertido em calor para aquecimento da água de resfriamento e calor transferido para o ar através de processo seco e úmido de transferência de calor. U_w é o coeficiente global de transferência de calor que compreende desde o processo de absorção até o processo de aquecimento da água. A grandeza h_A é o coeficiente pelicular de transferência de calor sensível na interface ar-água, σ é o coeficiente de Lewis de transferência de massa e h_{fg} é o calor latente de vaporização.

A mudança de conteúdo de umidade do ar pode ser expresso como:

$$\dot{m}_A dX_A = \sigma dA_c (X_b - X_A) \quad (3.39)$$

Resolvendo a equação (3.38) para dA_c e introduzindo-a na equação de (3.40), tem-se:

$$U_w (T_j^L - T_w) = \sigma (X_b - X_A) (h_w - h_{wb}) + h_A (T_b - T_A) + \frac{\dot{m}_w dh_w}{\dot{m}_A dX_A} \sigma (X_b - X_A) + \sigma (X_b - X_A) h_{fg} \quad (3.40)$$

Normalmente é considerado que a temperatura do filme d'água T_w é igual à temperatura da interface ar-água T_b , pelo que $h_w = h_{wb}$. Introduzindo um coeficiente global de transferência de calor entre o líquido no interior do tubo e a interface, $U_{wb} = \left(\frac{A_w}{A_b} \right) U_w$, pode-se obter

finalmente:

$$U_{wb} (T_j^L - T_b) = h_A (T_b - T_A) + \sigma (X_b - X_A) \left(h_{fg} + \frac{\dot{m}_w dh_w}{\dot{m}_A dX_A} \right) \quad (3.41)$$

Uma equação bastante parecida foi primeiramente derivada por Bošnjakovic (1965), que a chamou de equação de valores de entalpia dos fluxos. Esta equação pode ser escrita como:

$$q_{wb} = q_h + q_\sigma + q_w \quad (3.42)$$

Esta equação indica que o calor que entra no volume de controle pela parede úmida (q_{wb}), aquece o ar através de um processo de transporte seco (q_h) e úmido (q_σ) e aquece a água (q_w). Cada termo nesta equação pode ser positivo, negativo ou nulo, dependendo do estado termodinâmico do ar.

Como se pode observar, contrário ao modelo do processo de absorção no interior dos tubos, que possui igual número de incógnitas e equações, o modelo de resfriamento evaporativo introduz duas novas incógnitas e somente uma equação. Isto faz com que o método de solução do sistema de equações seja necessariamente iterativo. O algoritmo empregado é apresentado mais adiante, depois de conhecidos a forma final das equações e os parâmetros utilizados para a simulação.

Capítulo 4

Avaliação dos coeficientes de transferência. Sistema de medições.

Uma vez estabelecido o modelo matemático para a simulação do processo de absorção, em conjunto com o condensador e o resfriador de solução pobre, que formam parte do sistema evaporativo, devem ser estimados os coeficientes de transferência de calor e de massa para a solução do sistema e também necessários para a validação do modelo.

4.1.- Avaliação dos coeficientes de transferência de calor e massa.

A avaliação dos coeficientes de transferência de calor e de massa é feita com ajuda dos dados experimentais. Para alguns trocadores de calor o sistema experimental é capaz de fornecer 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 a estimação teórica e o ajuste destes coeficientes.

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. Depois de obtidos estes primeiros valores médios, as médias aritméticas de cada conjunto destes valores são calculadas, 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 dos parâmetros.

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 últimos valores são utilizados para estimar dos coeficientes de troca térmica.

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

Para os trocadores de calor evaporativos, devido à transferência de massa entre o filme d'água e o ar, o conceito de diferença média de temperaturas entre a substância refrigerante e o ar não é mais sustentável. O parâmetro fundamental para o desenho e avaliação destes trocadores, segundo a metodologia de Webb (1984), explicada no capítulo anterior, é o NTU da unidade, que é definido como:

$$NTU = \frac{K_M A}{\dot{m}_{ar}} \quad (4.1)$$

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:

$$NTU = \ln \frac{(h_i - h_1)}{(h_i - h_2)} \quad (4.2)$$

Devido ao fato de estarem os processos de transferência de massa e de calor intimamente ligados, a equação (4.2) 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 estimar o 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 em particular, o problema fica agravado pelo fato de se encontrarem, os três trocadores, localizados dentro de uma mesma torre de resfriamento evaporativa. Isto leva à necessidade de um sistema experimental mais completo do que o sistema empregado atualmente.

Assim, estes coeficientes são avaliados experimental e 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 as quantidades de massas de água e de ar que participam da troca de calor são proporcionais à área frontal de cada um deles, assim:

$$\dot{m}_{arC} = \dot{m}_{arT} \frac{At_C}{At_T}$$

$$\dot{m}_{arRSP} = \dot{m}_{arT} \frac{At_{RSP}}{At_T}$$

$$\dot{m}_{arA} = \dot{m}_{arT} \frac{At_A}{At_T}$$

$$\dot{m}_{wC} = \dot{m}_{wT} \frac{At_C}{At_T}$$

$$\dot{m}_{wRSP} = \dot{m}_{wT} \frac{At_{RSP}}{At_T}$$

$$\dot{m}_{wA} = \dot{m}_{wT} \frac{At_A}{At_T}$$

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.

Para todos os trocadores evaporativos existe um coeficiente global de transferência de calor entre o fluido no interior dos tubos e o filme de água que escoar por fora dos tubos, e coeficientes de transferência de massa do lado do ar, que devem ser determinados para avaliar os valores de NTU em cada equipamento. Como foi demonstrado no capítulo 3, têm-se, exceto para o absorvedor que será avaliado detalhadamente, as seguintes expressões:

Condensador:

$$U_o(T_f - T_i)dA = K_m(h_i - h_{ar})dA \quad (4.3)$$

Resfriador:

$$U_o(T_f - T_i)dA = K_m(h_i - h_{ar})dA - C_w dT_w \quad (4.4)$$

com:

$$\frac{1}{U_o} = \left(\frac{1}{h_i} + R_f \right) \ln \left(\frac{D_o}{D_i} \right) + \frac{t}{K_t} \ln \left(\frac{D_o}{D_i} \right) + \frac{1}{h_w} \quad (4.5)$$

As correlações empregadas para a determinação dos diferentes coeficientes peliculares de transferência de calor e massa para o processo de resfriamento evaporativo pelo lado exterior de cada trocador, que formam parte da equação acima, são apresentadas a seguir.

4.1.2.- Coeficiente de transferência de massa entre água e ar.

O coeficiente de transferência de massa, K_m , proposto por Tezuka et al. (1971) é dado pela seguinte expressão:

$$K_m = 3,6 \left(\frac{A_{ar} H}{3600} \right) \left(3600 \frac{\dot{m}_w}{A_w} \right)^{0,6} \left(3600 \frac{\dot{m}_{ar}}{A_{ar}} \right)^{0,35} \quad (4.6)$$

onde:

\dot{m}_w → fluxo da água de resfriamento (= \dot{m}_{wA}).

\dot{m}_{ar} → fluxo de ar ao absorvedor (= \dot{m}_{arA}).

A_{ar} → área frontal com relação ao fluxo de ar.

A_w → área frontal com relação à água.

$$A_{ar} = A_w = \left(\frac{N_c}{2} \right) S_h L_t$$

H → altura do feixe de serpentinas do trocador.

$$H = (2N_f - 1) S_v$$

Mitzushina et al (1967), apresentaram a seguinte correlação:

$$\frac{K_m A}{G_{ar}} = 2.54 \times 10^{-2} R_{ar}^{-0.1} R_w^{0.15} D_0^{-1.6} \quad (4.7)$$

onde:

A → área de superfície por unidade de volume. (m^2/m^3)

G_{ar} → velocidade da massa do ar ($kg/s/m^2$)

R_{ar} e R_w são o fluxo volumétrico de ar por unidade de área frontal, e o fluxo volumétrico de água por unidade de área plana.

Esta equação é válida para $50 < R_w < 240$ e $1,2 < R_{ar} \times 10^{-3} < 14$.

Parker e Treybal (1954) também avaliaram experimentalmente o coeficiente K_{ar} e adotaram uma correlação similar à de Mitzushina, exceto pelos valores dos expoentes que neste caso são – 0.12 e 0.0 para R_{ar} e R_w respectivamente. Eles compararam os valores dos coeficientes medidos experimentalmente com os valores obtidos através da relação de Lewis, e comprovaram que estes últimos eram da ordem de 50% dos medidos experimentalmente.

Parker e Treybal (1961) propuseram uma outra expressão, também adotada por Petersons et al (1988), segundo a qual:

$$K_m = 0,0493 \left\{ \frac{\dot{m}_A}{(S_h - D_o)(n_s/2)l} (1 + W_m) \right\}^{0,905} \quad (4.8)$$

onde:

W_m representa a umidade absoluta do ar na entrada do trocador de calor.

S_v → espaçamento vertical entre dos tubos de uma serpentina.

S_h → espaçamento horizontal entre dois tubos de serpentinas paralelas.

Zalewski e Gryglaszewski (1997) avaliam o coeficiente de transferência de massa pela relação de Lewis, resultado da analogia entre a transferência de calor e massa:

$$\frac{\bar{h}_A}{K_m C_{pA}} = Le^{1-n} \quad (4.9)$$

O número de Lewis, Le , é considerado constante e igual a 0,865 para misturas psicrométricas de ar/vapor de água. O valor do expoente n depende do regime de escoamento do ar, sendo $n = 0,33$ para um escoamento turbulento. O coeficiente de transferência de calor do ar úmido, h_A , entre a película da água de resfriamento e o ar é obtido utilizando a relação sugerida no trabalho de Grimison apresentada em Zalewski e Gryglaszewski (1997):

$$\bar{h}_{Ar} = \frac{Nu_A k_A}{D_0} \quad (4.10)$$

Webb e Villacres (1984) sugerem o uso da seguinte correlação:

$$K_m = 1.1121 \times 10^{-4} A_{ext} \left(1472.687 \frac{\dot{m}_w}{\rho_w A_w} \right)^{0.15} \left(196.85 \frac{\dot{m}_{ar}}{\rho_{ar} A_{ar}} \right)^{0.9} \left(\frac{D_0}{0,3048} \right)^{-0.55} \quad (4.11)$$

onde:

A_{ext} → área total exterior do trocador.

$$A_{ext} = \pi D_0 L_t N_f N_c$$

N_f → número de fileiras.

N_c → número de circuitos.

L_t → comprimento dos tubos.

4.1.3.- Coeficiente de transferência de calor no filme d'água h_w

De acordo com Tezuka et al (1971) este pode ser calculado como:

$$h_w = 0.244 \left(\frac{A_{ar} H}{A_{ext}} \right) \left(\frac{\dot{m}_w}{A_w} \right)^{0.18} \left(\frac{\dot{m}_{ar}}{A_{ar}} \right)^{1.17} \quad (4.12)$$

Parker e Treybal (1961) apresentaram uma correlação que foi empregada mais tarde por Peterson et al. (1988), com a forma:

$$h_w = (982 + 15.58 T_w) \left(\frac{\Gamma}{D_0} \right)^{1/3} \quad (4.13)$$

onde:

Γ → vazão mássica d'água por circuito por unidade de comprimento.

$$\Gamma = \frac{\dot{m}_w}{N_c L_t}$$

Esta equação é válida para $1,36 < (\Gamma/D_0) < 3$

Zalewski e Gryglaszewski (1997) empregam a correlação de Tovaras para película descendente em tubos horizontais, com a forma:

$$h_w = k_w Nu_w \left(\frac{g}{v^2} \right)^{1/3} \quad (4.14)$$

onde:

$$Nu_w = 3.3 \times 10^{-3} Re_w^{0.8} Re_{ar}^{0.15} Pr_w^{0.61} \quad \text{para } 690 < Re_{ar} \leq 3000$$

$$Nu_w = 1.1 \times 10^{-2} Re_w^{0.3} Pr_w^{0.62} \quad \text{para } 3000 < Re_{ar} \leq 6900$$

$$Nu_w = 0.24 Re_w^{0.3} Re_{ar}^{-0.36} Pr_w^{0.62} \quad \text{para } Re_{ar} > 6900$$

válidas para $4,3 < Pr_w < 11,3$ e $160 < Re_w < 1360$. Os números de Reynolds são definidos através das seguintes relações:

$$Re_w = \frac{4G_w}{v_w} \quad (4.15)$$

$$Re_{ar} = \frac{w_{ext} D_0 \rho_{ar}}{\mu_{ar}} \quad (4.16)$$

onde G_w é a vazão mássica de água por unidade de comprimento do tubo, que pode ser escrita como:

$$G_w = \frac{\dot{m}_w}{2\pi l} \quad (4.17)$$

O termo w_{ext} é a velocidade relativa do ar em relação à água de resfriamento, tendo sido introduzido para incorporar seu efeito no coeficiente de transferência de calor, e é calculado na seção mínima de passagem, levando em consideração a espessura da película de água de resfriamento. Um arranjo triangular pode ser avaliado pela seguinte equação apresentada por Zalewski (1993):

$$w_o = \frac{3G_w}{2\delta_w \rho_w} + AGV_{ar} \quad (4.18)$$

onde a primeira parcela representa a velocidade da água de resfriamento e a segunda representa a velocidade máxima do ar, sendo AG um coeficiente determinado pelo procedimento de Grimison mostrado por Zalewski (1993) para escoamento de ar através de um banco de tubos. A espessura do filme de água de resfriamento pode ser determinada a partir da solução da película descendente em uma parede plana, de acordo com a seguinte expressão:

$$\delta_w = \left(\frac{3G_w \mu_w}{g \rho_w^2} \right)^{1/3} \quad (4.19)$$

A correlação proposta por Webb e Villacres (1984) para o coeficiente de transferência de calor no filme líquido é descrita como:

$$\bar{h}_w = (232,466) \left(735,786 \cdot \frac{\dot{m}_w}{\rho_w A_w} \right)^{1/3} \quad (4.20)$$

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

$$h_w = 137 \left(\frac{\Gamma}{D_o} \right)^{1/3} \quad (4.21)$$

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 Treybal (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).

4.1.4.- Coeficiente de transferência de calor no ar h_A

A literatura não apresenta muitas correlações que permitam determinar este coeficiente, em Zalewski e Gryglaszewski (1997) aparece a seguinte formulação, baseada nos trabalhos de Grimison:

$$Nu_{ar} = a_0 \left(\frac{S_h}{D_o} \right)^{a_1} \left(\frac{S_v}{D_o} \right)^{a_2} \left(\frac{S_h}{S_v} \right)^{a_3} R_s^{a_4} Re_{ar}^{a_5} Pr_{ar}^{0,33} \quad (4.22)$$

onde: $a_0 = 0,55101$; $a_1 = 9,8464$; $a_2 = -9,8979$; $a_3 = -9,8556$; $a_4 = 0,064556$ e $a_5 = 0,56537$ e R_s é dado pela relação:

$$R_s = \left(\frac{S_h}{D_o} - 1 \right) \left[2 \left(0,25 \left(\frac{S_h}{D_o} \right) + \left(\frac{S_v}{D_o} \right) \right)^{0,5} - 1 \right]^{-1} \quad (4.23)$$

Estas equações são válidas para trocadores de calor com 10 ou mais fileiras de tubos. No caso de $N_f < 10$, o número Nusselt pode ser calculado por:

$$\text{Nu}_{\text{ar}} = 10\text{Nu}_{\text{ar}} \left(\frac{N_r}{10} \right)^{0,12} \quad (4.24)$$

Este valor é pouco usado para cálculos práticos, no entanto, como será mostrado posteriormente, através dele e da correlação entre a transferência de calor e de massa é possível determinar os coeficientes de transferência de massa no ar.

4.1.5.- Coeficiente de transferência de calor interno h_i

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

Para o Condensador Evaporativo

Aqui é empregada a correlação de Shah (1979) dada pelas equações:

$$\text{Nu}(x) = \text{Nu}_1 \left[(1-x)^{0,8} + \frac{3,8x^{0,76}(1-x)^{0,04}}{p_r^{0,38}} \right] \quad (4.25)$$

$$h_i(x) = \frac{\text{Nu}(x)k_f}{D_i} \quad (4.26)$$

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

Para o Resfriador de Solução Pobre

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

$$Nu = 0,023 Re^{4/5} Pr^{0,3} \quad (4.27)$$

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

$$Nu_D = 0,027 Re_D^{4/5} Pr^{1/3} \left(\frac{\mu}{\mu_s} \right)^{0,14} \quad (4.28)$$

$$\left[\begin{array}{l} 0,7 \leq Pr \leq 16700 \\ Re_D \geq 10000 \\ \frac{L}{D} \geq 10 \end{array} \right]$$

Incropera (1990) indica que, embora essas expressões sejam muito usadas podem provocar erros muito grandes (25%), portanto recomenda o uso de expressões mais recentes embora mais complicadas, tais como:

$$Nu_D = \frac{\left(\frac{f}{8} \right) (Re_D - 1000) Pr}{1 + 12,7 \left(\frac{f}{8} \right)^{1/2} \left(Pr^{2/3} - 1 \right)} \quad (4.29)$$

Para o Absorvedor

Segundo Hikita et al (1981) podem ser empregadas as seguintes relações para calcular o coeficiente de transferência de massa na fase líquida em absorvedores de bolhas:

$$\frac{\overline{K}_{La} d_b}{D_L} = 2 + 0.0187 \left[\left(\frac{d_b u_G \rho_L}{\varepsilon_G \mu_L} \right)^{0.484} \left(\frac{d_b g^{1/3}}{D_L^{2/3}} \right)^{0.072} \left(\frac{\mu_L}{\rho_L D_L} \right)^{0.339} \right]^{1.61} \quad (4.30)$$

com:

$$d_b = 0.00635 \left(\frac{\sigma}{72} \right)^{0.6} \left(\frac{1}{\rho_L} \right)^{0.2} \quad (4.31)$$

$$\varepsilon_G = \frac{1}{2 + \left(\frac{0.35}{u_G} \right) \left[\rho_L \left(\frac{\sigma}{72} \right) \right]^{1/3}} \quad (4.32)$$

$$a_i = \frac{6\varepsilon_G}{d_b} \quad (4.33)$$

onde:

d_b → diâmetro médio das bolhas [cm]

ε_G → fração de bolhas

σ → Tensão superficial [dyn cm⁻¹].

u_G → velocidade superficial do gás [cm s⁻¹]

a_i → área interfacial [cm⁻¹]

Outra expressão alternativa é:

$$\frac{K_1 d_b}{D_L} = 0.5 \left(\frac{d_b^2 \rho_L g}{\sigma} \right)^{3/8} \left(\frac{d_b^3 \rho_L^2 g}{\mu_L^2} \right)^{1/4} \left(\frac{\mu_L}{\rho_L D_L} \right)^{1/2} \quad (4.34)$$

com:

$$\frac{d_b}{D_T} = 26 \left(\frac{D_T^2 \rho_L g}{\sigma} \right)^{-0.5} \left(\frac{D_T^3 \rho_L^2 g}{\mu_L^2} \right)^{-0.12} \left[\left(\frac{u_G}{D_T g} \right)^{0.5} \right]^{-0.12} \quad (4.35)$$

onde:

D_T → diâmetro interno do tubo

Não foi encontrada nenhuma correlação para determinar o coeficiente de transferência de massa para a fase vapor num absorvedor de bolhas. Foi empregado um valor aproximado através da correlação apresentada por El-Sayed e Selim (1999) para absorvedores empacotados, que possui a forma:

$$K_G = 1.195 \frac{\dot{V}}{M_{NH_3}} C_{p_G} Pr_G^{-2/3} \left(\frac{d_s \dot{V}}{\mu_G (1 - \epsilon_{LO})} \right)^{-0.36} \quad (4.36)$$

onde:

\dot{V} → fluxo da mistura de vapor por unidade de área seccional [$kg\ m^{-2}\ s^{-1}$].

Pr_G → Número de Prandtl do vapor.

d_s → diâmetro esférico equivalente do material de recheio do empacotamento [m].

ϵ_{LO} → Volume da fração ocupada de gás por unidade de volume.

Para adaptar esta correlação ao absorvedor de bolha, objeto de estudo, foram substituídos os seguintes parâmetros: d_s por d_b e ϵ_{LO} por ϵ_G .

Os coeficientes peliculares de transferência de calor para o gás e para o líquido, h^G e h^L , foram tomados dos valores experimentais apresentados por Ferreira et al (1984).

4.1.6.- Valores experimentais

Na tabela 4.2 são mostrados os valores dos coeficientes de troca de calor e massa que foram avaliados e empregados por Rodriguez (1999), para cada um dos trocadores. Estes foram reavaliados e obtiveram-se aproximadamente os mesmos valores. No anexo I pode ser revisada a metodologia empregada para avaliar estes coeficientes.

Tabela 4.2 Valores dos coeficientes de troca de calor e massa.

Unidade	Coef. Glob. de Transf. de calor [W/m ² °C]	Coef. de Transf. de massa (teórico) [kg/m ² s]
Condensador	860	0,19
Absorvedor	500	0,19
Resf. S.P.	670	0,19

Na tabela 4.3 aparece a dependência do coeficiente de troca térmica entre o filme de água e o ar, para diferentes fluxos de água e de ar. Estes valores foram determinados experimentalmente para um condensador evaporativo por Thomsen (1946).

Tabela 4.3 Coeficientes de transferência de calor entre a água e o ar.

Fluxo de água pela área proj. do tubo (l/sm ²)	Espessura do filme de água (mm)	Velocidade do ar (m/s)			
		0,50	1,0	1,5	2,0
5,06	0,38	5413	5911	----	----
2,26	0,30	3982	4355	4728	5102
1,03	0,23	2799	3111	3297	3608
0,42	0,17	1866	2177	2426	2675

Variação esperada dos coeficientes de transferência de calor e massa no absorvedor.

Nos artigos publicados sobre a determinação destes coeficientes são mostradas as variações deles em relação a diferentes parâmetros:

- Coeficiente de transferência de calor diminui e o de massa aumenta quando aumenta a diferença de concentração entre o vapor e a solução pobre, para uma dada relação de fluxo e mantendo constante a temperatura de entrada da solução.
- Os dois coeficientes aumentam quando aumenta a relação de fluxo entre a solução e o vapor.

- Quando aumenta a temperatura de entrada da solução diminuem os dois coeficientes, para um mesmo valor de temperatura de entrada do vapor e vice-versa.
- Para um valor da concentração do vapor na entrada, quando diminui a concentração da solução na entrada, aumenta o coeficiente de transferência de massa e diminui o de transferência de calor.

A forma como se comporta o processo de absorção, mostrado através das variações entre os parâmetros envolvidos descritos anteriormente, não é do sistema em estudo mas deve servir para avaliar a consistência do modelo do conjunto do condensador evaporativo.

4.2.- Sistema experimental de medições.

Devido às dificuldades surgidas, tanto com o sistema de aquisição de dados como com o sistema de absorção, não se conseguiram todos os dados necessários para avaliação do sistema evaporativo em seu conjunto. Sendo objeto de estudo o absorvedor, tratou-se de implantar a maior quantidade de sensores neste trocador.

Em trabalhos anteriores como os de Da Silva (1994), Pratts (1997), Rodriguez (1999) e Zukowski (1999), foi montado um sistema de aquisição de dados bem simples, que visava a avaliação global do sistema. No decorrer dos estudos o sistema foi aperfeiçoado e se implementou uma outra montagem experimental, própria para a avaliação do conjunto evaporativo.

Na implementação dos experimentos para a avaliação global foram usados os pontos definidos no diagrama monolinar do sistema de absorção representado na figura 1.2:

- Ponto 1:** Vapor saturado de amônia, em equilíbrio com a solução pobre que sai do gerador no ponto 18.
- Ponto 2:** Vapor retificado e saturado de amônia com concentração próxima de 1.
- Ponto 3:** Líquido saturado ou sub - resfriado na saída do condensador (dependendo das condições), com igual concentração total à da saída da torre de retificação (Ponto 2).

- Ponto 4:** Saída do reservatório do líquido, em condições iguais ao ponto 3, em alguns momentos a temperatura deste ponto poderia ser ligeiramente inferior
- Ponto 5:** Solução líquida na saída do sub - resfriador e entrada da válvula de expansão.
- Ponto 6:** Líquido expandido à saída da válvula de expansão, entrada do evaporador.
- Ponto 7:** Entrada da solução, proveniente do evaporador, ao sub - resfriador.
- Ponto 7L:** Solução líquida na saída do evaporador em equilíbrio com o vapor 7V.
- Ponto 7V:** Vapor saturado de amônia na saída do evaporador.
- Ponto 8:** Solução aquecida na saída do sub - resfriador de líquido. Neste ponto foi colocado um sensor de pressão.
- Ponto 9:** Entrada do absorvedor.
- Ponto 10:** Saída do reservatório da solução rica formada no absorvedor. A pressão neste ponto foi medida com um manômetro tipo Bourdon.
- Ponto 11:** Sucção da bomba de solução. Os parâmetros neste ponto foram considerados iguais ao ponto 10, desconsiderando as perdas de carga nos filtros de solução rica.
- Ponto 12:** Saída da bomba de solução rica.
- Ponto 13:** Entrada da solução rica no retificador. Os parâmetros aqui são iguais ao do ponto 12, exceto a vazão que está condicionada ao comportamento da torre. Nos testes a vazão foi a mesma do ponto 12.
- Ponto 13a:** Conexão (Bypass), entre a entrada e saída da solução rica da torre de retificação. Os parâmetros deste ponto são considerados iguais a 12, exceto a vazão que se encontra dividida com o ponto 13.
- Ponto 14:** Saída da solução rica da torre de retificação.
- Ponto 15:** Ponto de mistura entre a fração de solução rica que sai do gerador (Ponto 14), e a outra fração de solução rica que não circula por este (Ponto 13a). Durante as experiências toda a vazão de solução rica circulou pela torre de retificação. Este ponto é considerado na entrada da solução no pré - aquecedor de solução rica (Trocador de calor solução - solução).
- Ponto 16:** Saída da solução rica do trocador solução - solução, e entrada no gerador de vapores de amônia.
- Ponto 17:** Entrada da solução rica no expulsor.

- Ponto 18:** Saída da solução pobre do gerador, em equilíbrio com o vapor de amônia de saída do gerador.
- Ponto 19:** Entrada da solução pobre no trocador de calor solução - solução.
- Ponto 20:** Saída da solução pobre do trocador de calor solução - solução e entrada no resfriador de solução pobre.
- Ponto 21:** Saída de solução pobre do resfriador.
- Ponto 22:** Entrada de vapor de água no gerador de amônia.
- Ponto 23:** Saída de condensado do gerador.
- Ponto 24:** Entrada de água no evaporador para a fabricação de gelo.
- Ponto 25:** Saída de gelo produzido no evaporador.
- Ponto 26:** Água no condensador evaporativo.

As medições experimentais foram realizadas através de um sistema de aquisição de dados da empresa Linx Tecnologia Eletrônica Ltda que permite a coleta de 32 pontos de medição de forma contínua via computador, sendo que 26 canais são usados para medir temperatura, 2 para pressão, 2 para densidade e 2 para fluxo. O Software usado foi a versão 5.1 do AQDADOS, para sistema operativo DOS.

4.2.1.- Medição de pressão.

Os dados de pressão foram tomados a partir de dois transdutores de pressão, um deles instalado na parte de alta pressão e outro na parte de baixa pressão do sistema. Os transdutores de pressão, da marca SODMEX, são alimentados por uma fonte de tensão de 12 a 30 V e fornecem um sinal linear de 4 a 20 mA para uma faixa de pressão de 0 a 1,7 MPa. O sinal em mA pode ser transmitido diretamente ao condicionador de sinais. A pressão de evaporação foi lida através de um manômetro tipo Bourdon, colocado no distribuidor de líquido do evaporador. O transdutor de pressão foi colocado na saída do sub - resfriador, servindo como medida das perdas de carga nesta região.

Para as medições que aparecem na figura 4.1, o fabricante de gelo trabalhou com 20 minutos como tempo de congelamento e 50 segundos para o degelo, isso para tentar manter a

operação o maior tempo possível em “regime” e assim ter valores com menores variações no tempo. O tempo adequado para o processo de congelamento depende das condições externas e, como mostra Rodriguez (1999), o tempo ótimo pode variar entre 10 e 25 minutos dependendo da temperatura de bulbo úmido, principalmente. Todos os valores apresentados foram medidos no mesmo intervalo de tempo e para a mesma hora.

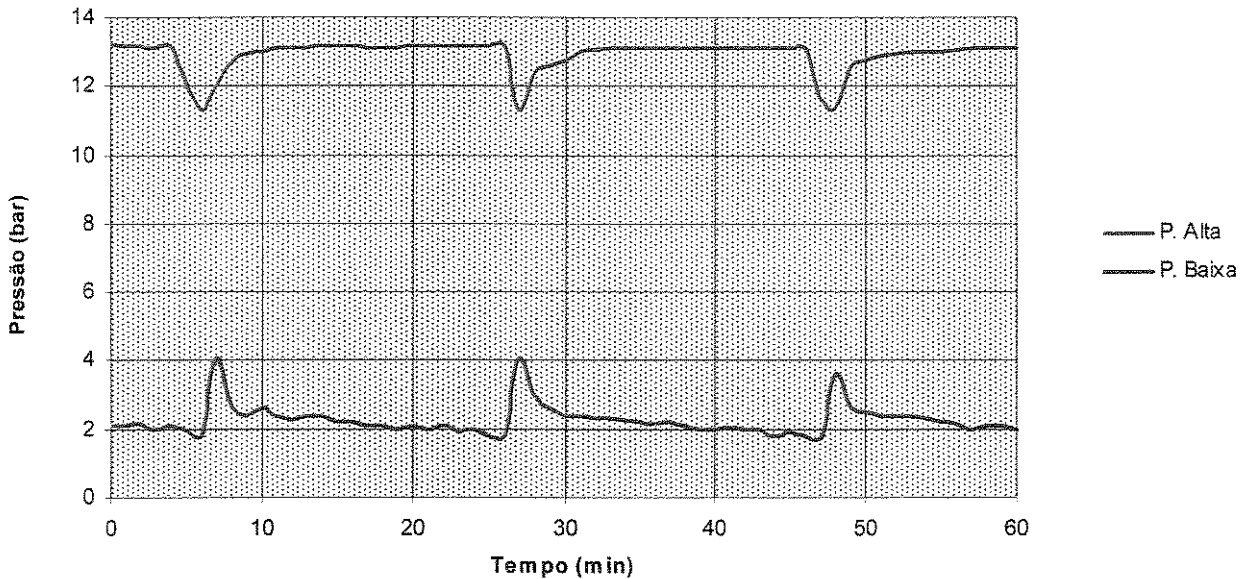


Figura 4.1 Variações das pressões de alta e baixa.

Como já foi explicado, a própria fabricação de gelo e o degelo por gás quente provocam grandes variações nos parâmetros de operação, isso pode ser visto pela variação das pressões, a de alta cai 1,5 bar enquanto a de baixa sobe quase 2. Estes valores são bem maiores durante o inverno (da ordem dos 5 bar) onde há necessidade de maior tempo de descongelamento. O transdutor de pressão para medição da pressão de alta do sistema encontra-se no receptor de líquido, por isto aparecem registradas as quedas no momento de degelo, no entanto a pressão de condensação deveria se manter constante no expulsor se a válvula de pressão constante no topo da coluna de retificação operasse adequadamente.

O sistema de refrigeração possui outros pontos de medição de pressão na saída da coluna de retificação, no reservatório de solução rica do absorvedor, e antes e após a válvula reguladora de pressão de vapor de água (instalada na entrada do expulsor), todos eles com manômetros tipo

Bourdon, próprios para cada aplicação. Os dois primeiros pontos são usados para comprovação do funcionamento dos transdutores e os outros dois para definir a temperatura de trabalho do expulsor e que, por manter-se praticamente constantes no tempo, não há necessidade de adquiri-los continuamente via computador.

4.2.2.- Medição de temperatura

Para isto foram usados termopares tipo T (Cobre-Constantan), com seus respectivos cabos de compensação para conectá-los com o condicionador de sinais do sistema de aquisição. O equipamento de absorção tinha sido preparado para receber os termopares através de poços, já na sua fabricação. Estes termopares foram aferidos com a ajuda de um banho termostático e um termômetro padrão, o que permitiu ter uma boa exatidão nos resultados. A escolha do tipo de termopar esteve condicionada pela sua faixa de uso que é de -50°C até 371°C. O software usado permitiu a adequação dos erros dos termopares, dentro do programa, possibilitando leituras muito precisas. O banho possibilitou a calibração de cada termopar dentro da faixa de temperatura que seria medida por cada um.

Os termopares usados nos poços estavam encapsulados para proteção contra a corrosão, para evitar erros na leitura, já os usados para as medições dentro do conjunto evaporativo não poderiam ser protegidos devido aos pequenos espaços disponíveis para a medição e também pelo objetivo de ter valores pontuais e não médios, o que a haste de proteção não permitiria. As pontas foram obtidas com descarga elétrica permitindo uma boa junção entre os dois materiais.

Foram feitas medições contínuas de temperatura nos pontos definidos anteriormente do diagrama monolinear do sistema, mas pelo interesse principal deste estudo ser o conjunto evaporativo, as variações de temperatura só aparecem mostradas para este componente. Os valores para operação em regime aparecem na tabela 4.5. Os dados mostrados são do período de uma hora “típica”, que foi o mesmo período de tempo que aparece em todos os gráficos que mostram as medições de qualquer variável. Na ordenada do tempo o degelo acontece aos 18, 38 e 58 minutos, o valor 0 foi tomado arbitrariamente depois de um longo período de funcionamento tanto do fabricante de gelo como do sistema de aquisição de dados.

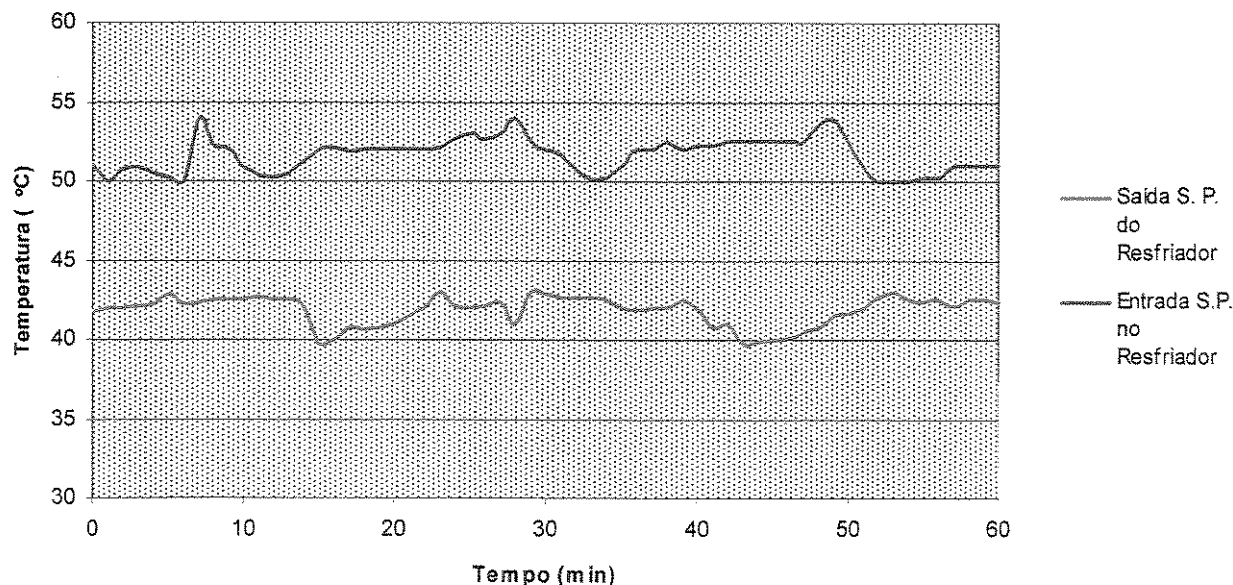


Figura 4.2 Variação da temperatura na entrada e saída do resfriador de solução pobre.

Na figura 4.2 aparecem os valores das temperaturas de entrada e saída do fluxo de solução pobre no resfriador evaporativo. Como se pode observar estes valores praticamente não são afetados pelo ciclo de degelo, o fluxo de solução pobre como será visto adiante, não é afetado pela queda da pressão de alta, mantendo-se quase igual o tempo todo. A temperatura de saída do resfriador poderia ser menor que o valor médio de 41 °C, o que favoreceria o processo de absorção, além disso este valor de temperatura é uma medida do sub-dimensionamento do resfriador. A temperatura de entrada é medida também pelo sensor MASS 2100, colocado nesse ponto.

Na figura 4.3 aparecem os valores da temperatura de bulbo úmido durante a hora de medição, com valores abaixo de 24 °C, o que dá a possibilidade de obter valores de temperatura final no resfriador de 30 °C. No capítulo 2 pode ser vista a importância de conseguir essa diminuição. Já no condensador as temperaturas se comportam de forma diferente.

Na figura 4.4. são mostrados os valores das temperaturas de operação do condensador. Pelos valores que aparecem nota-se que o condensador tem um bom desempenho. Dos três trocadores o que tem maior área de troca térmica é este. Em alguns momentos dos experimentos produziam-se quedas bruscas na temperatura, medida na saída (o ponto de medição realmente

está no receptor de líquido), isso acontecia em períodos de baixo nível de amônia que, no momento no degelo, fazia com que a pouca amônia se expandisse dentro do recipiente.

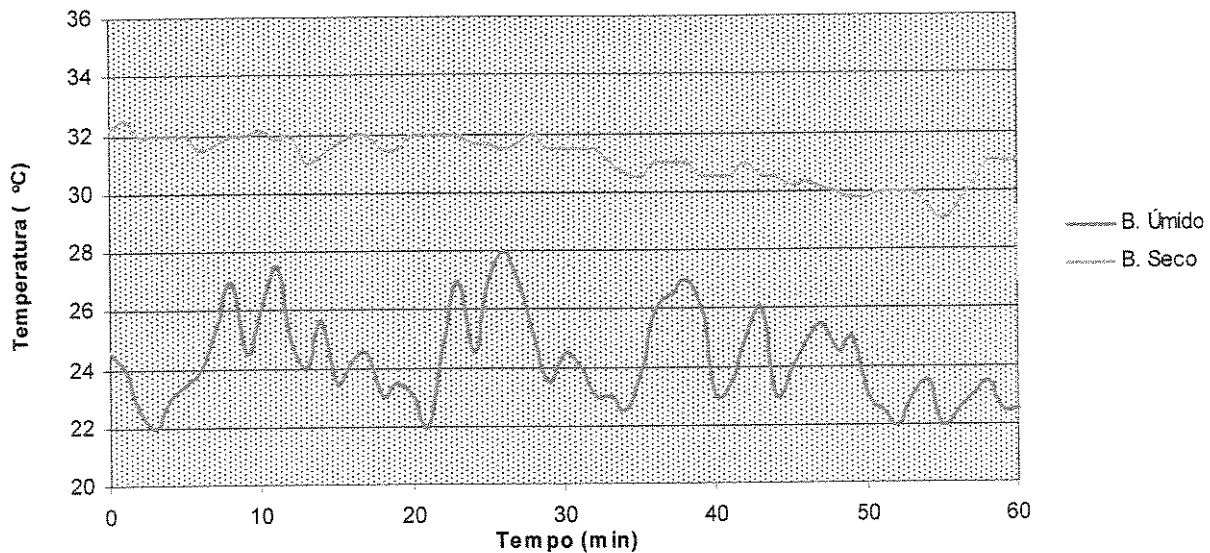


Figura 4.3. Variação das temperaturas de bulbo seco e úmido.

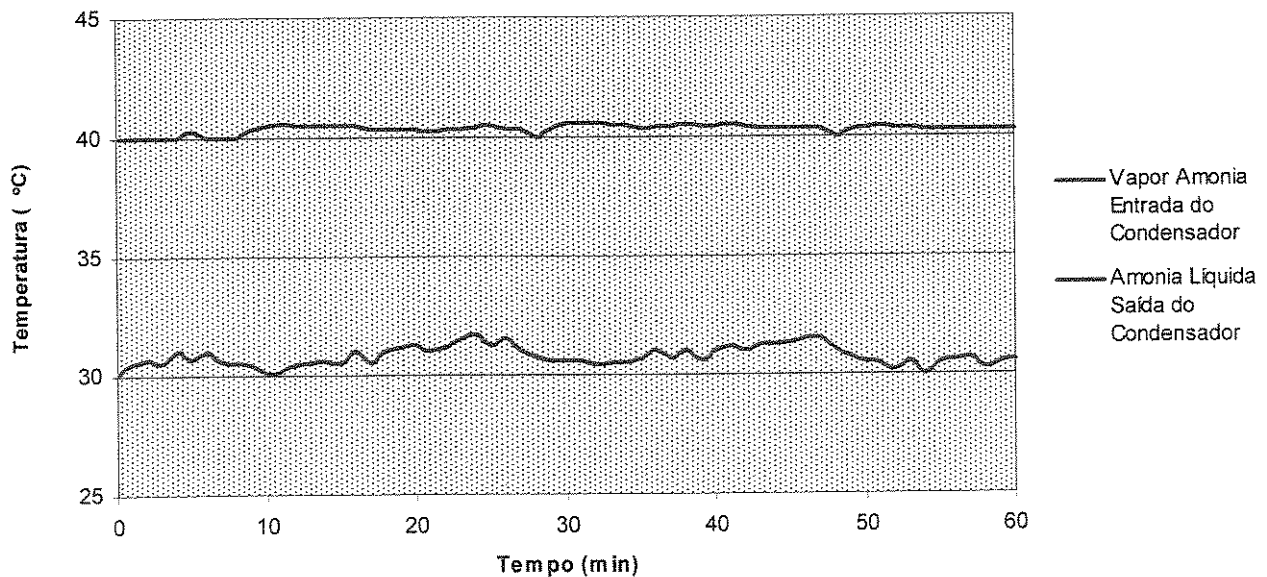


Figura 4.4. Variação das temperaturas de entrada e saída do condensador.

O fato do bom dimensionamento do condensador deve-se ao amplo estudo dedicado a ele pela necessidade de seu emprego em grande escala em sistemas de refrigeração, mostrando

também a experiência da indústria na sua fabricação. Infelizmente não é o que acontece com os absorvedores de sistemas de água amônia onde é usado basicamente o modelo de casca e tubo.

Como se observa na figura 4.5, tal como no caso do resfriador de solução pobre, o absorvedor também está sub-dimensionado, com a diferença de que a influência dele sobre a operação do sistema é muito maior.

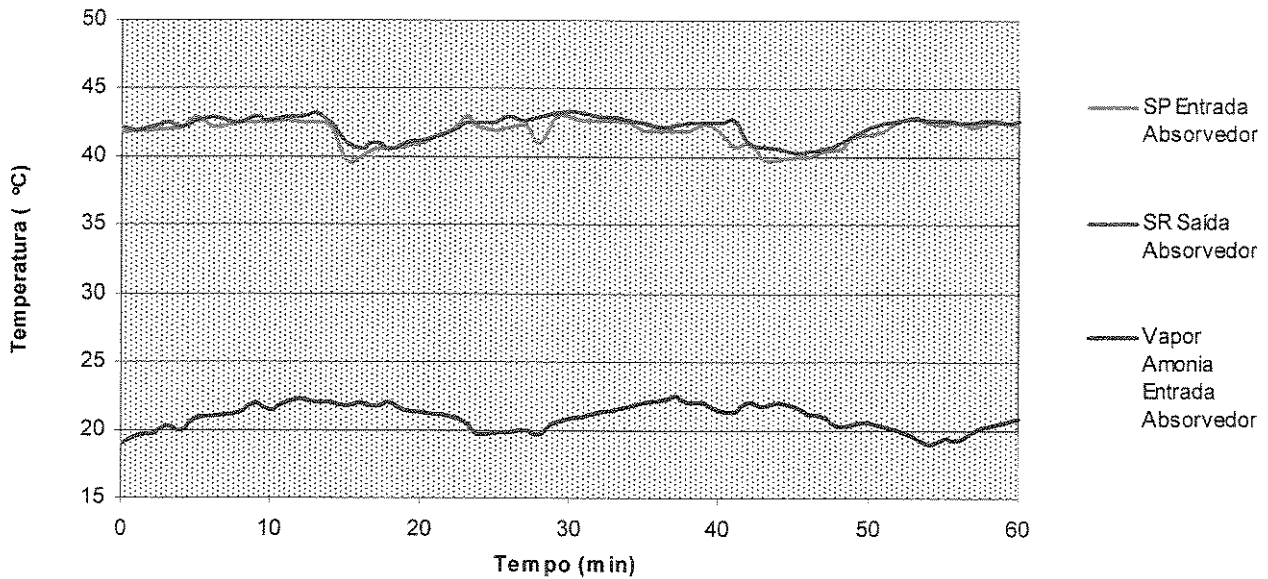


Figura 4.5 Variação da temperatura na entrada e saída do absorvedor.

A temperatura da solução pobre à entrada do absorvedor é a mesma que na saída do resfriador, o que, devido ao seu sub-dimensionamento, afeta também o processo de absorção. Lembremos que a pressão parcial da amônia na solução pobre deveria ser a menor possível.

A temperatura à entrada dos vapores de amônia (média de 20 °C) está bem acima da temperatura de evaporação de -9 °C, o que acontece pela presença do sub - resfriador de líquido, onde os vapores ganham quase 30 °C. Isto aumenta o efeito frigorífico, mas provoca o aumento do calor a ser retirado no absorvedor, esta quantidade não é muito grande devido aos pequenos valores de fluxo de amônia. Apesar do efeito benéfico sobre o evaporador isso não poderia ser feito em sistemas de compressão a vapor onde aumentaria o superaquecimento na sucção do compressor, diminuindo a eficiência do processo.

No momento do degelo deveria esperar-se um incremento dessa temperatura, mas isto não acontece devido ao fechamento da válvula solenóide na entrada do evaporador, que faz com que não circule líquido pelo sub – resfriador e o vapor passe por ele praticamente sem variar a sua temperatura. Nesse intervalo aumenta o fluxo de vapores desde o evaporador, o que poderia afetar o absorvedor já que o fluxo de solução pobre não aumenta, mas a temperatura tem tendência a cair, favorecendo o processo.

A temperatura de saída da solução rica é muito alta provocando concentrações baixas e afetando o desempenho do sistema. As temperaturas representadas aqui são as de entrada e saída do resfriador, do condensador e do absorvedor. Mais adiante aparecem medições realizadas dentro do conjunto evaporativo, assim como dos fluxos e concentrações envolvidas no processo nesses equipamentos.

4.2.3.- Medição de vazão e densidade.

Na ordem lógica deveria aparecer aqui a determinação das concentrações mas, como esta é feita de forma indireta através da densidade e da temperatura tomada nos medidores de fluxo, preferimos apresentar primeiramente a medição de vazão.

As vazões da solução pobre e da amônia líquida, que alimenta o evaporador, foram registradas com medidores MASS 2100 de fabricação Danfoss que usam a força de Coriolis como princípio de funcionamento e que são ligados a um conversor de sinais MASS 3000, também da Danfoss.

O maior benefício deste tipo de medidor é a possibilidade de ter registrado o valor real da densidade e temperatura do fluxo no ponto de medição. Os valores de temperaturas correspondentes às densidades representadas na figura 4.6 são, para a solução pobre, a temperatura de entrada no resfriador na figura 4.2, para a amônia líquida, a saída do condensador na figura 4.4, e para a solução rica, a temperatura saída na figura 4.5.

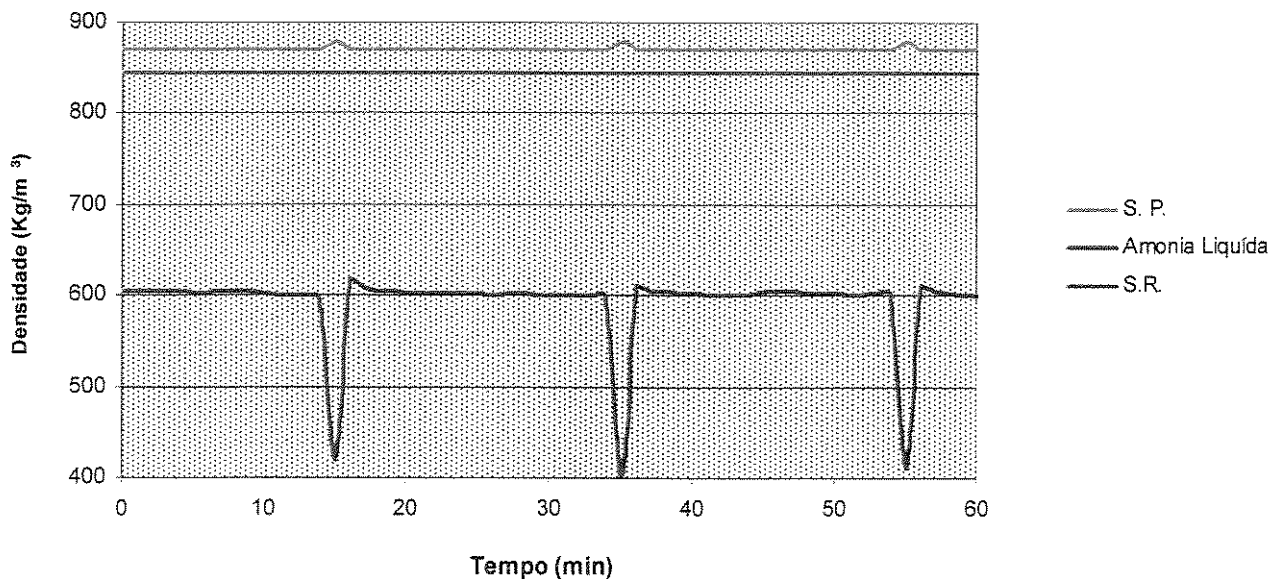


Figura 4.6. Variação da densidade da solução rica, da pobre e da amônia líquida.

A densidade da solução rica foi determinada experimentalmente, de forma direta, fazendo a extração de uma amostra na saída do absorvedor. Com os valores de temperatura e os de densidade real em cada ponto é possível determinar a concentração real da solução.

Para o registro do fluxo da solução rica foi usado um medidor de placa orifício que se encontra na saída da bomba de solução (Ponto 12). Então:

$$m_{12} = D^2 K \sqrt{0,001 \rho \Delta P} \quad (4.37)$$

onde:

$D = 10\text{mm}$ (Diâmetro do orifício).

$K = 30$. (Constante do medidor).

m_{12} → Vazão de solução rica em Kg/h.

ρ → Densidade da solução a temperatura t_{12} , em Kg/m^3 .

ΔP → Perda de pressão no orifício, em Kgf/cm^2 .

A queda de pressão no orifício é medida através de um manômetro diferencial que usa mercúrio. O valor da queda em operação estável foi de 53 mm coluna de mercúrio, ou 0,07 kg/cm². Para a determinação do fluxo é necessário conhecer a densidade da solução rica no ponto de medição, o fluxo estável de operação foi de 730 kg/h.

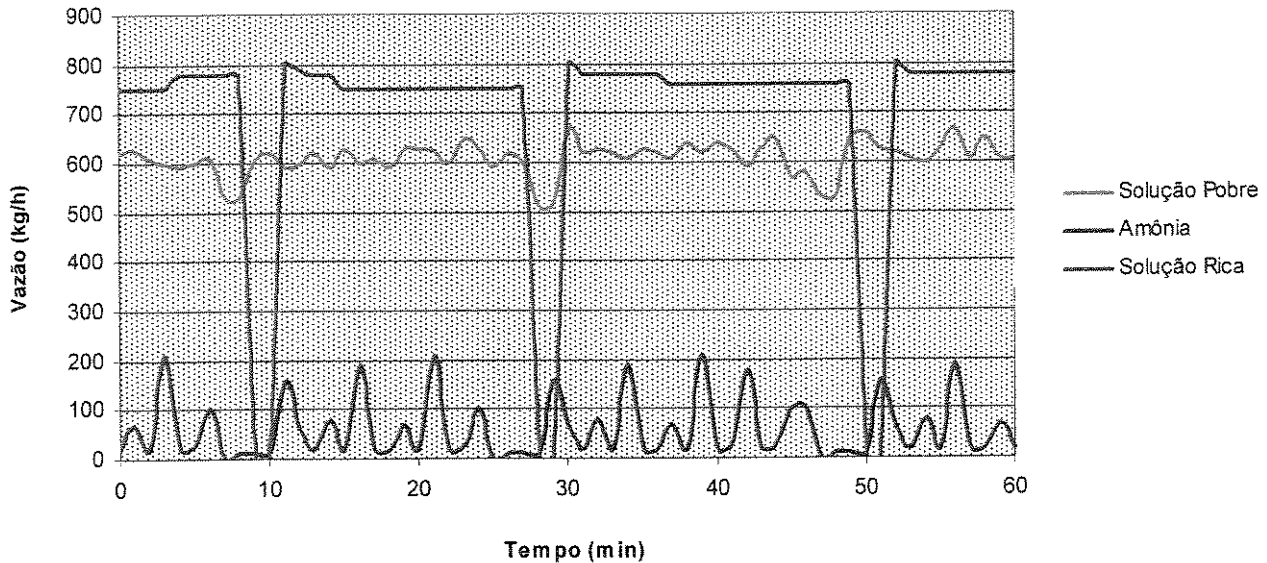


Figura 4.7 - Variação da vazão da solução rica, da pobre e da amônia líquida.

Como pode ser visto, o fluxo de solução pobre não varia nos períodos de degelo. A pressão no expulsor se mantém constante devido à válvula de controle no topo da torre de retificação, fazendo com que o processo de separação funcione de forma estável, mantendo fixos os valores dos fluxos envolvidos.

O mais significativo é a variação do fluxo de solução rica no momento do degelo, quando o absorvedor recebe uma maior quantidade de vapores de amônia vindos do evaporador, a solução formada fica perto da saturação provocando a cavitação da bomba durante alguns segundos. Em momentos de necessidade de longos degelos isto fica mais acentuado, acontecendo a cavitação por mais de um minuto. A bomba usada é lubrificada com a própria solução sendo os intervalos de cavitação prejudiciais ao seu funcionamento; também os níveis de solução no reservatório da torre de retificação e no da solução rica são afetados, provocando demora na estabilização do ciclo de congelamento. Num sistema bem dimensionado isso não deveria acontecer.

As grandes variações do fluxo da amônia líquida devem-se ao evaporador inundado com que opera o sistema. Esse tipo de fabricante de gelo controla o fluxo de entrada com uma válvula de bóia que realiza aberturas e fechamentos contínuos para manter o nível do tanque, de modo que o comportamento mostrado, apesar de ser típico desse evaporador, não significa que a “produção” de amônia líquida seja assim no sistema de absorção. Para determinar o fluxo precisamos determinar o valor médio, que foi de 74 kg/h.

Os valores dos fluxos foram avaliados pelas análises termodinâmicas feitas sobre o sistema nos estudos mencionados anteriormente.

Os fluxos de água no evaporador e no conjunto do condensador evaporativo são medidos por medidores do tipo rotâmetro e o consumo de água, em ambos, com hidrômetros convencionais. A montagem experimental permite a variação dos fluxos de água em cada componente. O fluxo de água nominal no evaporador é de 5 m³/h enquanto o do conjunto evaporativo foi de 8 m³/h.

4.2.4.- Medição de concentração.

Para realizar as avaliações do sistema e do conjunto evaporativo há necessidade de determinar os valores das concentrações dos fluxos envolvidos. Como aproximação inicial, supõe-se que a solução rica nos pontos de saída (ponto 10, Fig. 1.2), os vapores de amônia na saída da torre de retificação (ponto 2, Fig. 1.2) e a solução pobre na saída do expulsor (ponto 18, Fig. 1.2) estão saturados, obtendo os seguintes valores:

Tabela 4.4 - Concentração das soluções saturadas

Ponto	Temperatura (°C)	Pressão (MPa)	Concentração
Solução Pobre (18)	111,0	1,407	0,3121
Solução Rica (11)	39,5	0,271	0,3812
Amônia (2)	40,05	1,407	0,99972

Estes valores foram determinados pelo programa desenvolvido por Rodriguez (1999) e coincidem com os valores do AQUAM, Jordan, (1992). Pelas irreversibilidades dos processos, as soluções nesses pontos estão separadas da saturação, mas os valores de concentração não devem ficar muito diferentes aos mostrados na tabela 2.1.

Para estimar a concentração é usado o método de titulometria, apresentado por Zukowski (1999), utilizado extensivamente. Nas indústrias normalmente é determinada a concentração através da medida da densidade e temperatura numa amostra retirada do sistema em avaliação, e daí com o diagrama que aparece no anexo II, a concentração é determinada de forma indireta, Este diagrama foi estabelecido para soluções à pressão atmosférica, mas pode ser usado para soluções a pressões diferentes já que a densidade da solução não varia muito com esta.

Analiticamente é possível determinar a concentração a partir da temperatura e pressão por regressão linear. No aparato experimental só dispomos de dois pontos de medição contínua de densidade e temperatura (nos sensores MASS 2100), pelo que os valores das concentrações da amônia líquida e da solução pobre foram de simples determinação, já para a solução forte foi necessário realizar várias retiradas de amostras para a determinação da densidade, estas foram tomadas na saída do reservatório de solução forte depois do absorvedor (ponto 11 da figura 1.2).

Os valores de densidade e temperaturas usados foram os da figura 4.5. A temperatura de entrada ao resfriador na figura 4.2, e a temperatura na saída da amônia líquida na figura 4.4. Para a solução rica foi usada a densidade da amostra retirada (mostrada na figura 4.5), e a temperatura real da amostra. Ressalvamos que o diagrama do anexo II só pode ser usado com os valores reais da densidade e a temperatura no ponto de medição. A figura 4.8 mostra os valores de concentração.

Os valores da figura 4.8 são praticamente iguais aos da tabela 2.1, o que significa que as medições indiretas da concentração devem estar certas. Para uma melhor avaliação seria necessário mais um sensor na MASS 2100 na linha de solução rica.

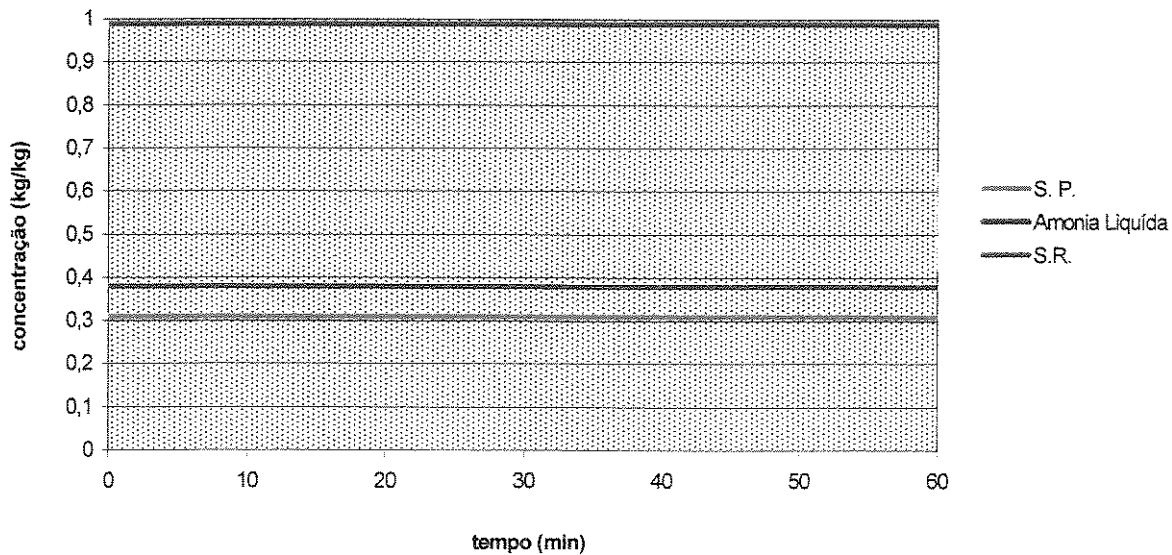


Figura 4.8 – Variação da concentração da solução rica, da pobre e da amônia líquida.

As variações na densidade da amônia líquida no degelo não se refletem na concentração por este momento não ser representativo para os valores de concentração. O fluxo de amônia líquido é nulo por causa do fechamento da válvula solenóide na entrada do evaporador, pelo que o medidor MASS 2100 mostra valores também nulos do fluxo e da densidade.

4.2.5.- Valores das medições em regime permanente.

Do sistema experimental que registra todos os parâmetros de operação do sistema, obteve-se um grande conjunto de valores dos quais, depois de processados, foram selecionados os que poderiam ser adotados como os de operação em regime permanente. Estes não são de objetivo do trabalho, mas por brindarem uma idéia mais precisa do funcionamento da máquina, são mostrados aqui. Para as avaliações do sistema em regime “permanente”, foram usados os valores apresentados na tabela 4.5.

Os pontos aqui são os do diagrama monolinear da figura 1.2, e os valores de pressão e temperatura já foram usados anteriormente para avaliações energéticas e exergeticas do sistema. Os resultados destas avaliações podem ser vistas em Silva (1994) e Pratts (1997).

Tabela 4.5 Dados tomados em operação em regime permanente.

Ponto	Pressão (MPa)	Temp. (°C)	Conc.	Vazão (Kg/h)	Ponto	Pressão (MPa)	Temp. (°C)	Conc.	Vazão (Kg/h)
1	1,407	111,01	0,9212		14	1,407	50,02	0,38	727,82
2	1,407	40,05	0,99971	73,86	15	1,407	50,02	0,38	727,82
3	1,297	28	0,99971	73,86	16	1,407	92,03	0,38	727,82
4	1,297	28	0,99971	73,86	17	1,407	-	0,38	727,82
5	1,297	13	0,99971	73,86	18	1,407	111,01	0,31	653,95
6	0,301	-9,0	0,99971	73,86	19	1,407	105	0,31	653,95
7	0,301	-8,5	0,99971	73,86	20	1,407	55	0,31	653,95
8	0,271	20	0,99971	73,86	21	1,407	41,5	0,31	653,95
9	0,271	-	-	727,82	22	0,252	127,7	-	96,06
10	0,271	39,5	0,38	727,82	23	0,252	127,7	-	96,06
11	0,271	39,5	0,38	727,82	24	0,101	22,5	-	172,8
12	1,407	39,5	0,38	727,82	25	0,101	0,00	-	172,8
13	1,407	39,5	0,38	727,82	26	0,101	22,5	-	180

4.2.6.- *Medições no conjunto evaporativo.*

Como tinha sido dito o sistema de absorção em estudo na Unicamp só foi preparado para receber termopares nas entradas e saídas de cada equipamento. Para a validação experimental do modelo do absorvedor evaporativo e do conjunto foram estabelecidos pontos de medição de temperatura no feixe de tubos e na entrada e saída da mistura água-ar. Para continuar com a ordem, o primeiro ponto denotou-se como 27.

Ponto 27: Água de reposição do conjunto evaporativo.

Ponto 28: Entrada da água de arrefecimento ao feixe de tubos do conjunto evaporativo.

Ponto 29: Entrada do ar “seco” no conjunto evaporativo.

- Ponto 30:** Saída do ar úmido do conjunto evaporativo.
- Ponto 31:** Temperatura no extremo direito na parte superior da serpentina.
- Ponto 32:** Temperatura da mistura água-ar na parte esquerda no interior do feixe.
- Ponto 33:** Temperatura da mistura água-ar na parte central interior do feixe.
- Ponto 34:** Temperatura da mistura água-ar na parte direita no interior do feixe.
- Ponto 35:** Temperatura da mistura água-ar na parte esquerda no interior do feixe.
- Ponto 36:** Temperatura da mistura água-ar na parte central no interior do feixe.
- Ponto 37:** Temperatura da mistura água-ar na parte direita no interior do feixe.
- Ponto 38:** Temperatura no extremo esquerdo na parte inferior da serpentina (Temperatura da parede).
- Ponto 39:** Temperatura no extremo direito na parte inferior da serpentina (Temperatura da parede).
- Ponto 40:** Temperatura da mistura água-ar na parte esquerda inferior do feixe.

Estes pontos aparecem representados na figura 4.9. Os termopares colocados sobre as paredes dos tubos são para determinar o perfil da temperatura da água no feixe. Para fazer uma avaliação detalhada dos coeficientes de transferência é necessária a determinação da temperatura na parede dos tubos, assim como o perfil de temperaturas da solução por dentro dos tubos durante o transcurso da absorção. Pela disposição do feixe, a espessura dos tubos, o estado delicado da superfície externa e o perigo de trabalhar com amônia, decidiu-se não perfurar os tubos para a colocação de termopares.

A ponta dos termopares foi soldada por descarga elétrica permitindo uma perfeita fusão entre seus materiais (Cobre e Constantan), sendo fixados por abraçadeiras à superfície externa dos tubos, no anexo III aparecem fotos ilustrativas da colocação dos termopares na estrutura do feixe.

Pela quantidade de tempo empregado na parte experimental foi possível determinar os valores médios das temperaturas de bulbo seco e úmido ao longo de um ano, eles são apresentados no anexo IV de hora em hora para cada mês. Estes mostram como a temperatura média de bulbo úmido no ano se mantém ao redor de 23 °C, estes valores foram corroborados com os da estação meteorológica da CEPAGRI. As variações das temperaturas de bulbo seco e de bulbo úmido na hora “típica” são mostradas na figura 4.3.

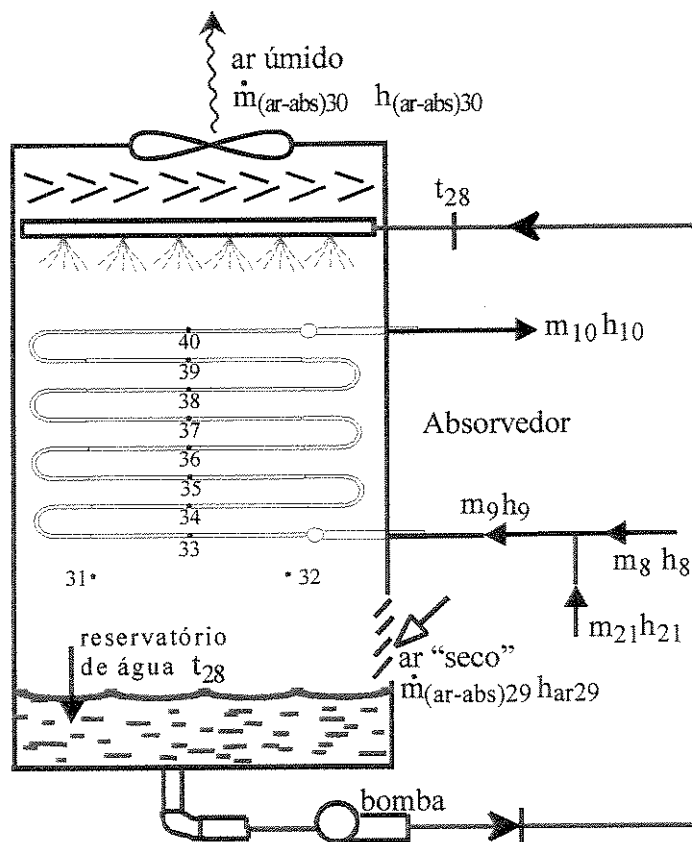


Figura 4.9 - Pontos de medição no absorvedor.

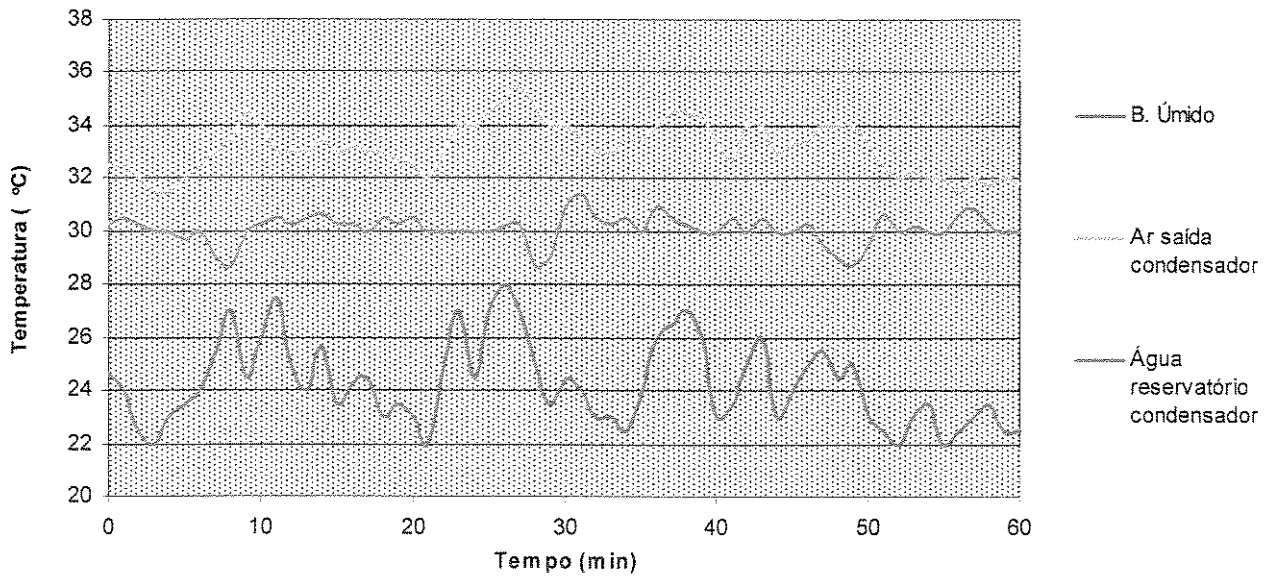


Figura 4.10. Variação da temperatura da água na cuba e do ar úmido.

Na figura 4.10 aparecem as variações da temperatura na água da cuba do conjunto evaporativo e da temperatura do ar úmido na saída dele.

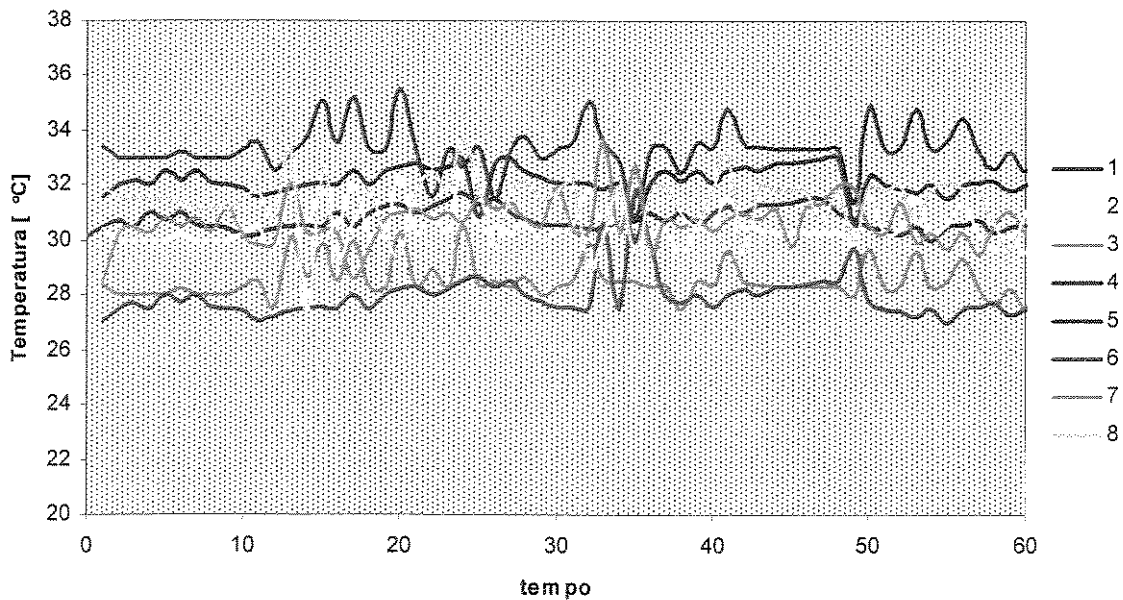


Figura 4.11. Variação da temperatura da água de resfriamento em cada fileira.

Na figura 4.11 aparece a variação da temperatura da água em cada fileira de uma serpentina do absorvedor. A numeração indicada representa cada fileira contando a partir do fundo para cima, seguindo o sentido do fluxo de solução por dentro dos tubos e do fluxo de ar externo. Na figura 4.12 estão representados os valores médios destas grandezas. Nota-se nesta figura que a maior variação das temperaturas médias dá-se entre a quarta e a sexta fileira, com um valor de aproximadamente 4°C.

Segundo os relatos da literatura especializada as maiores variações de temperatura da água em condensadores evaporativos não ultrapassam os 3 °C, mas pelo fato do trocador neste caso trabalhar com reação exotérmica era de se esperar uma diferença maior.

Devido à estrutura do feixe não foi possível determinar essa variação nas fileiras do conjunto correspondentes ao condensador e ao resfriador de solução pobre.

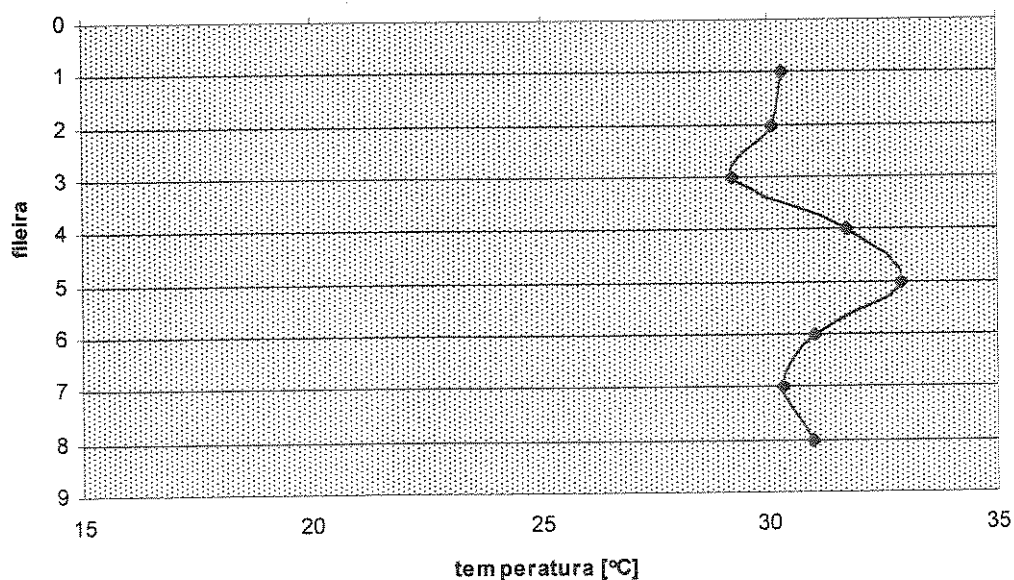


Figura 4.12. Temperaturas médias da água de resfriamento em cada fileira.

4.2.7.- Erro dos medidores usados.

Com o desenvolvimento das técnicas de medição é possível obter valores das grandezas medidas com grande exatidão, em nosso caso dispomos de equipamentos de alta precisão para o tipo de trabalho desenvolvido. A seguir são relacionados os erros de cada um deles.

Como já tinha sido mostrado há necessidade de colocação de mais medidores contínuos de densidade (MASS 2100), nas linhas de solução rica e de vapores na saída da torre de retificação, assim como preparar o conjunto evaporativo para tomadas de temperatura do fluxo interno.

Tabela 4.6 Faixa de operação e erro dos medidores.

Grandeza	Equipamento	Faixa de leitura	Erro
Temperatura	Termopares tipo T com sist. de aquisição de dados.	(-50 a 370) °C	± 0,1 °C
Temperatura	Sensor Mass 2100	(-10 a 180) °C	± 0,1 °C
Pressão	Transdutores Sodmex	(0 a 17) bar	± 0,01 bar
Pressão	Manômetros Bourdon	(0 a 20) kg/cm ²	± 0,2 kg/cm ²
Vazão mássica	Tipo orifício	(0 a 1000) kg/h	± 0,2 kg/h
Vazão mássica	Sensor Mass 2100 na solução pobre	(1 a 52 000) kg/h	± 2,25 kg/h
Vazão volumétrica	Rotâmetro no evaporador	(0 a 10) m ³ /h	± 0,05 m ³ /h
Vazão volumétrica	Rotâmetro no conjunto evaporativo	(0 a 10) m ³ /h	± 0,1 m ³ /h
Densidade	Sensor Mass 2100	(0 a 6000) kg/m ³	± 1,5 kg/m ³

Fonte: Manual de operação dos medidores.

Capítulo 5

Propriedades termodinâmicas e termofísicas.

5.1.- Propriedades termodinâmicas da mistura água-amônia.

Equações de estado em forma analítica que permitiram o uso dos computadores digitais nos processos de simulação e otimização dos projetos têm sido necessárias. 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 $\text{H}_2\text{O-NH}_3$ (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 $176,7^\circ\text{C}$ e de 7 kPa a 2,48 MPa.

Mais tarde Ziegler 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 H_2O-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 esse 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 $232,2^\circ C$. 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 aproximadas 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 superaquecidos e sub-resfriados são necessários os dados de temperatura, pressão e concentração.

Uma revisão bastante completa sobre a termodinâmica das misturas e soluções pode ser encontrada no trabalho apresentado por Ruitter (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 Ziegler e Trepp (1984), e está baseada no trabalho de 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, derivam-se 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 respectiva fase. No caso em que a mistura estivesse no estado saturado, apenas duas propriedades independentes bastariam 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, razão pela qual 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.

Para o cálculo destas propriedades molares parte-se de uma série 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, e assim pode-se escrever as seguintes relações:

Condições de equilíbrio termodinâmico:

$$P^L = P^V \quad (5.01)$$

$$T^L = T^V \quad (5.02)$$

$$\mu_{\text{NH}_3}^L = \mu_{\text{NH}_3}^V \quad (5.03)$$

$$\mu_{\text{H}_2\text{O}}^L = \mu_{\text{H}_2\text{O}}^V \quad (5.04)$$

Energia livre de Gibbs como equação fundamental.

- i) Para o estado líquido:

$$\begin{aligned}
G(P, T, X_L) &= X_{L1}G_1(P, T) + X_{L2}G_2(P, T) \\
&+ RT(X_{L1}\ln X_{L1} + X_{L2}\ln X_{L2}) \\
&+ G^E
\end{aligned} \tag{5.05}$$

com:

$$\begin{aligned}
G^E &= RTX_{L1}X_{L2}[A_{12} + B_{12}(X_{L1} - X_{L2}) \\
&+ C_{12}(X_{L1} - X_{L2})^2 + D_{12}(X_{L1} - X_{L2})^3 + \dots]
\end{aligned} \tag{5.06}$$

ou de forma compacta:

$$G^E = \left\{ \begin{aligned} &(G_1 + G_2P + G_3P^2) + (G_4 + G_5P)/T + \\ &(G_6 + G_7P)/T^2 + G_8/T^3 \\ &+ \left[G_9 + G_{10}P + G_{11}P^2 \right] (2X_L - 1) + \\ &+ (G_{12} + G_{13}P)/T \\ &+ [G_{14} + G_{15}P + G_{16}/T](2X_L - 1)^2 \end{aligned} \right\} X_L(1 - X_L)$$

ii) Para o estado gasoso:

$$\begin{aligned}
G(P, T, X_G) &= X_{G1}G_1(P, T) + X_{G2}G_2(P, T) \\
&+ RT(X_{G1}\ln X_{G1} + X_{G2}\ln X_{G2})
\end{aligned} \tag{5.07}$$

A energia livre de Gibbs para cada uma das substâncias tem a forma:

i) Para o estado líquido:

$$\begin{aligned}
G(P, T) &= h - Ts \\
&= h_L(P_0, T_0) - Ts_L(P_0, T_0) \\
&+ \int_{T_0}^T C_{pL} dT + T \int_{T_0}^T \frac{C_{pL}}{T} dT + \int_{P_0}^P V_L dP
\end{aligned} \tag{5.08}$$

com:

$$C_{pL} = B_1 + B_2T + B_3T^2 - A_4T(P - P_0)^2$$

$$V_L = A_1 + A_2P + A_3T + A_4T^2$$

ii) Para o estado gasoso:

$$\begin{aligned} G^1(P, T) &= h - Ts \\ &= h_G(P_0, T_0) - Ts_G(P_0, T_0) \\ &+ \int_{T_0}^T C_{pG} dT + T \int_{T_0}^T \frac{C_{pG}}{T} dT + \int_{P_0}^P V_G dP \end{aligned} \quad (5-09)$$

com:

$$\begin{aligned} C_{pG} &= D_1 + D_2T + D_3T^2 - 12C_2P/T^4 \\ &\quad - 132C_3P/T^{12} - 44C_4P^2/T^{12} \end{aligned}$$

$$V_G = T/P + C_1 + C_2/T^3 + C_3/T^{11} + C_4P^2/T^{11}$$

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

$$V_i = \left(\frac{\partial G_i}{\partial P} \right)_T \quad V^E = \left(\frac{\partial G^E}{\partial P} \right)_{T,X} \quad (5.10)$$

$$h_i = -RT^2 \frac{\partial \left(\frac{G_i}{RT} \right)}{\partial T} \quad h^E = -RT^2 \frac{\partial \left(\frac{G^E}{RT} \right)}{\partial T} \quad (5.11)$$

$$S_i = -\left(\frac{\partial G_i}{\partial T}\right)_P \quad S^E = \left(\frac{\partial G^E}{\partial T}\right)_{P,X} \quad (5.12)$$

$$\mu_{H_2O}^l = G^l(P, T, X_L) - X_L \left(\frac{\partial G^l(T, P, X_L)}{\partial X_L}\right)_{T,P} \quad (5.13)$$

$$\mu_{H_2O}^g = G^g(P, T, X_G) - X_G \left(\frac{\partial G^g(T, P, X_G)}{\partial X_G}\right)_{T,P} \quad (5.14)$$

$$\mu_{NH_3}^l = G^l(P, T, X_L) - (1 - X_L) \left(\frac{\partial G^l(T, P, X_L)}{\partial X_L}\right)_{T,P} \quad (5.15)$$

$$\mu_{NH_3}^g = G^g(P, T, X_G) - (1 - X_G) \left(\frac{\partial G^g(T, P, X_G)}{\partial X_G}\right)_{T,P} \quad (5.16)$$

O algoritmo de solução deste sistema de equações emprega valores reduzidos a certos valores de referência, da seguinte maneira:

$$PR = P/PB$$

$$TR = T/TB$$

$$VR = V PB/RG/TB$$

$$HR = H/RG/TB$$

$$SR = S/RG$$

$$CPR = C_p/RG$$

Os valores de referência são:

$$RG = 8,3143 \text{ J/mol/K}$$

$$TB = 100 \text{ K}$$

$$PB = 10 \times 10^5 \text{ Pa}$$

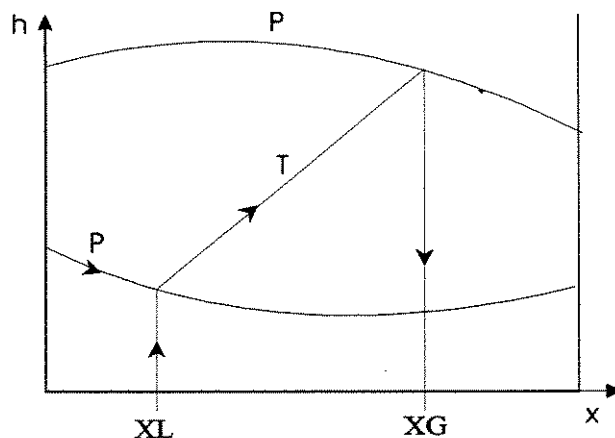
Pelas condições do equilíbrio de fases somente duas das quatro grandezas (PR, TR, X ou Y) podem ser determinadas a partir de outras duas selecionadas. As sub-rotinas de iteração empregam o método numérico de Newton-Raphson para sistemas de equações não lineares. As variáveis e os algoritmos empregados são apresentados na tabela 5.1.

Tabela 5.1. Variáveis e algoritmos empregados.

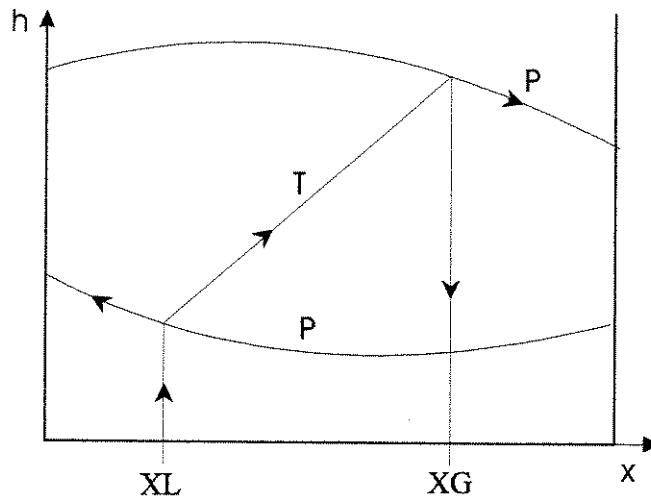
Conhecida (selecionada)	Determinada (incógnita)	Subrotina
PR,TR	X,Y	ITERX
X,TR	PR,Y	ITERP
Y,TR	PR,X	ITERP
PR,X	TR,Y	ITERT
PR,Y	TR,X	ITERT

A representação gráfica destas sub-rotinas é como segue:

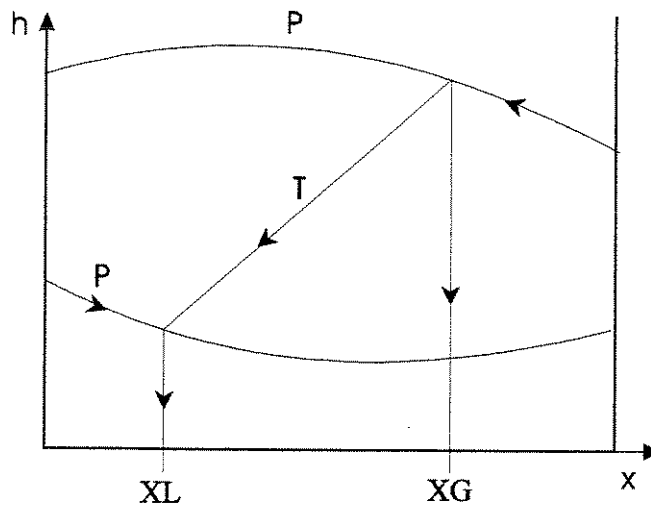
ITERT: Calcula a temperatura T e a concentração no vapor X_G (ou no líquido, X_L) com ajuda da pressão P e a concentração no líquido X_L (ou no vapor, X_G).



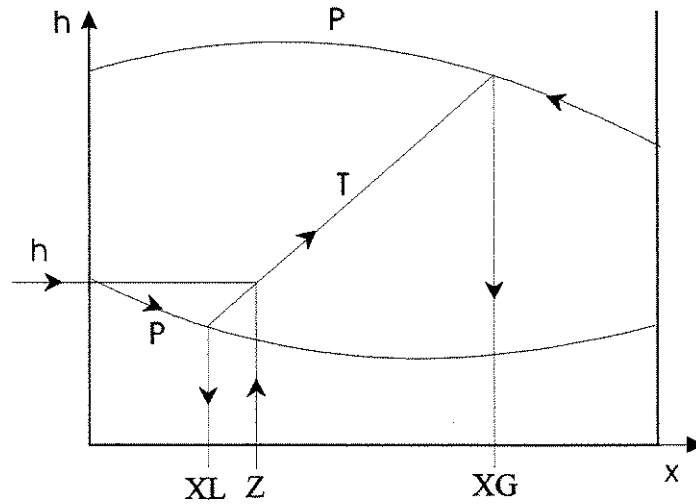
ITERP: Calcula a pressão P e a concentração no vapor X_G (ou no líquido, X_L) com a temperatura T e a concentração no líquido X_L (ou no vapor, X_G).



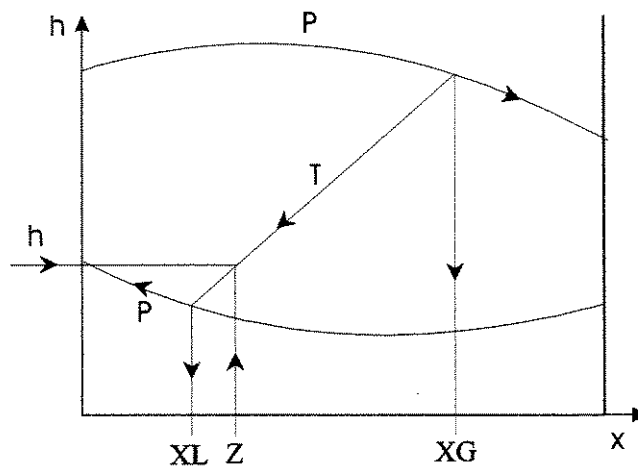
ITERX: Calcula a concentração no líquido X_L e no vapor X_G em função da pressão P e da temperatura T . Utiliza o método iterativo de Newton.



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 unidades físicas das diversas variáveis e parâmetros são:

- T → Temperatura [K]
- P → Pressão [Pa]
- V → Volume específico [m³/mol]

- H → Entalpia [J/mol]
 S → Entropia [J/mol/K]
 X → Fração molar de NH₃ na fase líquida (moles de NH₃/moles de solução)
 Y → Fração molar de NH₃ na fase vapor (moles de NH₃/moles de solução)
 U → Fração de sequidade (moles de vapor/moles de vapor + líquido)
 Z → Fração molar total de NH₃ (Em toda a massa [vapor + líquido])
 M → Massa molar [kg/mol]

Para converter as grandezas molares em específicas deve ser introduzido o conceito de fração em massa ξ , e sua relação com a fração molar:

$$\xi = \frac{M_{tB}}{M_{tA} + M_{tB}} \quad (5.17)$$

onde a massa total do componente i (A ou B) é:

$$M_{ti} = M_i n_i \quad (5.18)$$

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:

$$X_B = X = \frac{n_B}{n_A + n_B} \quad (5.19)$$

$$X_A = (1 - X) = \frac{n_A}{n_A + n_B} \quad (5.20)$$

Das equações anteriores pode-se obter a relação entre a fração molar e a fração em massa de cada componente:

$$X = \frac{w}{\frac{M_B}{M_A}(1-w) + w} \quad (5.21)$$

Assim, a massa da mistura por mol de mistura é:

$$M_m = (1-X)M_A + XM_B \quad (5.22)$$

A entalpia específica, entropia específica e o volume específico de uma mistura real podem ser apresentadas pelas seguintes relações:

$$h = \frac{H_m}{M_m} \quad (5.23)$$

$$s = \frac{S_m}{M_m} \quad (5.24)$$

$$v = \frac{V_m}{M_m} \quad (5.25)$$

Onde: H_m , S_m , V_m são a entalpia, entropia e volume molar da mistura respectivamente.

Na tabela 5.2. podem ser revisados os valores dos coeficientes empregados nas equações apresentadas para cada substância pura, para o cálculo da entalpia, entropia e o volume específico, valores necessários para a determinação dos potenciais químicos. Para a determinação da energia de excesso correspondente à equação (5.06), são empregados os coeficientes apresentados na tabela 5.3.

Tabela 5.2. Coeficientes empregados nas equações da energia livre 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-	1,448937
C ₁	2,136131e-02	-1,049377e-02
C ₂	-	-8,288224
C ₃	-	-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 5.3. Coeficientes empregados na equação da energia livre de Gibbs de excesso.

Parâmetro	Valor	Parâmetro	Valor
G1	-4,626129e+01	G9	-1,475383
G2	2,060225e-02	G10	-5,038107e-03
G3	7,292369	G11	-9,640398e+01
G4	-1,032613e-02	G12	1,226973e+02
G5	8,074824e+01	G13	-7,582637
G6	-8,461214e+01	G14	6,012445e-04
G7	2,452882e+01	G15	5,487018e+01
G8	9,598767e-03	G16	-7,667596e+01

É bom esclarecer neste ponto que existem outros métodos bastante empregados para o cálculo destas propriedades. Em particular o método desenvolvido por Jordan (1992) através do programa AQUAM está sendo utilizado para determinação de parâmetros a partir das medições experimentais.

Ambos métodos (Jordan e o procedimento acima estabelecido) foram comparados, como parte da validação das sub-rotinas apresentadas acima, e comprovou-se que existem diferenças muito pequenas ($< 10e-05$), na zona de alta concentração do estado gasoso em quase todas as propriedades calculadas. Porém, chamou a atenção a grande diferença entre os volumes específicos calculados por cada método. O volume calculado por Jordan é quase o dobro do calculado nas presentes sub-rotinas, que estão em sintonia com as medições experimentais.

5.2.- Propriedades termofísicas da mistura água-amônia.

As propriedades termofísicas da mistura água-amônia aparecem em poucas referências e teve que ser feita uma pesquisa minuciosa para encontrar as propriedades a seguir:

Viscosidade dinâmica [Pa.s].

Vapor de amônia: Foi empregada a correlação reportada pela ASHRAE (1989). Com intervalo de validade de $-30^{\circ}\text{C} < T < 150^{\circ}\text{C}$, exatidão de 0,8%.

$$\mu_{\text{NH}_3}^{\text{V}} = (9,353 + 0,003533T)10^{-6} \quad (5.26)$$

Solução água-amônia: Foram empregadas as correlações apresentadas por Weast e Atle (1982). Para $0 < X \leq 0,26$ e $-10^{\circ}\text{C} \leq T \leq 120^{\circ}\text{C}$:

$$\mu_{\text{M}}^{\text{L}} = 10^{-6}(1 + 2X)\rho_{\text{L}} \quad (5.27)$$

Para $0,26 < X \leq 1$ não foi encontrada nenhuma correlação, porém Selim e El-Sayed (1999) apresentam que a viscosidade cinemática é constante para $X > 0,26$ $\left(\nu^L = \frac{\mu^L}{\rho^L} = 1,425 \times 10^{-6} \right)$.

Neste caso pode-se escrever:

$$\mu_M^L = 1,425 \times 10^{-6} \rho_M^L \quad (5.28)$$

Água: Tomou-se a seguinte correlação válida para $-10^\circ\text{C} \leq T \leq 160^\circ\text{C}$:

$$\log \mu_{\text{H}_2\text{O}}^L = -4,567 + \frac{230,3}{T + 126,4} \quad (5.29)$$

Amônia líquida: Foi empregada a correlação apresentada por Perry e Chilton (1973), válida para $-69^\circ\text{C} \leq T \leq 40^\circ\text{C}$, com erro menor de 0,5%:

$$\ln \mu_{\text{NH}_3}^L = 13,049 + 0,03240(T + 273) - 6,25 \times 10^{-5}(T + 273)^2 \quad (5.30)$$

Condutividade térmica [$\text{W m}^{-1}\text{K}^{-1}$]

Vapor de amônia: Foi empregada a correlação apresentada pela ASHRAE (1989), válida para $-20^\circ\text{C} \leq T \leq 150^\circ\text{C}$ e erro menor que 2%:

$$K_{\text{NH}_3}^V = 0,022 + 0,0001T \quad (5.31)$$

Água líquida: Foi empregada a correlação apresentada por Perry e Green (1984):

$$K_{\text{H}_2\text{O}}^L = 1,6363 \left(0,566 + 1,5 \times 10^{-3}T \right) \quad (5.32)$$

Solução água-amônia: Segundo Selim e Elsayed (1999), não há correlações disponíveis na literatura para calcular esta grandeza, mas Reid (1977) sugere a seguinte correlação para soluções aquosas:

$$\frac{(K_L)_T}{(K_L)_{T_{ref}}} = \frac{(K_{H_2O})_T}{(K_{H_2O})_{T_{ref}}} \quad (5.33)$$

Perry e Green (1984) reportaram que $(K_L)_{20^\circ\text{C}} = 0.4517 \text{ W}/(\text{m K})$. Empregando a correlação apresentada acima para água, pode-se obter a seguinte correlação para qualquer temperatura da solução:

$$K_M^L = 0,7478(0,566 + 1,5 \times 10^{-3} T) \quad (5.34)$$

Difusividade molecular [m^2/s]

Mistura de água-amônia no vapor: Foi tomada a expressão apresentada por Selim e El-Sayed (1999):

$$D_{AW} = \frac{8,29 \times 10^{-7} (T + 273)^{1,5}}{P \Omega_{AW}} \quad (5.35)$$

onde:

$$\Omega_{AW} = 1,060\alpha^{-0,1561} + 0,193e^{-0,4764\alpha} + 1,036e^{-1,53\alpha} + 1,765e^{-3,894/\alpha}$$

e

$$\alpha = \left(\frac{T + 273}{\frac{\varepsilon_{AW}}{\xi}} \right);$$

$$\frac{\varepsilon_{AW}}{\xi} = \sqrt{\left(\frac{\varepsilon_A}{\xi}\right)\left(\frac{\varepsilon_W}{\xi}\right)};$$

$$\frac{\varepsilon_A}{\xi} = 558,3 \text{ K};$$

$$\frac{\varepsilon_W}{\xi} = 809,1 \text{ K}$$

5.3.- Propriedades do ar úmido.

Razão de umidade para ar não saturado, Webb (1984).

$$X = 0,622 \frac{\varphi P_s}{100P - \varphi P_s} \quad (5.36)$$

onde:

P_s → Pressão parcial saturada do vapor d'água na mistura.

P → Pressão atmosférica.

φ → Umidade relativa.

Com:

$$P = P_0 \left(1 - 0,6875e^{-5 * H}\right)^{5,2561}$$

onde:

$$P_0 = 101325 \text{ Pa}$$

H → altura em relação ao nível do mar.

Razão de umidade para o ar saturado, Stoecker (1958).

$$X_s = 0,622 \frac{P_s}{100P - P_s} \quad (5.37)$$

Entalpia do ar úmido não saturado

$$h = X(Cp_v T + h_{fg}) + Cp_A T \quad (5.38)$$

Entalpia do ar saturado

Esta pode ser calculada a partir da temperatura do ar através da equação (Webb, 1984):

$$h_{sat} = \frac{393007,8}{(212 - T)} \left(0,4244^{-10} T^6 - 0,6294^{-7} T^5 + 0,1849^{-4} T^4 \right. \\ \left. + 0,1457^{-2} T^3 - 0,1075 T^2 + 62,2092 T \right) \quad (5.39)$$

Calor específico do ar úmido

$$c = \frac{\rho_A c_A + \rho_v c_v}{\rho_A + \rho_v} = \frac{c_A + X_A c_v}{1 + X_A} \quad (5.40)$$

Capítulo 6

Simulação do processo de absorção.

São conhecidos pela literatura (Grossman,1994) 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. É importante, por isto, 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 simulação têm-se vários processos iterativos internos ao processo iterativo geral, que está baseado numa variante do método numérico de Newton-Raphson para sistemas de equações não lineares. Este novo método foi criado por Figueiredo (1980), e é apresentado adiante.

Para resolver as equações de equilíbrio (P,T,X) da mistura água - amônia dentro do algoritmo principal, é também empregado o método clássico de Newton-Raphson, através de um algoritmo mais simples e econômico, pois se trata, 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 et al (1969).

Para determinar a temperatura da interface água - ar nos trocadores de calor evaporativo é empregado um algoritmo baseado no método numérico de bissecção, e dentro deste é novamente utilizado o método iterativo de Newton-Raphson, para a determinação das propriedades da substância. É necessário então que o sistema de equações a ser resolvido tenha o menor número possível de variáveis efetivas, e deve-se tentar, sempre que possível, selecionar aquelas que sejam fáceis de dar um valor inicial perto do valor real, condição necessária para a convergência do método numérico.

6.1.- Equações e parâmetros para simulação.

No capítulo 4 foi estabelecido o modelo matemático geral de cada parte do sistema que representa o processo de absorção dentro do trocador evaporativo, constituído por mais dois componentes, o condensador e o resfriador de solução pobre.

Como foi apresentado naquele capítulo, o sistema como um todo é composto por 3 modelos: um modelo global para o condensador, um modelo global para o resfriador de solução pobre e um modelo detalhado para o absorvedor. Estes modelos são acoplados através dos balanços globais de massa e energia no trocador evaporativo.

As equações foram escritas na forma geral, respondendo à descrição do modelo físico. Agora estas equações são apresentadas na forma em que serão empregadas no sistema computacional de simulação, 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. São apresentados também os parâmetros e coeficientes que serão empregados para determinar os fenômenos de transporte de calor e massa dentro do sistema

6.1.1.- Equações.

As equações que modelam o absorvedor são válidas para cada secção em que está subdividido o absorvedor. O número de equações do sistema resultante pode ser determinado

multiplicando o número de equações que representa uma secção pelo o número de secções em que estará dividido o absorvedor.

Balanço material

$$M_{j\text{NH}_3}^V = m_j^V Y_j - m_{j-1}^V Y_{j-1} + N_{j\text{NH}_3}^V = 0 \quad (6.01)$$

$$M_{j\text{NH}_3}^L = m_j^L X_j - m_{j-1}^L X_{j-1} + N_{j\text{NH}_3}^L = 0 \quad (6.02)$$

$$M_{j\text{NH}_3}^I = N_{j\text{NH}_3}^V - N_{j\text{NH}_3}^L = 0 \quad (6.03)$$

Transferência de massa

$$N_{j\text{NH}_3}^V = K_G \rho_{\text{NH}_3}^V a_i V_j (Y_j - Y_j^I) \quad (6.04)$$

$$N_{j\text{NH}_3}^L = K_L \rho_{\text{NH}_3}^L a_i V_j (X_j^I - X_j) \quad (6.05)$$

Balanço de energia

$$E_j^V = m_j^V h_j^V - m_{j-1}^V h_{j-1}^V + Q_j^V + E_j^V = 0 \quad (6.06)$$

$$E_j^L = m_j^L h_j^L - m_{j-1}^L h_{j-1}^L + Q_j^L + E_j^L = 0 \quad (6.07)$$

$$E_j^I = E_j^V - E_j^L = 0 \quad (6.08)$$

Transferência de calor

$$E_j^V = q_j^V a_i V_j + N_{j\text{NH}_3}^V (h_{\text{NH}_3}^V - h_{\text{H}_2\text{O}}^V) \quad (6.09)$$

$$E_j^L = q_j^L a_i V_j + N_j^L \text{NH}_3 (h_{\text{NH}_3}^L - h_{\text{H}_2\text{O}}^L) \quad (6.10)$$

$$q_j^V = h_v (T_j^V - T_j^I) \quad (6.11)$$

$$q_j^L = h_L (T_j^I - T_j^L) \quad (6.12)$$

$$Q_j^L = U_{wb} A_{tj} (T_j^L - T_b) \quad (6.13)$$

$$Q_j^L + \dot{m}_{w_e} C_{p_w} T_{w_e} - \dot{m}_{w_s} C_{p_w} T_{w_s} - h_A A_b (T_b - T_{ar}) + \sigma A_b (X_b - X_{ar}) h_{fg} = 0 \quad (6.14)$$

$$\dot{m}_{ar} h_{ar_e} - \dot{m}_{ar} h_{ar_s} + h_A A_b (T_b - T_{ar}) + \sigma A_b (X_b - X_{ar}) h_{fg} = 0 \quad (6.15)$$

$$\dot{m}_A (X_{As} - X_{Ae}) - \dot{m}_{w_e} + \dot{m}_{w_s} = 0 \quad (6.16)$$

$$\dot{m}_A (X_{ars} - X_{are}) - \sigma A_b (X_b - X_{ar}) = 0 \quad (6.17)$$

Equilíbrio na interface

$$f^I(P, T, X, Y) = 0 \quad (6.18)$$

Queda de pressão na secção

$$P_j = P_{j-1} - \Delta P_j \left(\text{Re}, \varepsilon, \frac{L}{D} \right) \quad (6.19)$$

Condensador e resfriador de solução pobre

Para os outros trocadores que compõem o sistema evaporativo pode-se escrever o seguinte conjunto de equações, que simulam de forma global a operação dos mesmos e fecham o balanço do sistema evaporativo.

Balances de energia

$$m_3(h_3 - h_2) + m_{arC}(h_{ar1} - h_{arC2}) = 0 \quad (6.20)$$

$$C_F(T_{20} - T_{21}) = m_{arRSP}(h_{arRSP2} - h_{ar1}) \quad (6.21)$$

$$C_F = m_{20}C_p = \frac{Q_{RSP}}{(T_{20} - T_{21})}$$

Balances na interface

$$\ln \frac{h_{arCi} - h_{ar1}}{h_{arCi} - h_{arC2}} = \frac{K_M}{U_C} \frac{h_{arC2} - h_{ar1}}{T_3 - T_i} \quad (6.22)$$

$$\frac{T_{20} - T_i}{T_{21} - T_i} = \frac{h_{ari} - h_{ar1}}{h_{ari} - h_{arRSP2}} \exp\left(\frac{U_{RSP} m_{arRSP}}{C_F K_M}\right) \quad (6.23)$$

Transferência de calor

$$NTU_C^A - NTU_C^R = 0 \quad (6.24)$$

$$NTU_{RSP}^A - NTU_{RSP}^R = 0 \quad (6.25)$$

$$NTU_C^A = \frac{K_M A_C}{\dot{m}_{arC}}$$

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

$$NTU_{RSP}^A = \frac{K_M A_{RSP}}{\dot{m}_{arRSP}}$$

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

Sistema Evaporativo

$$\dot{m}_{ar} h_{ar1} + Q_A + Q_C + Q_{RSP} - \dot{m}_{ar} h_{ar2} = 0 \quad (6.26)$$

com:

$$\dot{m}_{ar} h_{ar2} = \dot{m}_{arA} h_{arRSP2} + \dot{m}_{arC} h_{arC2} + \dot{m}_{arRSP} h_{arRSP2} \quad (6.27)$$

$$M_w h_w - \dot{m}_{wRSPs} h_{wRSPs} - \dot{m}_{wAs} h_{wAs} - \dot{m}_{wCs} h_{wCs} = 0 \quad (6.28)$$

onde:

$M_w h_w$: a massa e a entalpia na bandeja do sistema evaporativo.

6.1.2.- Parâmetros.

Entre os parâmetros utilizados na simulação encontram-se os coeficientes globais de transferência de calor de cada um dos trocadores que compõem o sistema evaporativo

independente do absorvedor. Estes coeficientes foram avaliados experimentalmente, e pela extensão da metodologia de avaliação e as complexidades práticas desta, foi dedicada parte do capítulo 4 a este item.

Outros parâmetros de grande importância referem-se às correlações empregadas para determinar os coeficientes de transferência de calor e massa no absorvedor, tanto do processo de absorção do lado interior dos tubos quanto do processo de resfriamento evaporativo do lado externo, assim como os valores de entrada das variáveis para começar o processo de simulação.

Para os três trocadores se considera que as quantidades de água e ar que participam nos respectivos processos são proporcionais às áreas dos mesmos.

Pela quantidade de fenômenos envolvidos nos processos levados a cabo no conjunto evaporativo foram empregados, na simulação do absorvedor em conjunto com os outros componentes, além dos coeficientes avaliados experimentalmente, aqueles empregados para o projeto do sistema e os calculados teoricamente através das correlações apresentadas no capítulo 4.

Os parâmetros de entrada ao algoritmo computacional são:

Numero de secções no absorvedor: 8

Comprimento das secções: 2 m.

Diâmetro externo das secções: 0,0254 m.

Diâmetro interno das secções: 0,0224 m.

Volume interno das secções: 0,0004 m³.

Temperatura da água à entrada dos trocadores: Dado fornecido.

Fluxo e temperatura de vapor entrando no absorvedor: Dado fornecido

Fluxo e temperatura da solução pobre entrando no absorvedor: Dado fornecido.

6.2- Método numérico.

Para a solução do sistema de equações resultante é empregada uma versão do método numérico de Newton-Raphson para solução de sistemas de equações não lineares. Esta adequação do método foi primeiramente elaborada por Figueiredo (1980) na sua tese de mestrado, durante a simulação sob três modelos diferentes de um sistema de absorção água - amônia movido à energia solar. O método de Newton-Raphson apresenta menos problemas quanto a convergência do que os métodos iterativos de substituição sucessiva. Neste caso é empregada uma versão do método originalmente proposto por Stoecker (1971) para a solução de sistemas de equações algébricas não lineares, que apresenta estimativa 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.

O método é chamado de Substituição-Newton-Raphson porque, computacionalmente, combina os métodos de Substituição Sucessiva e de Newton-Raphson, aproveitando o melhor de cada método: as características de convergência do Newton-Raphson e o baixo uso de memória computacional do método de Substituição Sucessiva.

Este método é aplicável a um sistema de N equações e N incógnitas formando um problema não linear esparso. O conjunto de incógnitas é subdividido em dois grupos, um grupo de n variáveis, chamado de variáveis efetivas, e outro de $N-n$ chamado de variáveis de substituição. Correspondentemente, o sistema de equações é também dividido em dois grupos, um grupo com n equações residuais e outro com $N-n$ equações de substituição.

As n variáveis efetivas devem ser selecionadas de forma tal que as $N-n$ variáveis restantes são determinadas por igual número de equações de substituição resultantes das variáveis efetivas. As restantes n equações são resolvidas de acordo com o método de Newton-Raphson, forçando os resíduos a serem zero através da manipulação das variáveis efetivas.

Matematicamente, o método de Substituição-Newton-Raphson pode ser interpretado como um método puro de Newton-Raphson com somente n incógnitas efetivas e n equações residuais.

Neste sentido, o método de Substituição-Newton-Raphson é uma técnica para reduzir a dimensão matemática de um problema de Newton-Raphson de N para n .

6.2.1.- 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, e pode ser descrito como segue:

Seja um conjunto de equações não lineares expresso na forma implícita.

$$\begin{aligned}
 f_1(X_1, \dots, X_j, \dots, X_n) &= 0 \\
 \dots\dots\dots \\
 f_i(X_1, \dots, X_j, \dots, X_n) &= 0 \\
 \dots\dots\dots \\
 f_n(X_1, \dots, X_j, \dots, X_n) &= 0
 \end{aligned}
 \tag{6.29}$$

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

$$R_{i1}^1 = f_i(X_{i1}^1, \dots, X_{j1}^1, \dots, X_{n1}^1)
 \tag{6.30}$$

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

$$\begin{aligned}
 R_{i1} &= (X_1 - X_{i1}) \frac{\partial f_i}{\partial X_1}(X_{i1}, \dots, X_{j1}, \dots, X_{n1}) + \dots \\
 \dots &+ (X_j - X_{j1}) \frac{\partial f_i}{\partial X_j}(X_{i1}, \dots, X_{j1}, \dots, X_{n1}) + \dots \\
 \dots &+ (X_n - X_{n1}) \frac{\partial f_i}{\partial X_n}(X_{i1}, \dots, X_{j1}, \dots, X_{n1})
 \end{aligned}
 \tag{6.31}$$

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:

$$\left| \frac{X_{jk} - X_{jk-1}}{X_{jk}} \right| < \varepsilon \quad \forall X_j \quad (6.32)$$

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

$$\begin{aligned} \frac{\partial f_i}{\partial X_j}(X_{1k}, \dots, X_{jk}, \dots, X_{nk}) &\cong \\ &\cong \frac{R_i((X_{1k}, \dots, X_{jk} + \Delta X_j, \dots, \Delta X_{nk})) - R_i(X_{1k}, \dots, X_{jk}, \dots, X_{nk})}{\Delta X} \end{aligned} \quad (6.33)$$

A sub-rotina **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 sub-rotina encontra inicialmente os incrementos ΔX_j , que são obtidos como se segue:

$$\Delta X_j = \Delta V X_j \quad (6.34)$$

A seguir, a sub-rotina **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 (6.33) 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 sub-rotina GAUSS, que fornece como resultado o vetor $X_{jk}-X_{jk-1}$, denominado VCORR. As variáveis iniciais, bem como os parâmetros do sistema, são lidas pelo programa principal, e são enviados à sub-rotina EQNS.

6.2.2.- Modificações do método original.

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

Seja um conjunto de l variáveis (X_1, X_2, \dots, X_l) convenientemente escolhidas, de forma tal que as demais variáveis possam ser obtidas de forma explícita pelas equações do sistema;

$$\begin{aligned}
 X_{l+1} &= X_{l+1}(X_1, X_2, \dots, X_l) \\
 X_{l+2} &= X_{l+2}(X_1, X_2, \dots, X_l, X_{l+1}(X_1, X_2, \dots, X_l)) = \\
 &= \bar{X}_{l+2}(X_1, X_2, \dots, X_l) \\
 &..... \\
 X_n &= X_n(X_1, X_2, \dots, X_l, \dots, \bar{X}_{n-1}(X_1, X_2, \dots, X_l)) = \\
 &= \bar{X}_n(X_1, X_2, \dots, X_l)
 \end{aligned}
 \tag{6.35}$$

Assim, do conjunto inicial de n equações, $n-l$ encontram-se automaticamente satisfeitas por este tratamento. Restam l equações, a partir das quais pode-se obter:

$$\begin{aligned}
 R_1 &= f_1(X_1, X_2, \dots, X_l, \bar{X}_{l+1}(X_1, X_2, \dots, X_l), \dots, \bar{X}_n(X_1, X_2, \dots, X_l)) \\
 &..... \\
 R_l &= f_l(X_1, X_2, \dots, X_l, \bar{X}_{l+1}(X_1, X_2, \dots, X_l), \dots, \bar{X}_n(X_1, X_2, \dots, X_l))
 \end{aligned}
 \tag{6.36}$$

Tanto as $n-l$ equações explícitas, quanto as l equações implícitas são dispostas na sub-rotina EQNS.

Como se pode notar, com este tratamento, o número de variáveis efetivas com que o sistema trabalha reduz-se de n para l , deve-se arbitrar apenas l valores iniciais, a sub-rotina PARDIF passa a calcular l derivadas parciais e a sub-rotina GAUSS passa a resolver um sistema de l equações lineares, com evidente economia de espaço e tempo de computação.

Além deste fator econômico, foram eliminados problemas de convergência do método, principalmente relacionados com a quantidade de valores iniciais a considerar que, em sistemas 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 pivotamento 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 incluída, 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 sub-rotina GAUSS, se mostrasse linearmente dependente, o cálculo iterativo era encerrado. 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 sub-rotina GAUSS faz com que, obtida uma equação dependente, esta equação seja desconsiderada naquele passo específico, e um dos valores V CORR 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.

6.3.- Algoritmo computacional.

O algoritmo computacional está também numa adaptação feita ao algoritmo criado por Figueiredo (2001) para a simulação do processo de absorção. O algoritmo desenvolvido por Figueiredo está baseado no modelo descrito anteriormente de etapa em não equilíbrio e é aplicado essencialmente a sistemas de separação e absorvedores com resfriamento por água.

Neste caso foi feita uma adaptação do algoritmo, introduzindo o resfriamento evaporativo por fora dos tubos, que introduz algumas complicações com relação ao resfriamento por água, e foram mudados os coeficientes de transferência de calor e massa empregados em sistemas empacotados e peliculares para os empregados em sistemas de absorção de borbulhas. Salvo a mudança destes coeficientes, o algoritmo é idêntico na solução dos processos que ocorrem no interior dos tubos.

O fato do processo de absorção possuir um sistema de resfriamento evaporativo faz com que a solução do sistema seja essencialmente iterativa, pois os fluxos de ar e água à entrada do feixe de tubos do absorvedor, e demais trocadores, estão em sentidos opostos.

Para os casos do condensador e resfriador de solução pobre, este fato não constitui um problema, pois a operação destes é simulada através de um modelo global que exige unicamente os valores das variáveis às entradas dos trocadores e seus respectivos sistemas de equações são resolvidos através do processo iterativo que corrige a temperatura média da interface em cada um.

Já no caso do absorvedor, que é dividido em secções, sempre um dos parâmetros é desconhecido em cada secção, ou seja, começando pela primeira fileira inferior, que é onde entram a solução pobre e o vapor de amônia, e ponto de partida mais lógico, são conhecidos todos os parâmetros do ar de entrada, mas desconhecidos todos os parâmetros da água.

Assim, para resolver o sistema de equações resultante do acoplamento dos três modelos: modelo detalhado do absorvedor e modelos globais do condensador e resfriador de solução pobre; procede-se como segue:

- Supõe-se um valor do fluxo de ar para cada trocador.
- A primeira aproximação é supor que o fluxo de ar para cada trocador é proporcional à área frontal de cada trocador para o fluxo de ar.
- Com os parâmetros de entrada do ar (h_{ar} , T_{ar} , ϕ_{ar}) calcula-se os parâmetros do ar à saída do resfriador de solução pobre e do condensador.
- Este cálculo é feito através das equações de balanço de energia (6.20) e (6.21); uma vez que o calor trocado (os termos da esquerda de cada equação) em cada equipamento é conhecido pelos dados experimentais.
- Com os coeficientes de transferência de calor e massa, estimados experimentalmente ou calculados teoricamente, são calculadas as temperaturas de interface de cada trocador.
- Este cálculo é feito através das equações (6.22) e (6.23) que, como se pode notar, apresenta uma relação de dependência entre a entalpia e a temperatura do ar à temperatura da interface. A solução destas equações é feita através de um processo iterativo empregando o método numérico de biseção.
- As temperaturas das interfaces determinadas pelo método anterior são consideradas iguais às temperaturas dos filmes da água de resfriamento em cada trocador. Considerando também um perfil de temperaturas plano para os dois trocadores, possível de acordo com os experimentos e com Mitzushina et al (1967) e Webb e Villacres (1984), pode ser considerada também a temperatura da água a saída de cada trocador.

- Com os dados de entrada no absorvedor, e seu número de divisões, estabelece-se o sistema de equações do absorvedor.
- Por simplicidade, e para diminuir o número de incógnitas do problema, é simulada a operação de uma das serpentinas do absorvedor considerando que as outras 6 serpentinas restantes operam de forma similar. Assim, como uma secção está determinada por um tubo de uma fileira, ter-se-á 8 secções de 2 m de comprimento.

São estabelecidas as variáveis efetivas para cada secção, as quais são:

$$T_j^i, T_j^L, T_j^V, T_{bj};$$

A partir destas variáveis efetivas é calculada uma série de parâmetros e variáveis que permitem calcular as equações de substituição, ex.:

$$\begin{aligned} T^i &\rightarrow \text{eq (6.18)} \rightarrow X^i, Y^i \\ T^L &\rightarrow \text{eq (6.18)} \rightarrow X^L, h^L \\ T^V &\rightarrow \text{eq (6.18)} \rightarrow Y^V, h^V \\ T_b &\rightarrow X_b \\ \dot{m}_{ARSP}, \dot{m}_{AC} &\rightarrow h_{AsRSP}, h_{AsC}, \dot{m}_{arA} \\ \dot{m}_{WeRSP}, \dot{m}_{WeC} &\rightarrow \dot{m}_{WeA} \end{aligned}$$

As equações de substituição são: (6.01), (6.02), (6.04), (6.05), (6.09), (6.10), (6.11), (6.12), (6.13), (6.14), (6.15), (6.16) e (6.17).

São estabelecidos e resolvidos os resíduos para cada secção:

- Estas são aquelas equações que deverão ser zeradas durante a convergência do sistema pelo método de Newton-Raphson, neste caso são empregadas as equações: (6.03), (6.06), (6.07), (6.08), (6.24), (6.25), (6.26) e (6.28).

- Contudo, e esta é a maior diferença com os modelos que empregam resfriamento através de um sistema monofásico, deve ser assumido um valor arbitrário de algumas das variáveis do sistema evaporativo para poder resolver a eq. (6.14). Como a massa de água na primeira fileira é conhecida, foi assumida a massa de água nas secções inferiores. O processo iterativo de solução do absorvedor é concluído então quando a soma dos fluxos de água, incluindo a massa de água evaporada, em cada secção, for igual ao fluxo de água de entrada nessa serpentina.
- processo itera, incrementando ou diminuindo os valores das variáveis efetivas, até que sejam satisfeitas as equações de resíduo. Para garantir simplicidade e clareza, é apresentado o diagrama de blocos do algoritmo computacional. Este diagrama apresenta os passos gerais e não detalha os algoritmos internos de cada bloco. É empregada a nomenclatura do item anterior, referidos às sub-rotinas que calculam cada um dos principais procedimentos utilizados no algoritmo de cálculo (PARDIF, EQNS, etc).

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 5. Estas são chamadas dentro dos procedimentos de cálculo da sub-rotina EQNS.

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.

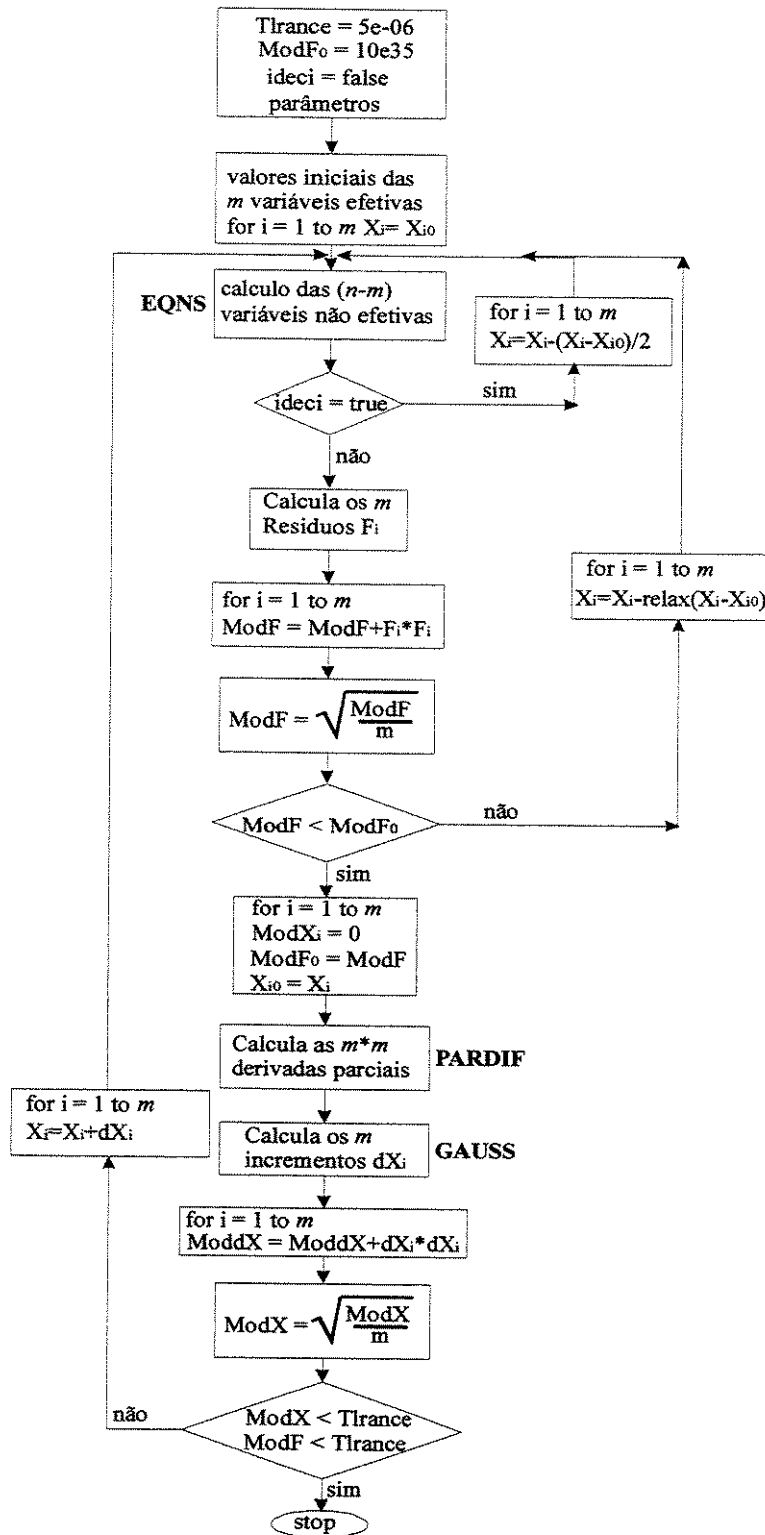


Figura 6.1. Diagrama em blocos do algoritmo de cálculo para simulação da operação em regime permanente.

Deve-se lembrar que o diagrama da figura 6.1 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.

Capítulo 7

Análise e discussão dos resultados.

Para efetuar a análise do processo de absorção e a comparação dos resultados simulados com os dados experimentais foram assumidos os seguintes valores dos parâmetros de operação:

- Fluxo de solução pobre à entrada do absorvedor: $0,182 \text{ kg s}^{-1}$.
Este fluxo corresponde à média do fluxo determinado experimentalmente. Como a simulação é efetuada para uma serpentina, assumindo igualdade de operação entre todas as serpentinas do absorvedor, o fluxo empregado na simulação é $0,182/7 = 0,0259 \text{ kg s}^{-1}$.
- Fluxo de vapor à entrada do absorvedor: $0,0205 \text{ kg s}^{-1}$.
Este valor também corresponde à média do fluxo de vapor proveniente do evaporador medido experimentalmente. Sob a consideração de igualdade de parâmetros de operação entre as 7 serpentinas do absorvedor, o fluxo para uma serpentina é: $0,0205/7 = 0,00293 \text{ kg s}^{-1}$.
- Concentração da solução pobre: 0,31.
Este valor é calculado a partir das medições experimentais da densidade e da temperatura da solução pobre. Com estas variáveis, e estimando um valor da pressão da solução a fim de

determinar as perdas hidráulicas, é calculada a concentração através da equação (5.10), empregando o método de Newton.

- Concentração do vapor: 0,9997.

Para estimar a concentração do vapor à entrada do absorvedor é considerado que o processo de evaporação ocorre a concentração total constante, portanto, a concentração dos vapores formados à saída do evaporador correspondem à concentração do líquido à saída do condensador.

A concentração à saída do condensador é calculada empregando o mesmo procedimento para a determinação da concentração da solução pobre. Neste caso se utilizam a temperatura, a pressão e a densidade do líquido à saída do condensador, medidos experimentalmente.

- Temperatura da solução pobre: 42°C.

A temperatura da solução pobre à entrada do absorvedor é medida experimentalmente e fornecida como dado inicial no programa de simulação. Esta é corrigida durante o processo iterativo de cálculo e depende das condições de operação do resfriador de solução pobre.

- Temperatura do vapor: 20°C

A temperatura do vapor à entrada do absorvedor é medida experimentalmente, e varia pouco com as condições ambientais, uma vez que o sistema possui um subresfriador de líquido à entrada do evaporador que faz a troca de calor entre o líquido que sai do condensador e o vapor que sai do evaporador e vai para o absorvedor.

Na figura 7.1. se pode observar a representação gráfica do absorvedor dividido em várias seções, a partir das quais foi estabelecida a simulação numérica do modelo, e feita a análise de sua operação e desempenho. Os pontos foram definidos na entrada e saída de cada tubo (fileira) de uma serpentina, lembre-se que o absorvedor está composto por 7 serpentinas.

Cada fileira tem 2 m de comprimento e 0,0254 m de diâmetro, totalizando, com as 8 fileiras, uma serpentina com 1,25 m² de área de troca térmica.

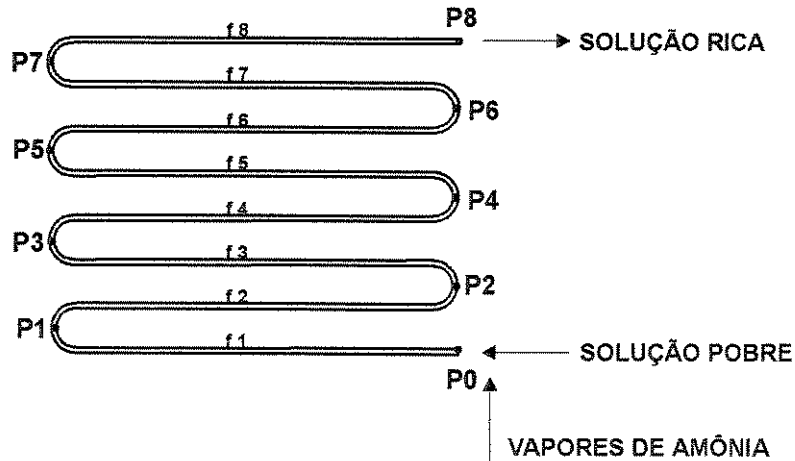


Figura 7.1. Pontos e fileiras numa serpentina

Na figura 7.2 pode-se notar a variação do fluxo de vapor na serpentina do absorvedor à medida que passa pelas diferentes secções. Nota-se como na segunda fileira ocorre uma maior absorção do vapor em relação à primeira, por isso na saída da segunda secção (ponto 2), ocorre uma diminuição considerável do fluxo de vapor.

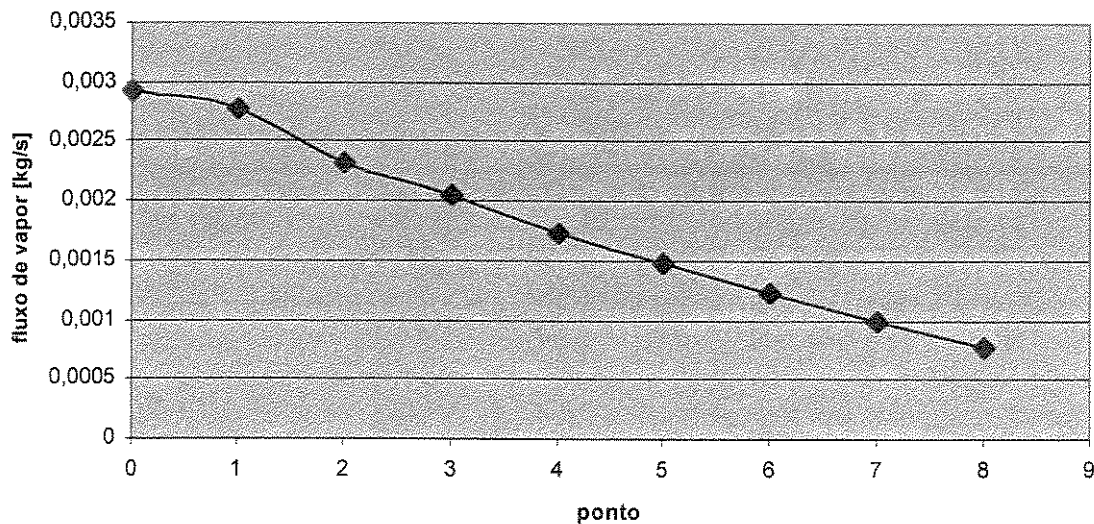


Figura 7.2. Fluxo de vapor em cada ponto da serpentina.

Já nas secções seguintes o fluxo de vapor diminui quase linearmente, o que indica que o processo de absorção continua com intensidade uniforme na medida que os fluxos avançam no trocador.

A conclusão mais importante desta modelagem é que, para as condições de operação estabelecidas na simulação, que estão bem próximas das condições de operação reais, nota-se que $0,00077 \text{ kg.s}^{-1}$ de vapor deixam de ser absorvidos. Isto indica que aproximadamente 25 % dos vapores de amônia que entram no absorvedor não são efetivamente absorvidos durante o processo de absorção.

Na figura 7.3 aparece a variação do fluxo de solução à medida que passa pelas diferentes secções do absorvedor. Como no caso anterior nota-se que na primeira seção a quantidade de vapor absorvida é menor que na segunda seção e como, a partir desta, o fluxo de solução aumenta quase linearmente à medida que avança no trocador, na mesma razão que diminui o fluxo de vapor.

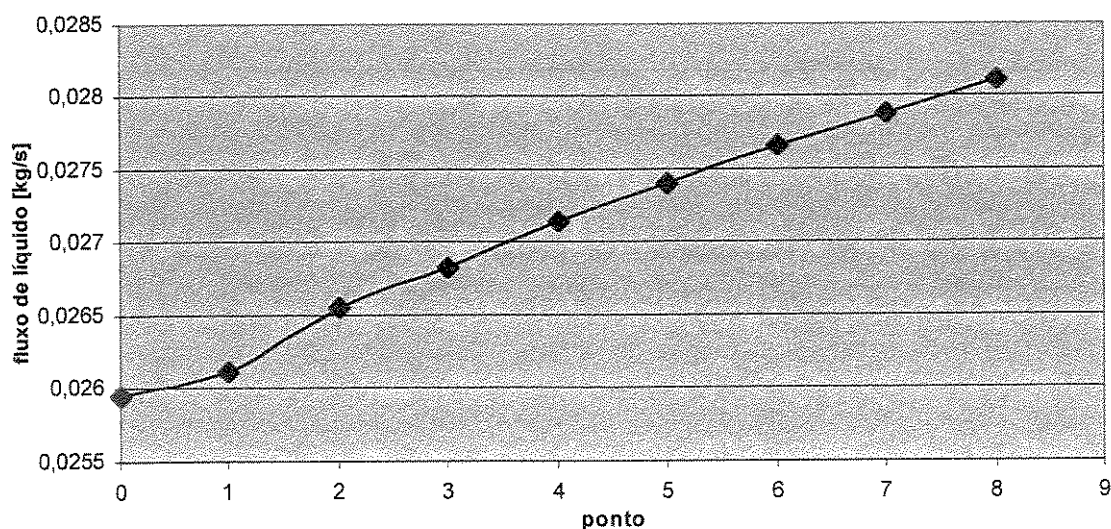


Figura 7.3. Fluxo de líquido em cada ponto da serpentina.

Na figura 7.4 se observa como os perfis de concentração do vapor e da interface vão convergindo ao mesmo valor à medida em que ambas correntes se misturam no absorvedor. Nota-se como o potencial para a transferência de massa por difusão (a diferença de

concentrações) é alto na entrada da serpentina e chega até inverter-se depois da 5ª fileira. Isto significa que, após um certo espaço de absorção, a transferência de massa por difusão pode mudar o sentido e começar a passar certa quantidade de amônia desde o líquido até o vapor. Entretanto, o fluxo total de amônia, que compreende os fluxos difusivo e convectivo, permanece no sentido do vapor para o líquido.

Este fenômeno acontece principalmente porque do vapor é retirada uma maior quantidade de amônia que de água e, conseqüentemente, sua concentração diminui de forma considerável, até o ponto em que a concentração do vapor na interface, que é assumida como a concentração do vapor em equilíbrio com a temperatura e pressão locais, chega a ser maior, ocorrendo uma pequena difusão de amônia desde a interface até o vapor.

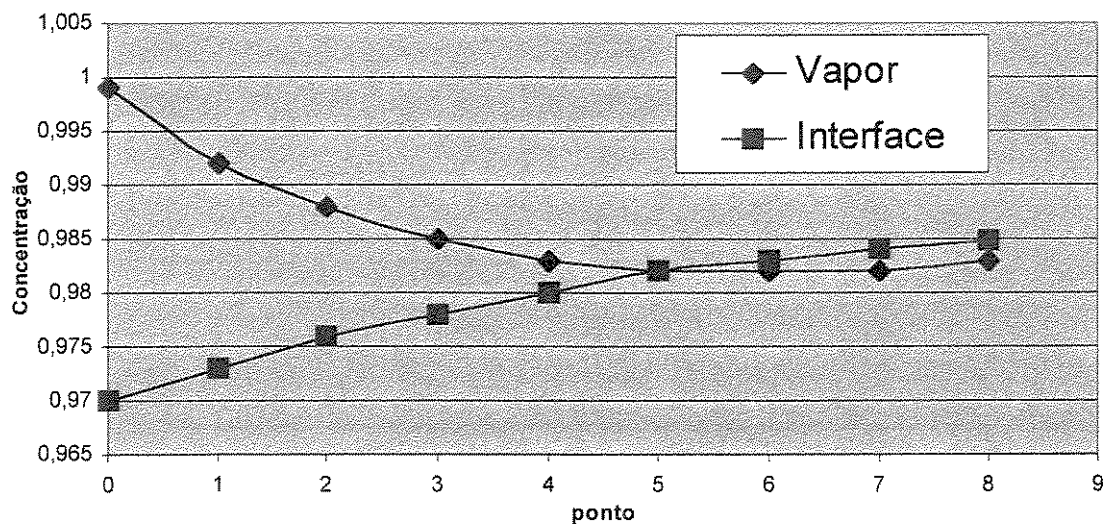


Figura 7.4. Concentração do vapor e da interface em cada ponto da serpentina.

Já para o caso do líquido isto não acontece. A massa de solução pobre presente no absorvedor é muito maior que a massa do vapor (aproximadamente 10 vezes mais), por isso o aumento da concentração do líquido devido à absorção da amônia presente no vapor não chega a atingir a concentração de equilíbrio do líquido a qual opera a interface. No entanto acontece uma ligeira aproximação de ambas concentrações, como se pode observar na figura 7.5.

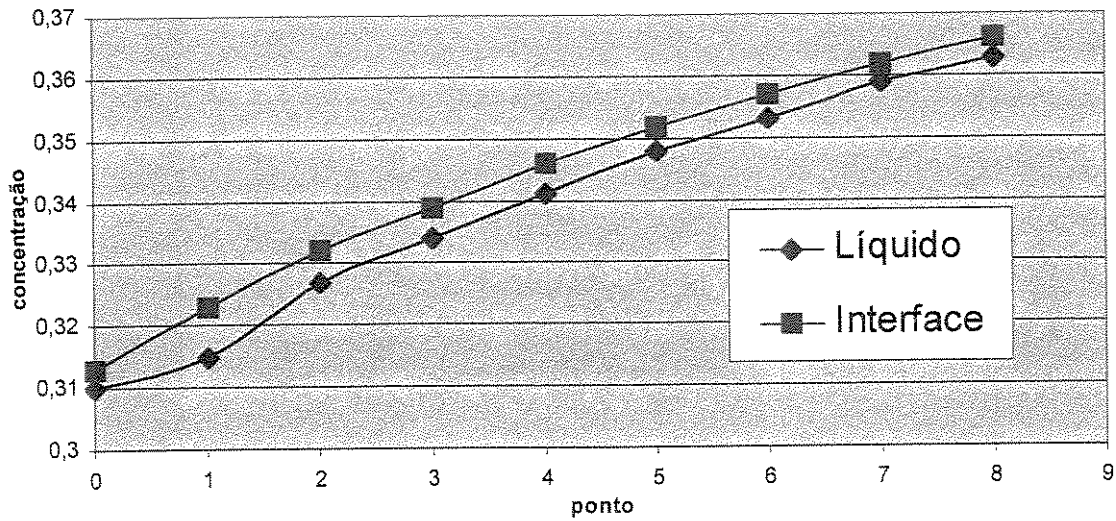


Figura 7.5. Concentração do líquido e da interface em cada ponto da serpentina.

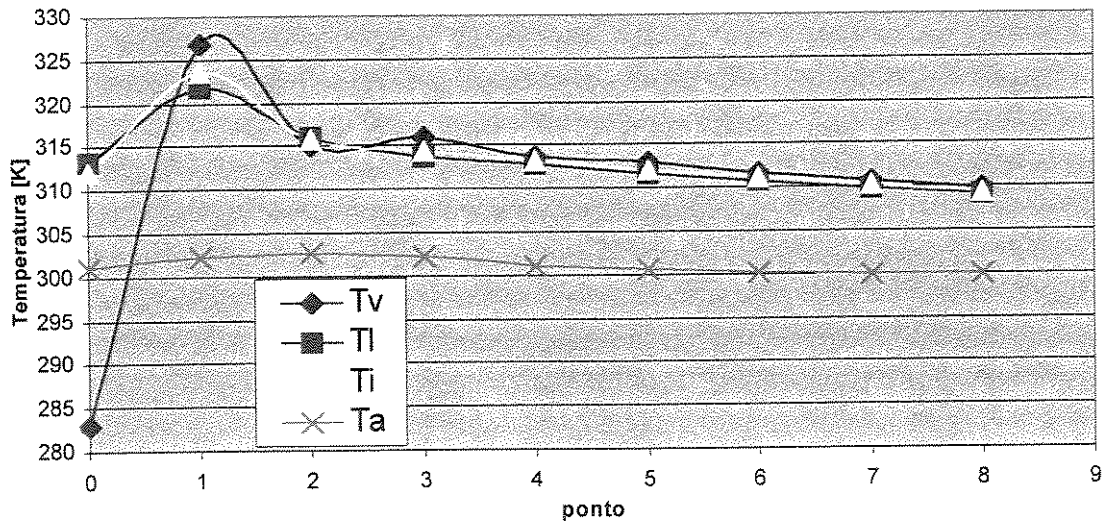


Figura 7.6. Temperatura de cada fase em cada ponto da serpentina.

Na figura 7.6 são apresentados os perfis de temperatura de cada uma das fases, inclusive da interface dentro do absorvedor e da água de resfriamento que escoar na parte exterior dos tubos. Observa-se que a temperatura do vapor aumenta de forma brusca desde a temperatura de evaporação até uma temperatura maior do que a temperatura da solução pobre que entra na serpentina de absorção.

À primeira vista este fenômeno parece contraditório com o que estabelece a teoria de Lorentz para o processo de absorção, que pressupõe primeiramente uma condensação do vapor à temperatura de saturação para a pressão do absorvedor e posteriormente um aquecimento até a temperatura do líquido. Logo após, ambas as fases permanecem na mesma temperatura durante todo o processo.

Experimentalmente, há um grande aumento da temperatura no início do processo de absorção, justo no primeiro momento de contato entre a solução pobre e o vapor proveniente do evaporador. As tentativas para medir esta temperatura foram muitas, mas não existindo poços de medição neste ponto é realmente impossível prever um valor exato da temperatura no início do processo de absorção nestas condições.

Estimando esta temperatura mediante a colocação de um termopar isolado na região inicial do absorvedor, e calculando a queda de temperatura pela resistência da parede metálica, obteve-se um valor perto dos 75 °C, valor muito próximo do considerado por Rodriguez (1999), quando assumiu uma temperatura adiabática da mistura e obteve um valor de 78 °C para a mistura à entrada do absorvedor.

As temperaturas à saída do absorvedor estão bem perto dos valores obtidos experimentalmente, o que confirma a validade do modelo e dos coeficientes adotados para a simulação. Os valores experimentais giram em torno dos 38 a 40 °C em dependência principalmente da temperatura de bulbo úmido. Já na simulação estes valores são um pouco maiores para as mesmas temperaturas de bulbo úmido, possivelmente pela consideração estabelecida para a distribuição da quantidade de ar e água para cada componente.

O perfil de temperaturas da água de resfriamento está bastante perto do perfil atingido a partir dos valores de temperatura experimentais, porém os valores estão um pouco deslocados. Segundo a simulação, a maior diferença de temperaturas é de aproximadamente 3,2 °C e acontece entre a 2ª e 3ª fileiras. Segundo os dados experimentais esta diferença é de, aproximadamente, 3,7 °C e acontece entre a 3ª e 4ª fileiras, isto aparece na figura 4.12.

A figura 7.7. mostra o fluxo de calor que é liberado em cada secção (fileira) da serpentina. Nota-se que, inicialmente, a troca de calor é bastante elevada, principalmente nas duas primeiras, onde as temperaturas do sistema interno do absorvedor são mais altas e o processo de absorção é mais intenso e menos linear. Logo após, o processo de troca de calor transcorre linearmente como o processo de absorção.

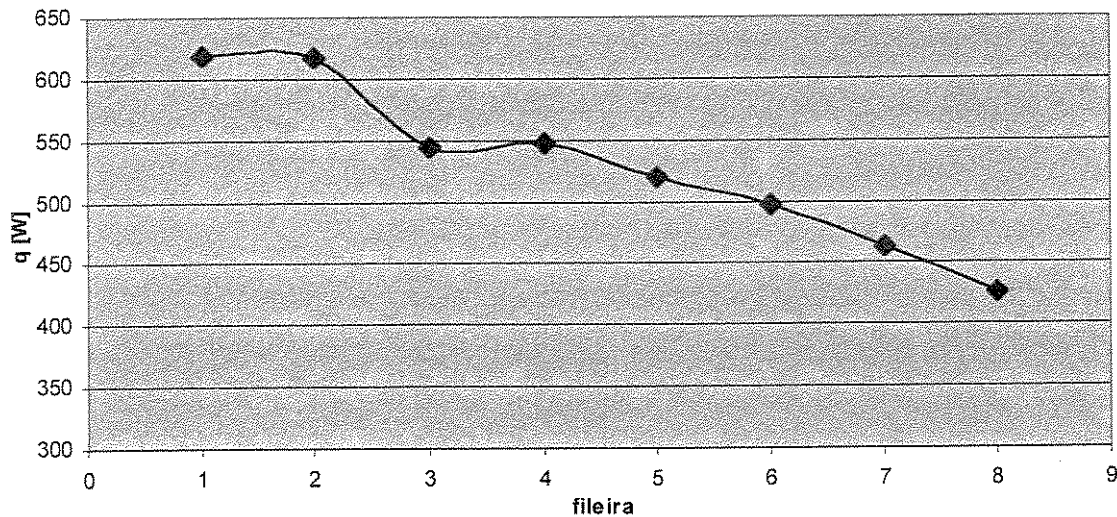


Figura. 7.7. Calor transferido em cada fileira da serpentina.

Neste caso a comparação com os resultados experimentais é muito complexa, pois o sistema não está preparado para este tipo de medição em secções, porém, comparando com os valores globais obtidos experimentalmente e com os valores simulados por Rodríguez (1999), pode-se validar mais uma vez a adequação do presente modelo.

Tomando os valores que aparecem no gráfico da figura 7.7. pode-se obter rapidamente que o calor trocado em toda a serpentina é de 4760 W. Estando o absorvedor composto de 7 serpentinas e com a consideração de igualdade de operação entre todas, o calor total é de 33320 W. Entretanto, o valor médio experimental obtido foi de 35578 W, e o valor obtido por Rodríguez (1999) na sua simulação foi de 34 798 W, menos de 4% de erro entre os três valores, tomados para uma temperatura de bulbo úmido de 23 °C.

Na figura 7.8 aparecem os diferentes valores da entalpia do ar no seu percurso através das serpentinas do absorvedor. Estes valores, simulados através do processo de absorção, seguem o mesmo comportamento do processo de troca de calor, um aumento significativo da entalpia do ar nas primeiras fileiras e um aumento linear na medida em que troca calor e massa com a água de resfriamento. Este é outro parâmetro de difícil avaliação experimental, pois o sistema não permite a colocação de sensores adequados para obter estas medições. Assim como no caso do calor trocado, foi comparado aos valores experimentais do ar à entrada e saída.

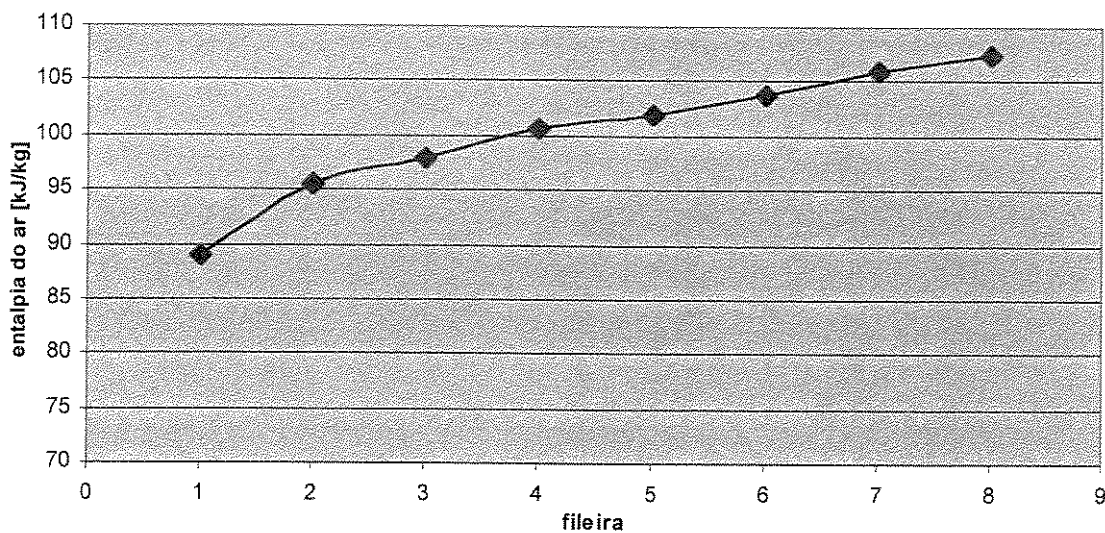


Figura 7.8. Entalpia do ar à saída de cada fileira da serpentina.

O valor da entalpia à entrada foi calculado baseado numa temperatura de bulbo úmido de 23 °C. A entalpia do ar úmido à saída do absorvedor é calculada a partir da equação 5.38. Os valores experimentais desta grandeza variam muito em dependência da troca de calor e das condições ambientais do ar à entrada do trocador no momento da medição. Tomando apenas os valores experimentais do bulbo úmido à saída do trocador evaporativo para as temperaturas de bulbo úmido de 23 °C, é calculada a entalpia do ar correspondente, à saída do absorvedor segundo o balanço de energia global no conjunto evaporativo.

Para estas condições a entalpia do ar experimental à saída do absorvedor é de 117,5 kJ.kg⁻¹, segundo a presente simulação é igual a 107,47 kJ.kg⁻¹, enquanto Rodríguez (1999) obteve 109,750 kJ.kg⁻¹ na sua simulação. A diferença entre os valores experimentais e simulados deve-se

fundamentalmente à consideração de que os fluxos de água e ar para cada trocador são proporcionais as suas respectivas áreas transversais, o que é uma aproximação grosseira do que ocorre realmente com a distribuição de ambos fluidos.

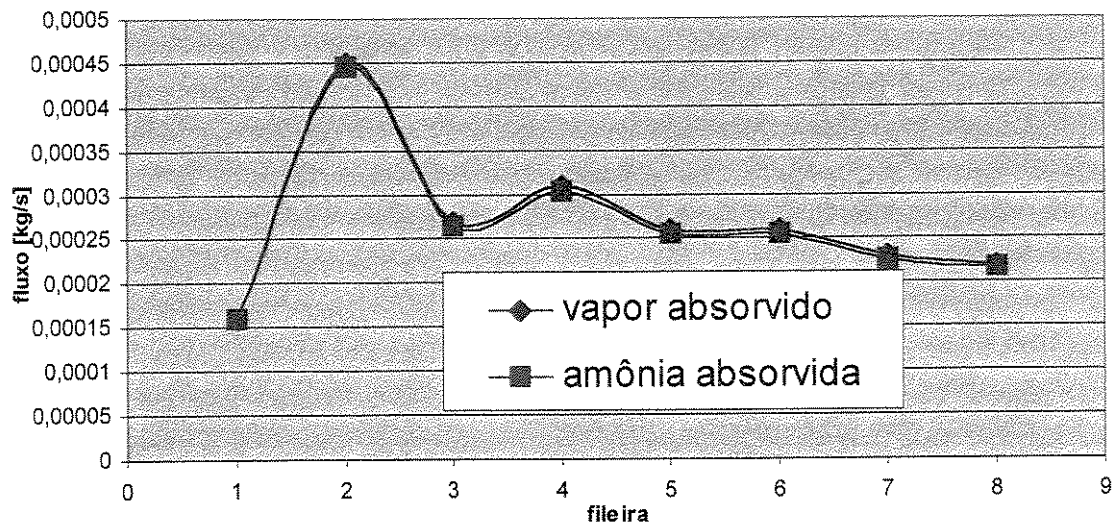


Figura 7.9. Fluxos de vapor e de amônia absorvidos em cada ponto da serpentina.

Na figura 7.9 estão representadas as taxas de absorção de vapor e de amônia numa serpentina típica do absorvedor. Nota-se que, segundo a simulação, a maior taxa de absorção ocorre na segunda secção (segunda fileira), diminui bruscamente na terceira e continua diminuindo de forma quase monótona.

Isto acontece justamente pelo aumento da temperatura interna do absorvedor na primeira fileira, onde se misturam pela primeira vez a solução pobre com a menor concentração e temperatura possível. Deve acontecer uma absorção violenta justo no início da serpentina, com grandes efeitos térmicos que fazem diminuir rapidamente a taxa de absorção.

Depois de retirada a maior parte do calor de absorção na primeira secção e ainda estando a solução com alto potencial de absorção, acontece outro aumento da taxa de absorção na quarta fileira, acompanhada igualmente de altos efeitos térmicos que fazem diminuir novamente esta

taxa, e assim sucessivamente, cada vez com menor potencial de absorção, pelo enriquecimento da solução e com menores efeitos térmicos devido à diminuição da taxa de absorção.

Observa-se também, nesta figura, pequena diferença entre o fluxo de vapor absorvido e o fluxo da amônia absorvido. Isto se deve à alta concentração de amônia no vapor, que assegura uma alta diferença de potenciais químicos entre a amônia no vapor e a amônia na solução absorvente, e demonstra o bom desempenho da coluna de retificação.

A partir desta simulação detalhada do absorvedor consegue-se visualizar com mais clareza seu pobre desempenho. Isto é corroborado pelas medições experimentais e também pela simulação feita por Rodríguez (1999) quando simulou e analisou o desempenho da instalação de forma global para várias temperaturas de bulbo úmido.

Como foi mostrado no gráfico da figura 7.6., o maior problema acontece devido à temperatura da solução rica na saída do absorvedor que é aproximadamente 37 °C, e para esta temperatura, a concentração máxima do líquido (a concentração do líquido na interface) é de 0,367, como aparece no gráfico da figura 7.5. A experiência mostra que a situação no absorvedor real é bem pior, pois a temperatura de saída da solução rica do absorvedor é de aproximadamente 41,5 °C, como pode ser observado na figura 4.5.

Isto significa que o problema fundamental no absorvedor é a baixa troca de calor. Se conseguir diminuir a temperatura de saída até, aproximadamente, 30 °C, o poder de absorção da solução aumenta consideravelmente podendo atingir uma concentração final de aproximadamente 0,42, incrementando a eficiência do ciclo.

Rodríguez demonstrou em sua tese de doutorado que o incremento dos fluxos de água e/ou ar dentro da instalação evaporativa não aumentam a troca de calor necessária para diminuir a temperatura de saída da solução rica, havendo a necessidade de aumentar as áreas de transferência de calor.

Isto pode ser explicado a partir do conceito de NTU disponível de um trocador de calor evaporativo, apresentado no capítulo 3, quando se estabelece o modelo matemático de cada componente dentro da torre evaporativa. O valor do NTU é diretamente proporcional à área de transferência de massa e energia e ao coeficiente de transferência de massa do ar, mas é inversamente proporcional ao fluxo de ar que passa através das serpentinas.

Na medida que se incrementa o fluxo de ar, aumenta o coeficiente de transferência de massa, porém o aumento é pequeno, o que não compensa a influência direta que este parâmetro exerce sobre o NTU disponível. Resta saber, então, qual é a alternativa para aumentar a área de transferência de calor, aumentar o diâmetro ou o comprimento das serpentinas que compõem o absorvedor.

Na figura 7.10 está representada a variação da massa de amônia absorvida em todo o absorvedor quando são variadas suas características construtivas. Quando o diâmetro do tubo é de 0,0254 m e o comprimento é de 2 m, estará sendo colocada a geometria atual do absorvedor e, por esta razão, para estes valores das duas variáveis o valor do parâmetro analisado será sempre o mesmo. Por exemplo, na figura 7.10 tanto para $L = 2$ m, quanto para $d = 0,0254$ m, o valor da massa absorvida é $0,017535 \text{ kg}\cdot\text{s}^{-1}$.

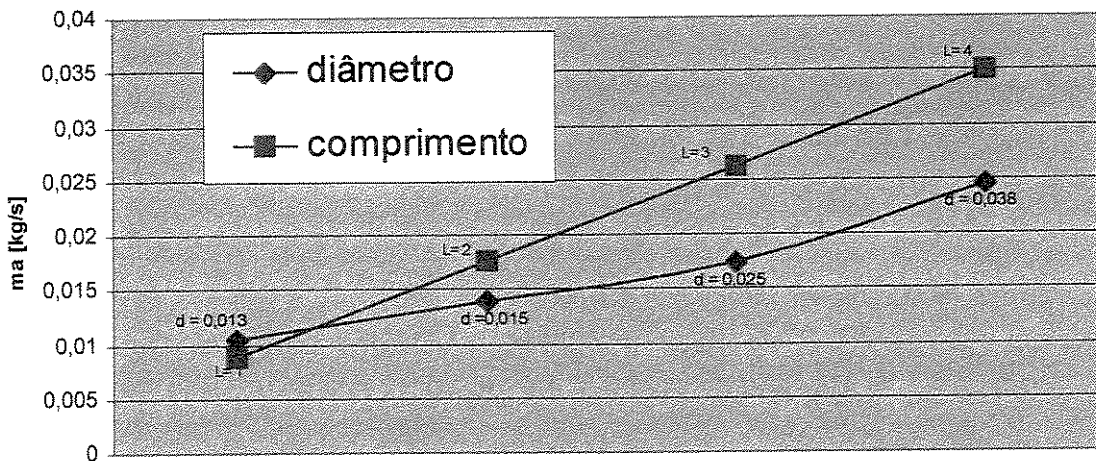


Figura 7.10. Variação da quantidade de massa absorvida na serpentina com diferentes diâmetros e comprimentos.

Com este valor, obtido através da simulação, para as características atuais do absorvedor, a massa absorvida é da ordem de 63 kg.h^{-1} , ao invés dos 70 kg.h^{-1} que, originalmente, era considerado no projeto original. Na figura 7.10 nota-se que, incrementando o diâmetro dos tubos para uma bitola um pouco superior, ex. $0,0381 \text{ m}$, ou seja, passando de $1''$ para $1\frac{1}{2}''$, a quantidade de massa de amônia absorvida aumentaria para $0,00246 \text{ kg.s}^{-1}$ ($88,5 \text{ kg.h}^{-1}$).

Entretanto mostra-se que aumentar o comprimento dos tubos é, aparentemente, um método mais efetivo para melhorar a eficácia do absorvedor. Do gráfico anterior nota-se que, incrementando o comprimento dos tubos até três metros em cada fileira, a massa absorvida aumenta para $0,0263 \text{ kg.s}^{-1}$ ($94,7 \text{ kg.h}^{-1}$).

Realmente, do ponto de vista geométrico e da área de transferência de calor, aumentar a serpentina de $0,0254 \text{ m}$ de diâmetro em 1 m , equivale a aumentar a serpentina de 2 m para $0,0381 \text{ m}$ de diâmetro, ou seja, como se mostra na figura 7.11, um tubo de 3 m com diâmetro de $0,0254 \text{ m}$, equivale a um tubo de 2 m com diâmetro de $0,0381 \text{ m}$. Ambos resultam na mesma área de transferência de calor.

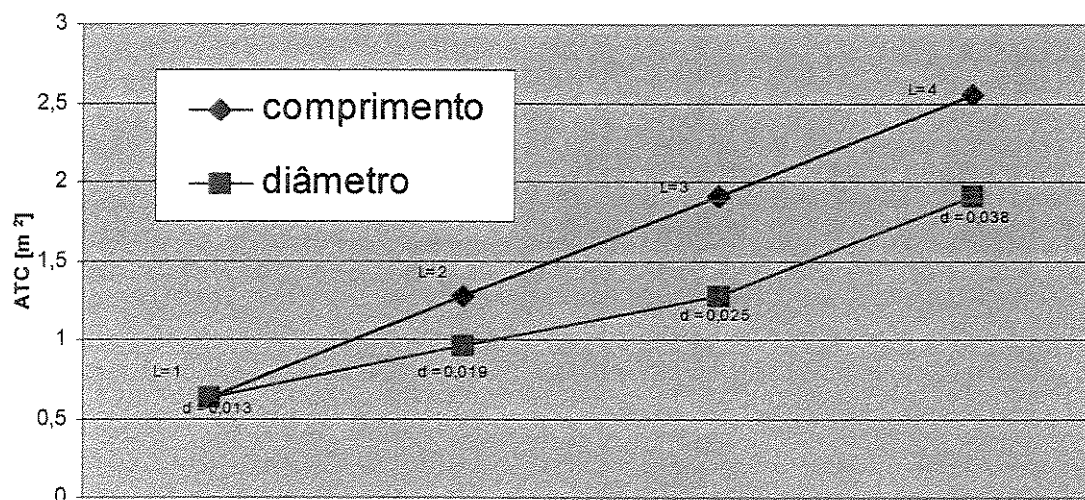


Figura 7.11. Variação da área de transferência de calor com diferentes diâmetros e comprimentos de tubos da serpentina.

Na figura 7.12. aparecem representados os diferentes valores de NTU disponíveis para o absorvedor quando variam os parâmetros construtivos. Nota-se, que como no caso da área de transferência de calor, o efeito de aumentar em 1 m o comprimento dos tubos, equivale a aumentar em 0,0125 o diâmetro do tubo de 2 m.

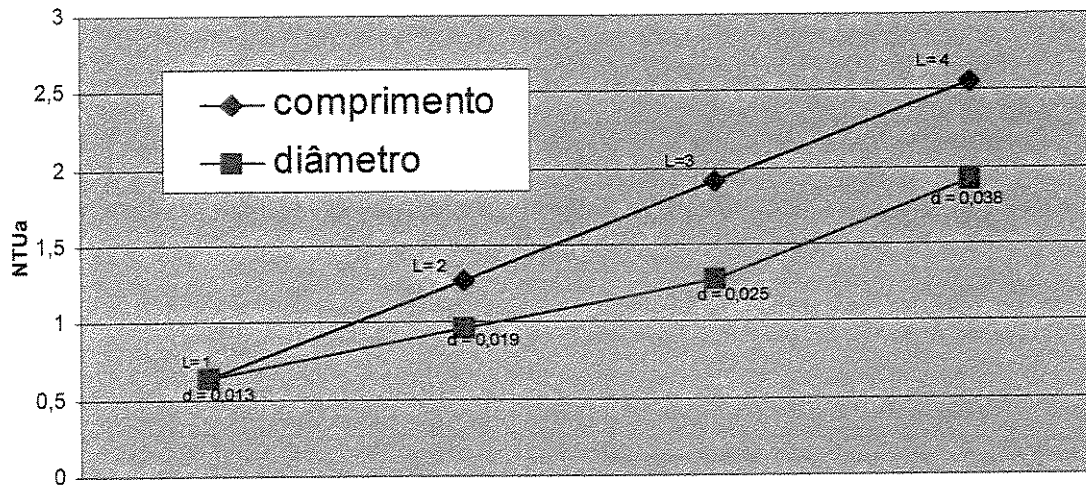


Fig. 7.12. Variação do NTU disponível com diferentes diâmetros e comprimentos de tubos da serpentina.

Na realidade há uma pequena diferença entre ambos efeitos sobre o NTU disponível, porque o valor do coeficiente de transferência de massa entre a água e o ar apresenta um ligeiro aumento, quando mantendo os fluxos de água e ar constante, se incrementa o diâmetro dos tubos e aumenta a velocidade do fluxo de ar entre as serpentinas, mas toda esta variação é desprezível com respeito ao aumento da área de troca térmica.

Já na figura 7.13 aparece um resultado importante. Como a relação entre o volume de transferência de massa e o comprimento dos tubos é linear, quando se incrementa este último o volume aumenta de forma monótona. Porém, a relação entre o volume e o diâmetro é quadrática, implicando em um grande aumento do volume por cada unidade de incremento do diâmetro.

Este resultado pode confundir o projetista numa primeira e simples análise, quando compara as alternativas de aumento do comprimento ou diâmetro das serpentinas. Do ponto de vista da área de transferência e o NTU disponível do trocador, aumentando em um metro o

comprimento dos tubos de 0,0254 m equivale a aumentar em 0,0125 m os tubos de 2 m, mas aumentado o diâmetro pode ser aumentado o volume de transferência de massa de forma considerável, em relação ao aumento deste com o comprimento.

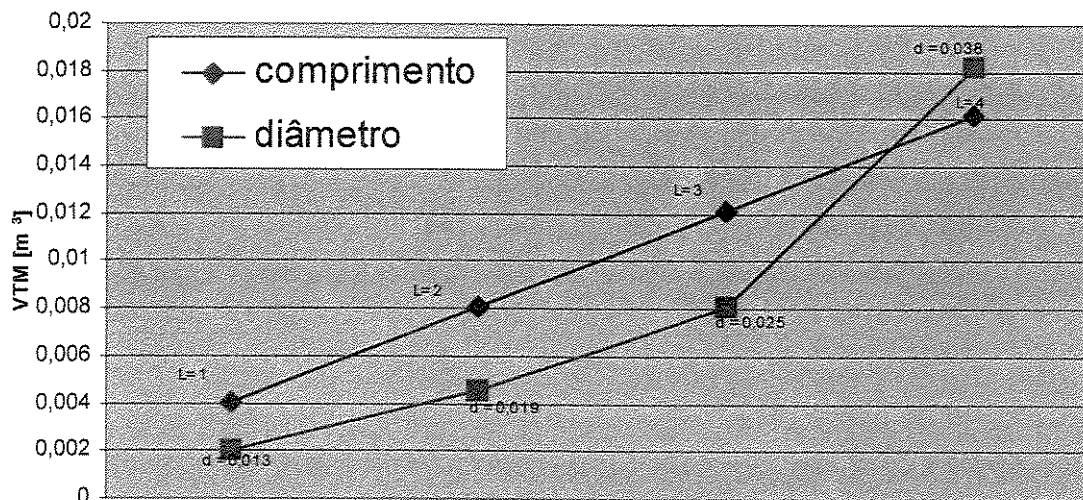


Figura 7.13. Variação do volume de transferência de massa com diferentes diâmetros e comprimentos de tubos da serpentina.

Porém, o desempenho da transferência de calor no absorvedor evaporativo não está dado simplesmente pela área de troca de calor, mas também pelos coeficientes de transferência de calor e massa tanto da solução e o vapor dentro dos tubos, como entre a solução e a água que flui por fora, e entre esta e o ar que flui através do banco de serpentinas. Obtendo-se baixos coeficientes de transferência de calor e massa dentro dos tubos, certamente o desempenho do processo de absorção diminuirá sensivelmente.

Na figura 7.14 está representada a variação da área frontal, ou área de fluxo das serpentinas com o aumento do diâmetro dos tubos. Nota-se como esta também possui uma relação quadrática com o diâmetro, o que implica que para pequenas variações do diâmetro as variações na área de fluxo, e nos parâmetros que dependem diretamente desta, serão consideráveis.

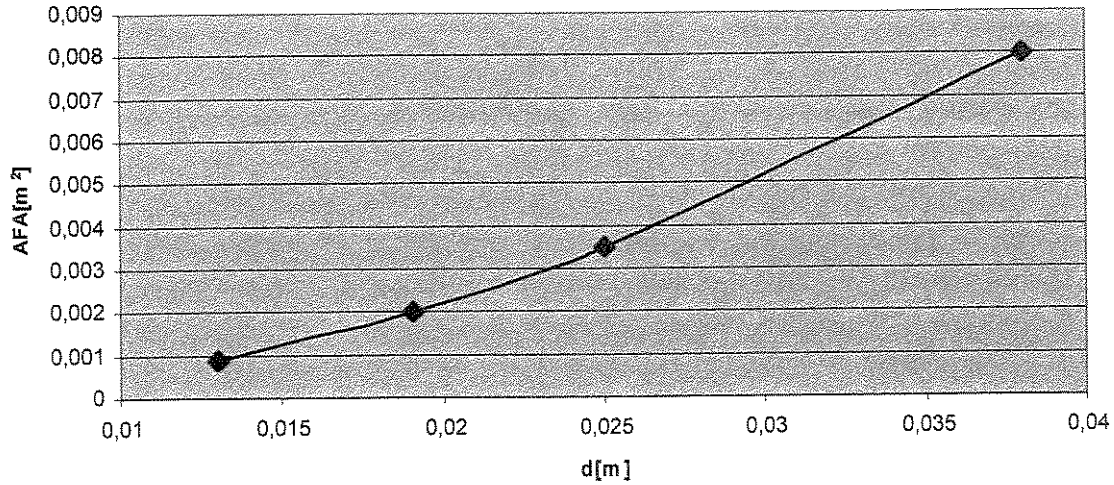


Figura 7.14. Variação da área frontal de fluxo para diferentes diâmetros dos tubos da serpentina.

O primeiro efeito que aparece com o aumento do diâmetro é a diminuição das velocidades do fluxo dentro dos tubos. É conhecido que uma diminuição da velocidade da solução traz uma diminuição do número de Reynolds e por conseqüência uma diminuição do número de Nusselt, que afeta diretamente o coeficiente de transferência de calor.

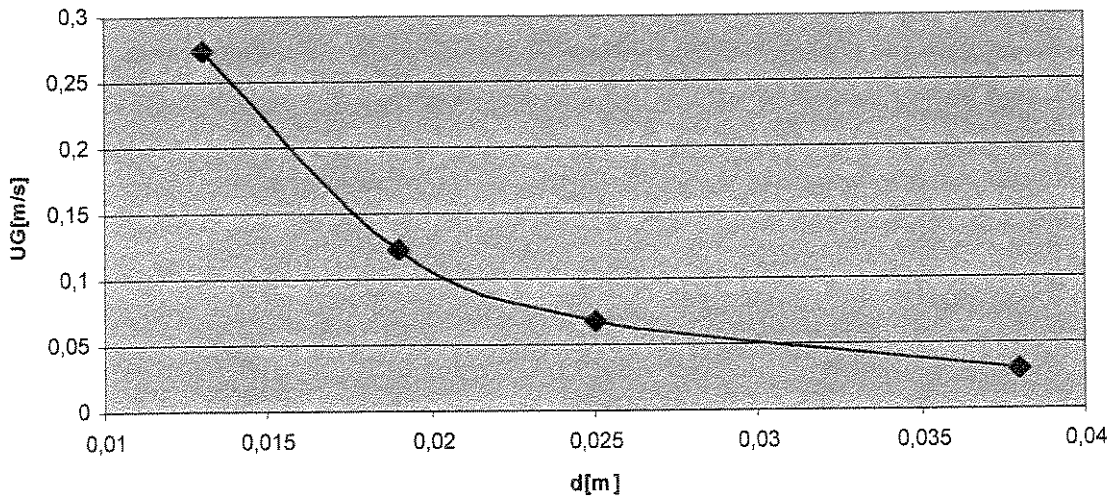


Figura 7.15. Variação da velocidade superficial do gás no interior dos tubos para diferentes diâmetros dos tubos da serpentina.

Já na figura 7.15 aparece a variação da velocidade do gás (vapor de amônia) dentro dos tubos para diferentes valores do diâmetro. A diminuição da velocidade do gás afeta diretamente o coeficiente de transferência de massa, fazendo-o diminuir.

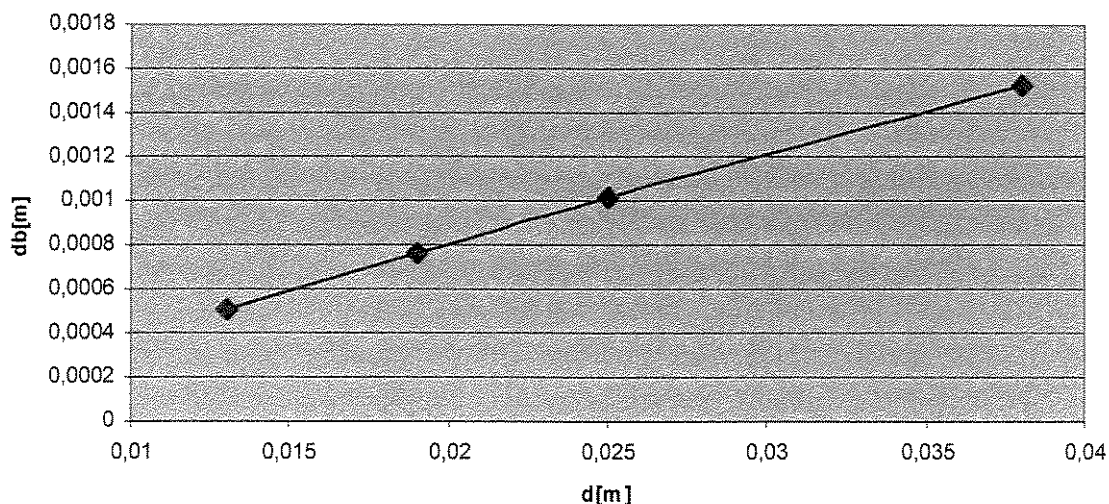


Figura 7.16. Variação do diâmetro médio de bolha para diferentes diâmetros dos tubos da serpentina.

Na figura 7.16. aparece representada a variação do diâmetro médio da bolha com respeito ao incremento do diâmetro do tubo. Na realidade, as bolhas passam de um diâmetro maior na entrada da serpentina até um diâmetro bem menor, ou desaparecem, no final, porém todas as correlações possíveis para a determinação do diâmetro da bolha apontam que este é diretamente proporcional ao diâmetro do tubo.

Entretanto, todas as correlações para o cálculo da área interfacial, responsável pelo contato entre o vapor de amônia e a solução, e todas as correlações para avaliar o coeficiente de transferência de massa em absorvedores de bolhas, indicam que ambos parâmetros variam em forma inversamente proporcional ao diâmetro da bolha, e por conseqüência ao diâmetro do tubo.

Na figura 7.17 mostra-se a variação da área interfacial com o diâmetro do tubo. Nesta figura se nota que, aumentando o diâmetro, a área interfacial se reduz de forma acentuada, fazendo com que diminua a transferência de massa dentro do absorvedor.

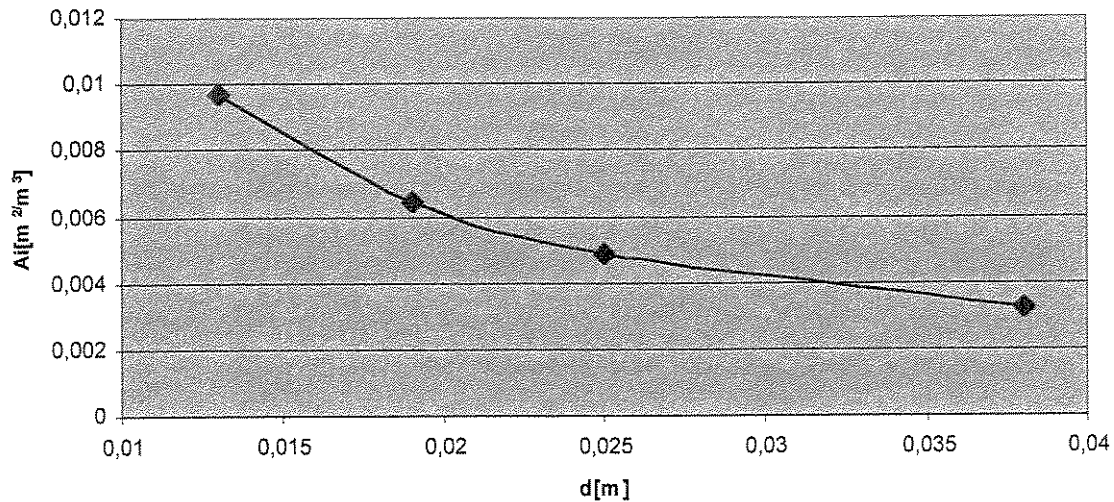


Figura 7.17. Variação da área interfacial de transferência de massa e energia para diferentes diâmetros dos tubos da serpentina.

Na figura 7.18. está representada a variação do coeficiente global médio de transferência de massa com o diâmetro do tubo. Nota-se que, como no caso da área interfacial, o coeficiente de transferência de massa diminui significativamente com o aumento do diâmetro dos tubos.

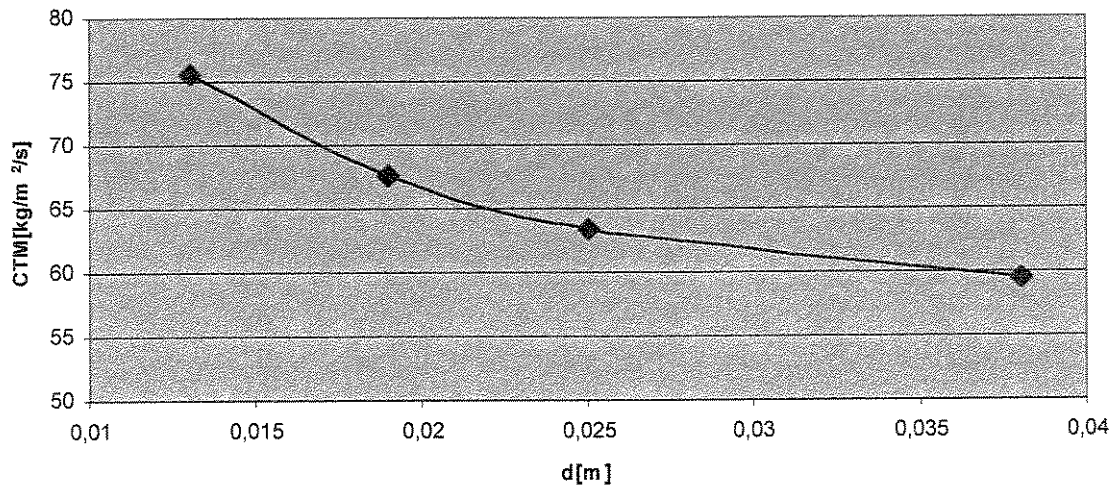


Fig. 7.18. Variação do coeficiente global médio de transferência de massa para diferentes diâmetros dos tubos da serpentina.

Uma vez que os coeficientes de transferência de massa e de calor dentro dos tubos conjuntamente com a área interfacial diminuem com o aumento do diâmetro dos tubos, implica em que o coeficiente global de transferência de calor da solução até o ar de resfriamento se reduz significativamente.

Esta situação não acontece quando é aumentado o comprimento dos tubos, pois neste caso, o diâmetro médio das bolhas permanece constante, ou tende a diminuir ao longo da serpentina, permanecendo os coeficientes de transferência de calor quase constantes como a área interfacial.

Capítulo 8

Conclusões e recomendações

8.1. Conclusões

1.- Os objetivos perseguidos no presente trabalho foram atingidos:

Foi efetuada a simulação numérica do absorvedor sob operação em regime permanente. Além do modelo detalhado do absorvedor, foram modelados, de forma global e simplificada, o condensador e o resfriador de solução pobre, fechando assim, os balanços de massa e energia na torre evaporativa.

Os resultados da simulação, foram comparados com os valores médios obtidos via experimental e com os valores obtidos pela simulação de Rodríguez (1999), com uma margem de erro estreita. As maiores diferenças são devidas às dificuldades de uma rigorosa avaliação experimental dos coeficientes de transferência de calor e massa nos trocadores, e à determinação real dos fluxos de água e ar que corresponde a cada trocador dentro da torre de resfriamento evaporativo.

A partir da simulação foi feita uma análise rigorosa do desempenho do absorvedor, procurando conhecer onde, especificamente, estão os problemas que diminuem seu rendimento e quais as possíveis soluções.

Foi elaborado um programa de computação que permite simular a operação e o desempenho de um absorvedor de tubos horizontais de borbulhas. Este permite simular o resfriamento do trocador tanto de forma evaporativa, quanto por água ou ar diretamente.

2.- A respeito da operação do absorvedor:

O desempenho do absorvedor é baixo devido à insuficiente troca de calor, que não permite transferir totalmente o calor de absorção, mantendo uma alta temperatura da solução rica à saída do absorvedor. Isto faz com que a concentração da solução rica seja menor do que a esperada no projeto (0.367 ao invés de 0.38).

De acordo com os resultados simulados, aproximadamente 20 % do vapor que é formado no evaporador não é absorvido pela solução no absorvedor, fazendo com que diminua o fluxo de solução rica, comprometendo o processo de retificação, tanto pela diminuição do fluxo, quanto pela elevada temperatura, pois este é o meio de resfriamento no retificador.

Observando a temperatura à saída do absorvedor nota-se que esta é muito alta, aproximadamente 42°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 ineficiente a recuperação do calor de retificação e diminui a eficiência do processo de evaporação.

Todos os problemas acima colocados podem ser minimizados com o desenho ótimo do absorvedor de tipo evaporativo que possui o sistema. Com este objetivo, foi feita uma análise de alternativas para aumento da superfície de troca de calor, concluindo que é mais efetivo aumentar o comprimento dos tubos que conformam o absorvedor, antes de aumentar o diâmetro.

8.2. Recomendações

Um dos maiores problemas para introdução das máquinas de absorção no mercado é precisamente seu alto custo de investimento. Entretanto, o equipamento mais caro dentro da máquina é precisamente o absorvedor. O emprego de absorvedores de borbulhas resfriados evaporativamente, ou com ar, poderia ser uma solução econômica onde vale a pena investir esforços para diminuir os custos de materiais e de operação.

Por esta razão é altamente recomendado dar continuação a este trabalho. Alguns dos equipamentos experimentais e sensores, que constam do sistema atualmente, foram colocados durante a realização deste trabalho, outros tiveram que ser modificados para obter as medições necessárias. Todo isto levou considerável esforço e tempo.

Contudo não se conseguiu aprofundar ainda mais na avaliação experimental dos coeficientes de transferência de calor e massa destes trocadores evaporativos devido a sua complexa operação em que aparecem várias fases e diferentes substâncias. Precisando-se, assim, de um sistema de aquisição mais complexo para efetuar esta avaliação.

Com poucos recursos a mais e certas modificações, principalmente para a colocação de sensores, poder-se-á estabelecer um sistema de medições completo para a determinação mais rigorosa das características fundamentais dos trocadores evaporativos, relativas à transferência de calor e massa.

Recomenda-se criar uma base de dados capaz de fornecer dados confiáveis a respeito dos processos que ocorrem nos sistemas de absorção água-amônia, para serem utilizados nos projetos e otimização destas máquinas.

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 em relação a um de seus componentes mais complexos, e onde aparecem as maiores irreversibilidades, segundo foi comprovado em trabalhos anteriores.

Com a integração do trabalho acima, o presente trabalho, e o modelo global estabelecido por Rodríguez (1999), ter-se-á uma ferramenta eficaz para o projeto e avaliação da operação em regime permanente destes sistemas de absorção que empregam o par água - amônia, para as mais diversas condições externas, razão pela qual também é recomendado um trabalho neste sentido.

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.
- Åhlby, L., et al. *NH₃/H₂O-LiBr as working fluid for the compression/absorption cycle*. Int. Journal of Refrig, v. 16, n. 4, p. 265-273, 1993.
- Abrahamsson, K., Jernqvist, Å, *Carnot comparison of multi-temperature level absorption heat cycles*. Int. Journal of Refrig. v. 16, n. 4, p. 240-246, 1993.
- Alvarez, S. G e Trepp, CH. *Simulation of a solar driven aqua-ammonia refrigeration system. Part 1: Mathematical description and system optimization*. Int. Journal of Refrig., v. 10, n. 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.
- Beutler, A., et al., *Surfactants and fluid properties*. Int. Journal of Refrig., v. 19, n. 5, p. 342-346, 1996.
- Bird, R. B.; et al. *Transport Phenomena*. John Wiley & Sons, Inc. 1960.
- Bjrstöm, H. e Raldow, W. *Absorption process*. Energy Research v. 5. n. 43. 1981.
- Bonacina, C., et al. *Numerical solution of phase-change problems*. Int. J. Heat Mass Transfer. v. 16. p. 1825-1832. 1973.
- Bošnjakovic, F. *Technical Thermodynamics*. Holt, Rinehart and Winston, 1965 (Translation of *Technische Thermodynamik*, Part II, Theodor Steinkopff, Dresden und Leipzig, 1951).
- 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 Refrig. v. 12, 202. 1989.
- Carnahan, B. et al. *Applied Numerical Methods*. John Wile & Sons, New York. 1969.

- Carvalho, J. G. *Alternativas para o uso do gás natural em sistemas de refrigeração por absorção*. rev. ABRAVA. 1990.
- Charia, M et al. *Machines frigorifiques a absorption (NH₃-H₂O) fonctionnant avec des captours plans sur le site de Rabat*. Revue. Generale do Froid, 14. 1991.
- Chua, H. T., et al., *Entropy production analysis and experimental confirmation of absorption systems*. Int. Journal of Refrig. v. 20, n. 3, p 179-190, 1997.
- 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.
- Da Silva, A. *Avaliação energética e exergética de uma instalação por absorção (água-amônia) para produção de gelo a partir de vapor de processo*. Tese (Mestrado). FEM. 32/94. UNICAMP. 1994.
- De Oliveira, S. e Le-Goff, P. *Otimização exergética de trocadores de calor e massa: Aplicação a máquinas térmicas com ciclo de absorção*. 4º Encontro Brasileiro de Ciências Térmicas. Dez. 1-2. Rio de Janeiro. 1992.
- El-Dessouky, H. T. A., et al., *A modified analysis of counter flow wet cooling towers*. Journal of Heat Transfer, v. 119, p. 617-626, agosto 1997.
- El-Sayed, M. 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.
- El-Sayed, M.M., Selim, A.M., *Interfacial mass transfer and mass transfer coefficient in aqua ammonia packed bed absorber*. Int. Journal of Refrig. n.22, p. 263-274, 1999.

- El-Sayed, M.M., Selim, A.M., *Performance of a packed bed absorber for aqua ammonia absorption refrigeration system*. Int. Journal of Refrig. n.22, p. 283-292, 1999.
- Erens, P. J., Dreyer, A. A., *Modelling of indirect evaporative air coolers*. Int. Journal of Heat Mass Transfer, v. 36, n. 1, p 17-26, 1989.
- Ferreira, C. A., et al., *Heat and mass transfer in vertical tubular bubbler absorbers for ammonia-water absorption refrigeration systems*. Int. Journal 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*. P. 6-17. John Wiley & Sons. 1972.
- Fujita, T. *Falling liquid films in absorption machines*. Int. Journal of Refrig. v. 16, n. 4, p. 282-294, 1993.
- Gargioni et al. *Refrigeração por absorção*. Publicação da U.F.S.C. 1972.
- Gómez, L. C., Jabardo, J. M. S., *Simulação de trocadores de calor evaporativos*. 15º Congresso Brasileiro de Engenharia Mecânica, 1999.
- Gómez, L. C., et. al., *Correlações de transferência de calor e massa para resfriadores evaporativos – estudo comparativo*. 15º Congresso Brasileiro de Engenharia Mecânica, 2000.
- González, M. L. *Cálculo dos ciclos teóricos de instalações de refrigeração por absorção de Água e Brometo de Lítio*. Publicação da U.F.S.C. 1975.

- 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.
- Grossman, G. et al. *Solar powered environment control criteria and realization*. Proc. 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. *Heat and mass transfer in film absorption*. Hanbook of heat and mass transfer, v 2, Mass Transfer and Reactor Design, Cheremisinoff, M. P., ed. Gulf Pub. Comp. Houston. 1986.
- 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 Kallwitz, P. *One stage absorption heat pump with NH₃-H₂O pair. Output power of one or more megawatts.* *Iinde Ber Techn Wiss* 47. 3. 1980.
- Hoffmann, L. et al. *Experimental investigation of heat transfer in a horizontal tube falling film absorber with aqueous solutions of LiBr with and without surfactants.* *Int. J. Refrig.* v.19, n.5, p.331-341, 1996.
- Holland, C. D. *Fundamentals and Modeling of Separation Processes.* Prentice Halls. Englewood Cliffs. 1975.
- Incropera, F. P e De Witt, D. P. *Fundamentals of heat and mass transfer.* John Wiley & Son, 1990.
- Ismail, K. A. R. et al. *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 Unerversity 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, p. 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. p. 637-652. 1994.
- 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.
- Kandtikar, S. G. *A new absorber heat recovery cycle to improve the COP of aqua-ammonia absorption refrigeration system*. ASHRAE Trans. 88 (1). 141. 1982.
- Kang, Y. T., Akisawa, A., Kashiwagi, T. *Experimental correlation of combined heat and mass transfer for NH₃-H₂O falling film absorption*. Int. Journal of Refrig. n.22, p. 250-262, 1999.
- 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, 1969.
- King, C. J. *Separation Process*. 2nd Edition. McGraw-Hill. New York. 1980.
- Koshkin, N. N. *Máquinas Frigoríficas*. Ed. Mir. Moscou. URSS. 425-480. 1981.

- Kreid, D. K., et al. *Approximate analysis of heat transfer from the surface of a wet finned heat exchanger*. ASME, paper n. 78-HT-26, 1978.
- Krishnamurthy, R. e Taylor, R. *A Nonequilibrium Stage Model of Multicomponent Separation Processes*. AIChE Journal. Vol. 31. No. 3. pp 449-456. March. 1985.
- Lauder, B. E. e Massey T. H. *The numerical prediction of viscous flow and heat transfer in tube banks*. Journal of Heat Transfer. v. 100. p. 565-571. Nov. 1978.
- Leidenfrost, W. e Korenic, B. *Evaporative cooling and heat transfer augmentation related to reduced condenser temperatures*. Heat Transfer Eng., v. 3, n. 3-4. p. 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 (Doutorado) 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.
- Mitrovic, J., Armbruster, R. *Evaporative cooling of a falling water film on horizontal tubes*. Experimental Thermal and Fluid Science n. 18, p. 183-194, 1998.

- Mizushina, T., et al. *Experimental study of an evaporative cooler*. International Chem. Eng., v. 7, n. 4, p. 727-732, 1967.
- Mizushina, T., et al. *Characteristics and methods of thermal design of evaporative coolers*. Int. Chem. Eng. v. 8, n. 3, p 532-538, 1968.
- Möller, R, Knoche, K.F. *Surfactants with NH₃ – H₂O* . Int. Journal of Refrig., v. 19, n.5, p. 317-321, 1996.
- Molt, K. *Termodinamische Modellierung von Prozessen ein – und zwei stufiger Sorptionswärmepumpe*. VDI – Fortschrittbericht, Reihe 6, Nr. 157, 1984.
- Morejon, C. F. M., Brum, N. C., *Simulador para projeto de ciclos de refrigeração por absorção*. Congresso de Ar Condicionado, Refrigeração, Aquecimento e Ventilação do Mercosul, 2000.
- 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., v. 57, n. 32. p. 138-149, 1954.
- Perez-Blanco, H., Bird, W. A., *Study of heat and mass transfer in a vertical tube evaporative cooler*. Journal of Heat Transfer, Trans. ASME v. 106, n. 1, p 210-215, 1984.
- 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.

- Peterson, D. et. al., *Predicting the performance of an evaporative condenser*. Journal of Heat Transfer, v. 110, p. 748-753, agosto, 1988.
- Plank, R., *Handbuch der Kältetechnik: unter mitarbeit zahlreicher fachleute*. Berlin: Springer-Verlag, 1959.
- Pratts, Milanés. R. *Melhoramento de um sistema de refrigeração por absorção água - amônia para a fabricação de gelo*. Tese (Mestrado) FEM 08/97. UNICAMP. 1997.
- Ramachandran, A. *Energy conservation and waste energy recovery in industry*. Key Note Lecture. Heat Transfer Equipment Design. Hemisphere Publishing Corporation. 1988.
- Rane, M. V., et. al. *Performance enhancement of a two-stage vapour compression heat pump with solution circuits by eliminating the rectifier*. Int. Journal of Refrig., v. 16, n.4, p. 247-257, 1993.
- Rane, M. V., Radermacher, R. *Feasibility study of a two-stage vapour compression heat pump with ammonia-water solution circuits: experimental results*. Int. Journal of Refrig., v. 16, n.4, p. 258-264, 1993.
- Rodriguez, Silverio. R. *Modelagem Simulação e análise de um sistema de refrigeração por absorção água - amônia para a produção de gelo em escamas*. Tese (Doutorado) FEM 07/99. UNICAMP. 1999.
- 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.
- Seara, J.F., Vázquez, M. *Sistema de refrigeración por absorción con NH₃-H₂O para la producción de frío em barcos de pesca accionado con el calor residual de los gases de escape de los motores*. Congresso Mercofrio, 2000.
- Shiran, Y. et al. *Computerized design and economic evaluation of an aqua-ammonia solar operated absorption system*. Solar Energy, 29. 43. 1982.
- Stephan, K. *History of absorption heat pumps and working pairs in Europe*. Int. Journal of Refrig. v. 7, n. 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.
- Stoecker, W. F and L. D. Reed. *Effect of the operating temperatures on the coefficient of performance of acqua – ammonia refrigerating systems*. ASHRAE Transactions 77 (1). 163-169.
- Threlkeld, J. L. *Thermal environmental engineering*. Prentice-Hall, Englewood Cliffs, New Jersey, 85-115. 1970.

- Treybal, R. E. , Parker, R. O. *The heat mass transfer characteristics of evaporative coolers.* AIChE Chem. Eng. Progr. Symp. Ser. v. 57, n. 3, p 138-149, 1961.
- Tyagi, K. P. *Design Cut – off temperatures of aqua – ammonia absorption refrigeration system.* Recovery Systems & CHP. v. 8, n. 4, p 371 - 373, 1988.
- Tyagi, K. P. *Design parameters of aqua – ammonia vapour absorption refrigeration system.* Recovery Systems & CHP. v. 8, n. 4, p 375 - 377, 1988.
- Vilser, L. *Wärme- und Stoffaustausch an wasserberieselten Rippenrohren.* Dissertação, Univ. Stuttgart, 1982.
- Voller, V. R. e Cross, M. *Accurate solutions of moving boundary problems using the enthalpy method.* Int. J. Heat Mass Transfer. v. 24. p. 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. v. 30. p. 1709-1719. 1987.
- Wang, C. C., et. al. *Effect of circuit arrangement on the performance of air-cooled condensers.* Int. Journal of Refrig., n. 22, p. 275-282, 1999.
- Wassenaar, R. H. *Measured and predicted effect of flowrate and tube spacing on horizontal tube absorber performance.* Int. Journal of Refrig. v. 19, n.5, p. 347-355, 1996.
- Webb, R. L. *A unifiield theoretical treatment for thermal analysis of cooling towers, evaporative condensers, and fluid coolers.* ASHRAE Trans., v. 90, Part 1, 1984.
- Webb, R. L. *A unifiield theoretical treatment for thermal analysis of cooling towers, evaporative condensers, and fluid coolers.* ASHRAE Trans., v. 90, Part 2B, p 398-415, 1984.

- Webb, R. L. e Villacres, A. *Algorithms for performance simulation of cooling towers, evaporative condensers and fluid coolers*, ASHRAE Trans., v. 90, Part 2, p 416-458, 1984.
- Weinstein, A. e Chen, C. *Cooling by solar heat*. AIAA/AAS Solar Energy for Earth Conference, Los Angeles, California, April 21. 1975.
- Yih, S. *Modelling heat and mass transport in falling liquid film*. Handbook of heat and mass transfer, v 2, Mass Transfer and Reactor Design, Chermisinoff, M. P., ed. Gulf Pub. Comp. Houston. 1986.
- Zalewski, W. *Mathematical model of heat and mass transfer processes in evaporative condensers*. Int. Journal of Refrig. v. 16, n. 1, p 23-30, 1993.
- Zalewski, W., Gryglaszewski, P. A. *Mathematical model of heat na mass transfer processes in evaporative fluid coolers*. Chemical Engineering and Processing, n. 36, p 271-280, 1997.
- Ziegler, F. *Editorial*. Int. Journal of Refrig. v.19, n.5, p.299-300. 1996.
- Ziegler, F., Grossman, G. *Heat-transfer enhancement by additives*. Int. Journal of Refrig. v.19, n.5, p. 301-309, 1996.
- Ziegler., B. e Trepp, CH. *Equation of State for ammonia-water mixtures*. Int. Journal of Refrig. v. 7, n.2., p. 101-106. 1984.
- Zoghbi F°, J. R. B., Jabardo, J. M. S. *Avaliação experimental do desempenho térmico de condensadores resfriados a ar de distintas configurações*. 15° Congresso Brasileiro de Engenharia Mecânica, 2000.
- Zukowski Jr, J. C.. *Estudo da sensibilidade em um sistema de refrigeração por absorção água - amônia*. Tese (Doutorado) FEM 10/99. UNICAMP. 1999.

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. Indústria e Comércio. (Canoas/RS). 1990.

YORK DIVISION OF BORG - WARNER CORPORATION. Solar applications of ES Absorption Chillers. Form 155-16-TD (575) - York (USA).

Anexo I

Avaliação dos processos evaporativos e dos coeficientes de transferência de calor e massa.

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 AI-1. e AI-2, respectivamente.

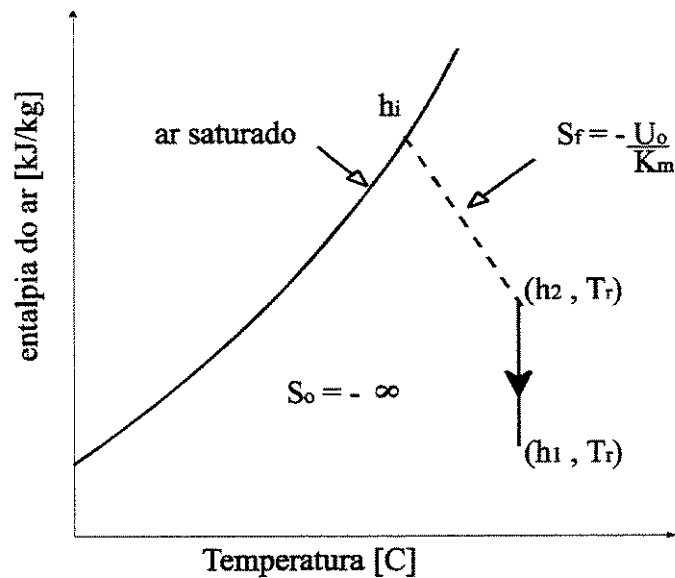


Figura AI-1. Processo de condensação evaporativa.

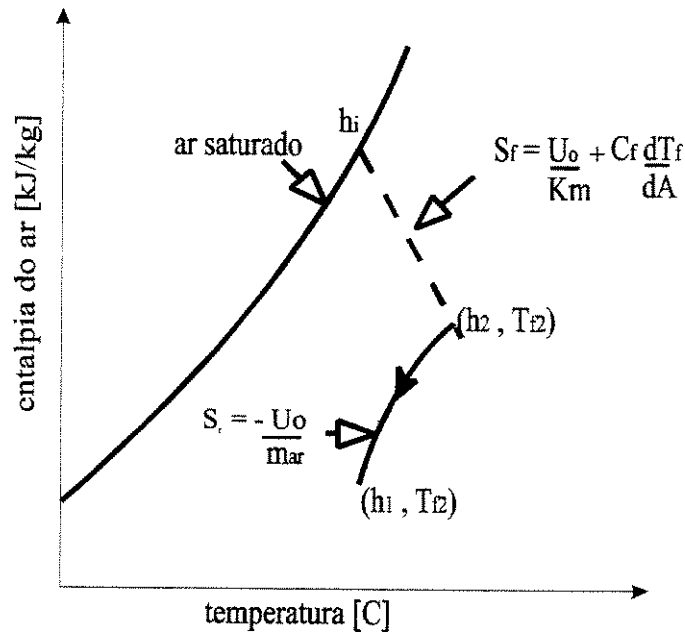


Figura AI-2. Processo de resfriamento evaporativo.

Cada uma destas figuras mostra:

i) A linha de saturação do ar, $h_i(T_i)$, o ar é considerado 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:

$$\text{Condensador:} \quad m_r dH_r = m_{ar} dh_{ar} \quad (\text{AI-1a})$$

$$\text{Resfriador:} \quad C_f dT_f = m_{ar} dh_{ar} - C_w dT_w \quad (\text{AI-1b})$$

para o termo dh_{ar}/dT . O valor desta inclinação para cada trocador é:

$$\text{Condensador:} \quad S_o = \frac{dh_{ar}}{dT_r} = \infty \quad (\text{AI-2a})$$

$$\text{Resfriador:} \quad S_o = \frac{dh_{ar}}{dT_f} = \frac{C_f}{m_{ar}} + \frac{C_w}{m_{ar}} \frac{dT_w}{dT_f} \quad (\text{AI-2b})$$

A equação (AIV-2a) mostra que para o condensador $S_o = \infty$, porque no processo de condensação a temperatura permanece constante. A equação (AIV-2b) mostra que S_o varia com a posição vertical no banco de serpentinas, de modo 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_b ou T_r). As equações:

$$\text{Condensador:} \quad U_o(T_f - T_i)dA = K_m(h_i - h_{ar})dA \quad (\text{AI-3a})$$

$$\text{Resfriador:} \quad U_o(T_f - T_i)dA = K_m(h_i - h_{ar})dA - C_w dT_w \quad (\text{AI-3b})$$

podem ser resolvidas 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-3) são:

$$\text{Condensador:} \quad S_T = -\frac{h_w}{K_m} \quad (\text{AI-4a})$$

$$\text{Resfriador:} \quad S_T = -\frac{U_o}{K_m} + \frac{1}{T_i - T_f} \frac{C_w}{K_m} \frac{dT_w}{dA} \quad (\text{AI-4b})$$

As equações (AI-4a e 4b) mostram 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.

Para a avaliação dos coeficientes de transporte nestes trocadores é estabelecido o seguinte algoritmo:

1.- Fazendo uma distribuição de água e ar para cada trocador, considerando que cada um receberá uma quantidade de ambos fluxos, proporcional à área de cada um, calculam-se as entalpias de saída do ar de cada trocador (h_{ar2}), através das equações de balanço:

$$\text{Condensador: } \dot{m}_{ar}(h_{ar2} - h_{ar1}) = \dot{m}_r \Delta H_r \quad (\text{AI-1a})$$

$$\text{Resfriador: } \dot{m}_{ar}(h_{ar2} - h_{ar1}) = C_f(T_{f1} - T_{f2}) \quad (\text{AI-1b})$$

$$\text{Absorvedor: } \dot{m}_{ar}(h_{ar2} - h_{ar1}) = \dot{m}_{sr}h_{sr} - (\dot{m}_v h_v + \dot{m}_{sp} h_{sp}) \quad (\text{AI-1b})$$

2.- Considerando que as temperaturas das interfaces água-ar coincidem com as temperaturas do filme de água que escoia sobre as serpentinas de cada trocador, determina-se o valor da entalpia do ar na interface (h_i), e com isto pode-se determinar o valor do coeficiente de transferência de massa K_m , como segue:

$$\frac{K_m * A}{\dot{m}_{ar}} = \ln \frac{h_i - h_{ar1}}{h_i - h_{ar2}} \quad (\text{AI-3})$$

K_m é também avaliado pela equação de Webb (1984), e comparado com o valor obtido a partir das medições experimentais, para uma melhor e exata avaliação:

$$\frac{K_m a}{G_{ar}} = (2.54e - 02) Re_{ar}^{-0.1} Re_w^{0.15} D_o^{-1.6} \quad (\text{AI-4})$$

3.- Assumindo um valor médio de h_{ar} , entre h_{ar1} e h_{ar2} , e assumindo pequenos incrementos da temperatura da água de resfriamento, através das medições experimentais, pode-se obter um valor aproximado do coeficiente global de transferência de calor para cada trocador, através das seguintes expressões:

$$\text{Condensador: } U_o(T_f - T_i)dA = K_m(h_i - h_{ar})dA \quad (\text{AI-5a})$$

$$\text{Resfriador: } U_o(T_f - T_i)dA = K_m(h_i - h_{ar})dA - C_w dT_w \quad (\text{AI-5b})$$

$$\text{Absorvedor: } U_o(T_f - T_i)dA = K_m(h_i - h_{ar})dA - C_w dT_w \quad (\text{AI-5b})$$

Neste caso as temperaturas do fluido são tomadas como a média entre as temperaturas de entrada e saída de cada trocador. No caso do absorvedor em especial, a temperatura de entrada no trocador é avaliada através de balanços de massa e energia entre os fluxos de vapor e de solução pobre que entram no absorvedor.

O coeficiente global de troca de calor é também avaliado a partir da seguinte expressão:

$$\frac{1}{U_o} = \left(\frac{1}{h_i} + R_f \right) \frac{D_o}{D_i} + \frac{t}{K_t} \frac{D_o}{D_i} + \frac{1}{h_w} \quad (\text{AI-6})$$

Os coeficientes peliculares de transferência de calor são calculados a partir das equações apresentadas no capítulo 4.

4.- O coeficiente de transferência de massa dentro do absorvedor é avaliado através da quantidade de vapor absorvida pela solução pobre. Como é quase impossível medir área interfacial, o coeficiente avaliado experimentalmente, possui base volumétrica, assim:

$$\overline{Ka} = \frac{\dot{m}_v}{\text{Volumedoabsorvedor}} = \frac{\left(\frac{X_{sr} - X_{sp}}{Y_v - X_{sr}} \right) \dot{m}_{sp}}{n_f n_s \pi \frac{d^2}{4} L_t} \quad (\text{AI-7})$$

onde: n_f é o número de fileiras por serpentinas e n_s é o número de serpentinas.

5.- Para encerrar a avaliação são comprovadas as seguintes igualdades. Caso estas não procedam são variados os fluxos, e reavaliados os coeficientes de transferência de calor e massa:

$$\text{Condensador: } \frac{m_r \Delta H_r}{U_o} \frac{1}{T_r - T_i} = \frac{m_{ar}}{K_m} \ln \left(\frac{h_i - h_{ar1}}{h_i - h_{ar2}} \right) \quad (\text{AI-8a})$$

$$\text{Resfriador: } \frac{C_f}{U_o} \ln \left(\frac{T_{f1} - T_i}{T_{f2} - T_i} \right) = \frac{m_{ar}}{K_m} \ln \left(\frac{h_i - h_{ar1}}{h_i - h_{ar2}} \right) \quad (\text{AI-8b})$$

$$\text{Absorvedor: } \frac{\left(\frac{C_v \dot{m}_v + C_{sp} \dot{m}_{sp}}{\dot{m}_v + \dot{m}_{sp}} \right)}{U_o} \ln \left(\frac{T_{f1} - T_i}{T_{f2} - T_i} \right) = \frac{m_{ar}}{K_m} \ln \left(\frac{h_i - h_{ar1}}{h_i - h_{ar2}} \right) \quad (\text{AI-8b})$$

Anexo II

Diagrama para determinação da concentração da solução água-amônia em função da densidade e temperatura reais.

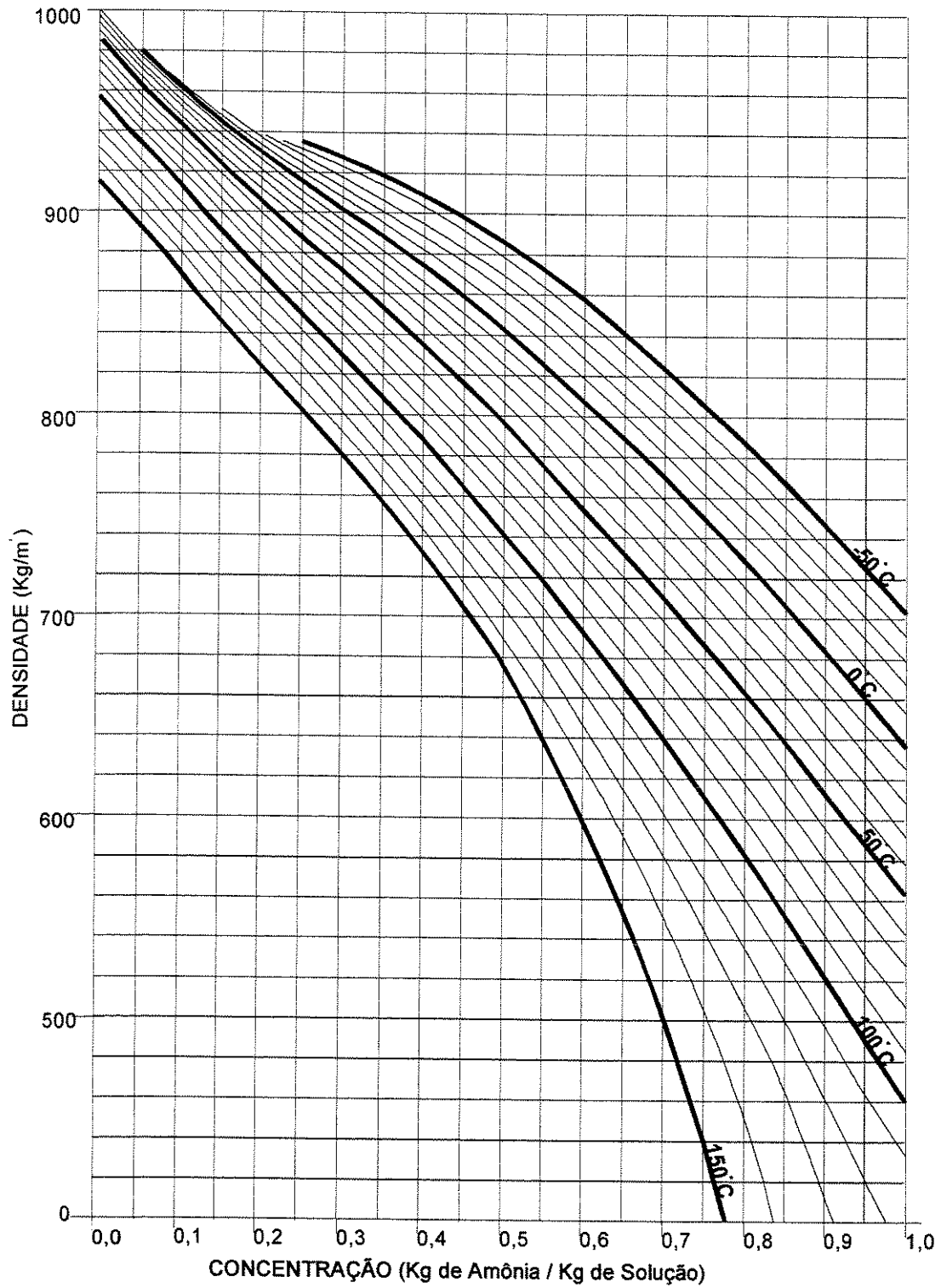


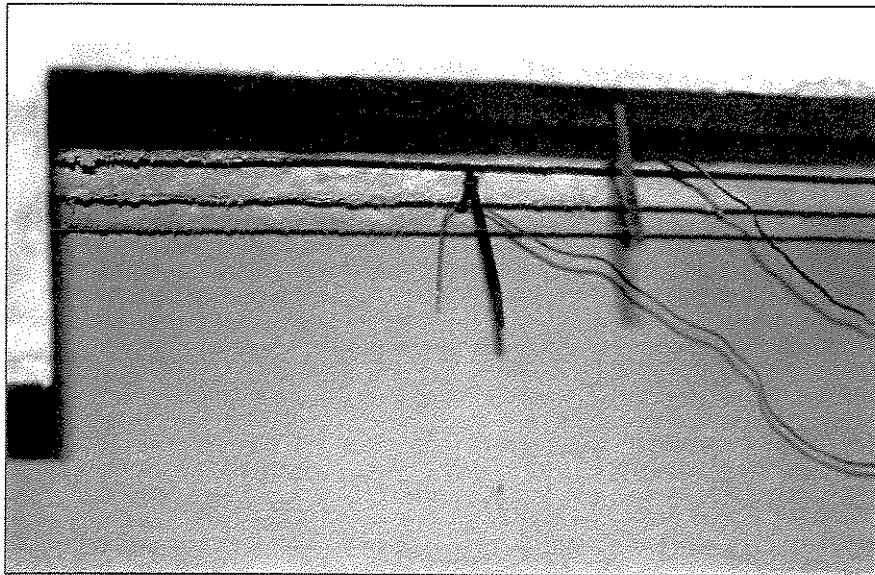
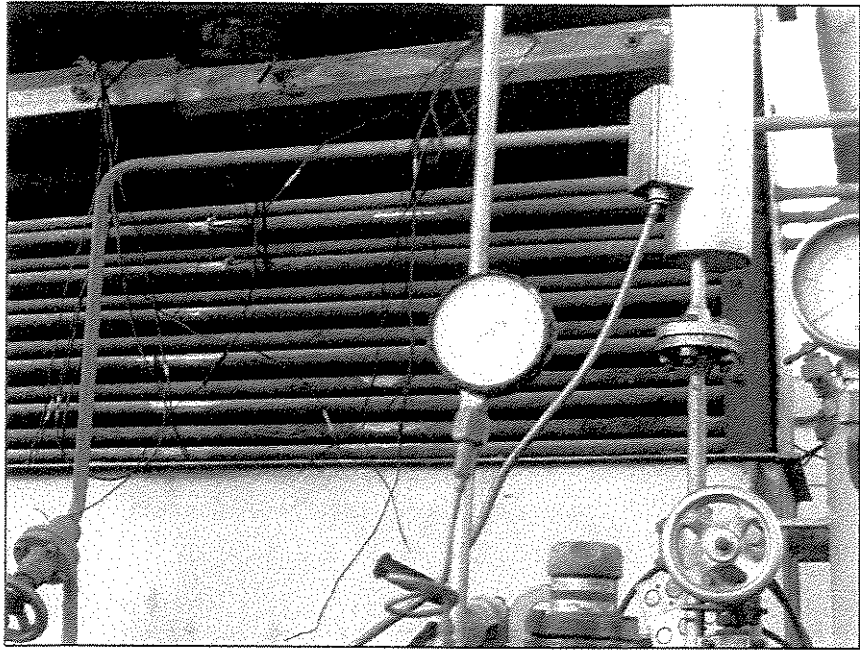
Figura AII-1. Diagrama Densidade x Concentração para Solução Água-Amônia.

Fonte: Manual Madef S.A. Indústria e Comércio, 1990.

Anexo III

Pontos de medição no feixe de tubos do absorvedor





Anexo IV

Valores médios das temperaturas de bulbos úmido e seco, tomadas em um ano, nos experimentos realizados no sistema de absorção do HC da Unicamp.

Tabela AIV-1. Temperaturas de bulbo úmido e bulbo seco em um ano.

Hora	Janeiro		Fevereiro		Março		Abril	
	B. U. (°C)	B. S. (°C)	B. U. (°C)	B. S. (°C)	B. U. (°C)	B. S. (°C)	B. U. (°C)	B. S. (°C)
0:00	21	22,3	21	22,3	19,9	21,1	18,8	20
1:00	19,9	21,1	19,9	21,1	18,8	20	17,7	18,9
2:00	19,3	20,6	19,3	20,6	18,2	19,5	17,1	18,4
3:00	18,8	20	18,8	20	17,7	18,9	16,6	17,8
4:00	18,8	20	18,8	20	17,7	18,9	16,6	17,8
5:00	19,1	20,4	19,1	20,4	18	19,3	16,9	18,1
6:00	19,9	21,1	19,1	21,1	18,8	20	17,7	18,9
7:00	21	22,3	19,9	22,3	19,9	21,1	18,8	20
8:00	21,9	23,4	21	23,4	21	22,3	19,9	21,1
9:00	22,4	24,5	21,9	24,5	21,9	23,4	21	22,3
10:00	22,4	25,4	22,4	25,4	21,9	24,3	21,3	23,1
11:00	23	26,5	22,4	26,5	22,4	25,4	21,9	24,3
12:00	23,3	27,9	23	27,9	22,8	26,8	22,2	25,7
13:00	23,9	29	23,3	29	23,3	27,9	22,8	26,8
14:00	23,9	30,1	23,9	30,1	23,3	28,9	22,8	27,9
15:00	23,9	30,7	23,9	30,7	23,3	29,6	22,8	28,5
16:00	23,9	30,1	23,9	30,1	23,3	29	22,8	27,9
17:00	23,9	29,6	23,9	29,6	23,3	28,5	22,8	27,4
18:00	23,3	29,3	23,9	29,3	22,8	28,1	22,2	27
19:00	23,3	28,1	23,3	28,1	22,8	27	22,2	25,9
20:00	23	27	23,3	27	22,4	25,9	21,9	24,8
21:00	22,8	25,9	23	25,9	22,2	24,8	21,7	23,7
22:00	22,2	24,8	22,8	24,8	21,7	23,7	21,1	22,6
23:00	22,1	23,4	22,2	23,4	21	22,3	19,9	21,1

Hora	Maio		Junho		Julho		Agosto	
	B. U. (°C)	B. S. (°C)	B. U. (°C)	B. S. (°C)	B. U. (°C)	B. S. (°C)	B. U. (°C)	B. S. (°C)
0:00	17,1	18,4	16	16,4	15,4	16,7	16,6	17,8
1:00	16	17	14,9	15,1	14,3	15,6	15,4	16,7
2:00	15,4	16,7	14,3	15,2	13,8	15	14,9	16,1
3:00	14,9	16,1	13,8	15	13,2	14,5	14,3	15,6
4:00	14,9	16,1	13,8	15	13,2	14,5	14,3	15,6
5:00	15,2	16,5	14,1	15,4	13,6	14,8	14,7	15,9
6:00	16	17,3	14,9	16,1	14,3	15,6	15,4	16,7
7:00	17,1	18,4	16	17,3	15,4	16,7	16,6	17,8
8:00	18,2	19,5	17,1	18,4	16,6	17,8	17,7	18,9
9:00	19,3	20,6	18,2	19,5	17,7	18,9	18,8	20
10:00	22	21,5	19,1	20,4	18,6	19,8	19,7	20,9
11:00	21,3	22,6	20,2	21,5	19,7	22,7	20,2	22
12:00	21,7	24	20,6	22,9	20	22,4	20,6	23,5
13:00	22,2	25,1	21,1	24	20,6	23,5	21,1	24,6
14:00	22,2	26,3	21,1	25,1	20,6	24,6	21,1	25,7
15:00	22,2	26,8	21,1	25,7	20,6	25,1	21,1	26,3
16:00	22,2	26,3	21,1	25,1	20,6	24,6	21,1	25,7
17:00	22,2	25,7	21,1	24,6	20,6	24	21,1	25,1
18:00	21,7	25,4	20,6	24,3	20	23,7	20,6	24,8
19:00	21,7	24,3	20,6	23,3	20	22,6	20,6	23,7
20:00	21,3	23,1	20,2	22	19,7	21,5	20,2	22,6
21:00	20,8	22	19,7	20,9	19,1	20,4	20	21,5
22:00	19,7	22,7	18,6	19,8	18	19,3	19,1	20,4
23:00	18,2	19,5	17,1	18,4	16,6	17,8	17,7	18,9
Hora	Setembro		Outubro		Novembro		Dezembro	
	B. U. (°C)	B. S. (°C)	B. U. (°C)	B. S. (°C)	B. U. (°C)	B. S. (°C)	B. U. (°C)	B. S. (°C)
0:00	18,2	19,5	18,8	20	19,3	20,6	20,4	21,7
1:00	17,1	18,4	17,7	18,9	18,2	19,5	19,3	20,6
2:00	16,6	17,8	17,1	18,4	17,7	18,9	18,8	20
3:00	16	18,3	16,6	17,8	17,1	18,4	18,2	19,5
4:00	16	17,3	16,6	17,8	17,1	18,4	18,2	19,5
5:00	16,3	17,6	16,9	18,1	17,4	18,7	18,6	19,8
6:00	17,1	18,4	17,7	18,9	18,2	19,5	19,3	19,8
7:00	18,2	19,5	18,8	20	19,3	20,6	20,4	21,7
8:00	19,3	20,6	19,9	21,1	20,4	21,7	21,6	22,8
9:00	20,4	21,7	21	22,3	21,6	22,8	22,4	23,9
10:00	20,8	22,6	21,3	23,1	21,9	23,7	22,4	24,8
11:00	21,3	23,7	21,9	24,3	22,4	24,8	23	25,9
12:00	21,7	25,1	22,2	25,7	22,8	26,3	23,3	27,4
13:00	22,2	26,3	22,8	26,8	23,3	27,4	23,9	28,5
14:00	22,2	27,4	22,8	27,9	23,3	28,5	23,9	29,6
15:00	22,2	27,9	22,8	28,5	23,3	29	23,9	30,1
16:00	22,2	27,4	22,8	27,9	23,3	28,5	23,9	29,6
17:00	22,2	26,8	22,8	27,4	23,3	27,9	23,9	29
18:00	21,7	26,5	22,2	27	22,8	27,6	23,3	28,7
19:00	21,7	25,4	22,2	25,9	22,8	26,5	23,3	27,6
20:00	21,3	24,3	21,9	24,8	22,4	25,4	23	26,5
21:00	21,1	23,1	21,7	23,7	22,2	24,3	22,8	25,4
22:00	20,6	22	21,1	22,6	21,7	23,1	22,2	24,3
23:00	19,3	20,6	19,9	21,1	20,4	21,7	21,6	22,8

Anexo V

Convergência do programa para simulação

Condições de projeto (dados de entrada)

fluxo de SP à entrada = 653,95 kg/h;
fluxo de amônia à entrada = 73,86 kg/h;
diâmetro dos tubos = 0,0254 m;
comprimento dos tubos = 2 m;
volume de transferência de massa de uma secção = 0,0010 m³;
área d transf. de calor de uma secção = 0,16 m²;
volume total de transf. de massa (1 serpentina) = 0,00811 m³;
área total de transf. de calor (1 serpentina) = 1,25 m²;
Fluxo total de ar = 10000 m³/h;
Fluxo total de água = 8 m³/h;
NTUabs = 1,11;
NTUcond = 1,11; ATCcond = 10 m²;
NTUrsp = 1,11; ATCrsp = 2,5 m².
Ursp = 0,67 kW/m²C;
Ucond: = 0,86 kW/m²C;
Tbu = 23°C;

Convergência

iter= 11 Moddx = 1,4876500848E-08 ModF = 7,2054470771E-08 subiter =1

F0[1] = 0,00000000
F0[2] = 0,00000000
F0[3] = -0,00000000
F0[4] = -0,00000000
F0[5] = 0,00000000
F0[6] = -0,00000006
F0[7] = 0,00000000
F0[8] = -0,00000000
F0[9] = 0,00000000
F0[10] = -0,00000000
F0[11] = -0,00000000
F0[12] = 0,00000000
F0[13] = -0,00000000
F0[14] = -0,00000008
F0[15] = -0,00000000
F0[16] = 0,00000000
F0[17] = -0,00000000
F0[18] = 0,00000000
F0[19] = -0,00000000
F0[20] = -0,00000000
F0[21] = 0,00000000
F0[22] = -0,00000011
F0[23] = -0,00000000
F0[24] = -0,00000000
F0[25] = -0,00000000
F0[26] = 0,00000000
F0[27] = -0,00000000
F0[28] = -0,00000000
F0[29] = 0,00000000
F0[30] = -0,00000014
F0[31] = -0,00000000
F0[32] = -0,00000000
F0[33] = 0,00000000
F0[34] = 0,00000000
F0[35] = -0,00000000
F0[36] = -0,00000000
F0[37] = 0,00000000
F0[38] = -0,00000018
F0[39] = -0,00000000
F0[40] = 0,00000000
F0[41] = -0,00000000

F0[42] = 0,00000000
 F0[43] = -0,00000000
 F0[44] = -0,00000000
 F0[45] = 0,00000000
 F0[46] = -0,00000023
 F0[47] = -0,00000000
 F0[48] = -0,00000000
 F0[49] = 0,00000000
 F0[50] = -0,00000000
 F0[51] = -0,00000000
 F0[52] = -0,00000000
 F0[53] = 0,00000000
 F0[54] = -0,00000029
 F0[55] = 0,00000000
 F0[56] = 0,00000000
 F0[57] = -0,00000000
 F0[58] = 0,00000000
 F0[59] = -0,00000000
 F0[60] = -0,00000000
 F0[61] = 0,00000000
 F0[62] = -0,00000035
 F0[63] = 0,00000000
 F0[64] = -0,00000000

Resultados da simulação

v[0] = 0,00293	yv[0] = 0,999	tv[0] = 283,000	hv[0] = 22252,592
l[0] = 0,02595	xl[0] = 0,310	tl[0] = 323,000	hl[0] = 311,080
xi[0] = 0,313	yi[0] = 0,970	ti[0] = 319,160	ta[0] = 300,87521
har[0] = 88,92			
CouE[0] = 0,000	N1[0] = 0,000	N0[0] = -0,000	
v[1] = 0,00277	yv[1] = 0,992	tv[1] = 326,728	hv[1] = 24080,421
l[1] = 0,02611	xl[1] = 0,315	tl[1] = 315,439	hl[1] = -342,232
xi[1] = 0,323	yi[1] = 0,973	ti[1] = 317,345	ta[1] = 300,71944
har[1] = 95,53	q[1] = 619,52		
CouE[1] = 0,000	N1[1] = 0,000	N0[1] = -0,000	
v[2] = 0,00232	yv[2] = 0,988	tv[2] = 315,020	hv[2] = 23710,270
l[2] = 0,02656	xl[2] = 0,327	tl[2] = 315,982	hl[2] = -376,200
xi[2] = 0,332	yi[2] = 0,976	ti[2] = 315,78	ta[2] = 300,59214
har[2] = 98,01	q[2] = 616,85		
CouE[2] = 0,000	N1[2] = 0,000	N0[2] = -0,000	
v[3] = 0,00205	yv[3] = 0,985	tv[3] = 316,028	hv[3] = 23823,537

$l[3] = 0,02683$	$xl[3] = 0,334$	$tl[3] = 313,826$	$hl[3] = -596,571$
$xi[3] = 0,339$	$yi[3] = 0,978$	$ti[3] = 314,416$	$ta[3] = 300,47062$
$har[3] = 100,62$	$q[3] = 544,04$		
$CouE[3] = 0,000$	$N1[3] = 0,000$	$N0[3] = 0,000$	

$v[4] = 0,00174$	$yv[4] = 0,983$	$tv[4] = 313,794$	$hv[4] = 23781,636$
$l[4] = 0,02714$	$xl[4] = 0,341$	$tl[4] = 312,906$	$hl[4] = -717,869$
$xi[4] = 0,346$	$yi[4] = 0,980$	$ti[4] = 313,193$	$ta[4] = 300,36112$
$har[4] = 102,3$	$q[4] = 547,78$		
$CouE[4] = 0,000$	$N1[4] = 0,000$	$N0[4] = 0,000$	

$v[5] = 0,00148$	$yv[5] = 0,982$	$tv[5] = 312,920$	$hv[5] = 23770,670$
$l[5] = 0,02741$	$xl[5] = 0,348$	$tl[5] = 311,716$	$hl[5] = -851,602$
$xi[5] = 0,352$	$yi[5] = 0,982$	$ti[5] = 312,103$	$ta[5] = 300,25964$
$har[5] = 103,71$	$q[5] = 520,17$		
$CouE[5] = 0,000$	$N1[5] = 0,000$	$N0[5] = 0,000$	

$v[6] = 0,00122$	$yv[6] = 0,982$	$tv[6] = 311,676$	$hv[6] = 23725,651$
$l[6] = 0,02766$	$xl[6] = 0,353$	$tl[6] = 310,785$	$hl[6] = -960,431$
$xi[6] = 0,357$	$yi[6] = 0,983$	$ti[6] = 311,117$	$ta[6] = 300,16631$
$har[6] = 106,8$	$q[6] = 496,91$		
$CouE[6] = 0,000$	$N1[6] = 0,000$	$N0[6] = 0,000$	

$v[7] = 0,00099$	$yv[7] = 0,982$	$tv[7] = 310,785$	$hv[7] = 23679,023$
$l[7] = 0,02789$	$xl[7] = 0,359$	$tl[7] = 309,892$	$hl[7] = -1061,727$
$xi[7] = 0,362$	$yi[7] = 0,984$	$ti[7] = 310,220$	$ta[7] = 300,07994$
$har[7] = 108,47$	$q[7] = 462,90$		
$CouE[7] = 0,000$	$N1[7] = 0,000$	$N0[7] = 0,000$	

$v[8] = 0,00077$	$yv[8] = 0,983$	$tv[8] = 309,847$	$hv[8] = 23620,925$
$l[8] = 0,02811$	$xl[8] = 0,363$	$tl[8] = 309,096$	$hl[8] = -1151,824$
$xi[8] = 0,310$	$yi[8] = 0,999$	$ti[8] = 284,540$	$ta[8] = 300,00000$
$har[8] = 109,75$	$q[8] = 425,65$		
$CouE[8] = 0,000$	$N1[8] = 0,000$	$N0[8] = 0,000$	

QC	QA	QRSP
20,18	32,48	15,99

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