BRUNO MEDEIROS LEITE

**Modelagem do absorvedor e do gerador de ciclos de refrigeração
por absorção de calor com o par amônia/água baseados na
tecnologia de filme descendente sobre placas inclinadas**

São Paulo

2016

BRUNO MEDEIROS LEITE

**Modelagem do absorvedor e do gerador de ciclos de refrigeração
por absorção de calor com o par amônia/água baseados na
tecnologia de filme descendente sobre placas inclinadas**

Dissertação apresentada à Escola
Politécnica da Universidade de São Paulo
para obtenção do título de Mestre em
Engenharia Mecânica.

São Paulo
2016

BRUNO MEDEIROS LEITE

**Modelagem do absorvedor e do gerador de ciclos de refrigeração
por absorção de calor com o par amônia/água baseados na
tecnologia de filme descendente sobre placas inclinadas**

Dissertação apresentada à Escola
Politécnica da Universidade de São Paulo
para obtenção do título de Mestre em
Engenharia Mecânica.

Área de Concentração: Engenharia
Mecânica: Energia e Fluidos

Orientador: Prof. Dr. José Roberto Simões
Moreira

São Paulo
2016

Autorizo a reprodução e divulgação total ou parcial deste trabalho, por qualquer meio convencional ou eletrônico, para fins de estudo e pesquisa, desde que citada a fonte.

Este exemplar foi revisado e corrigido em relação à versão original, sob responsabilidade única do autor e com a anuência de seu orientador.

São Paulo, 16 de fevereiro de 2016.

Assinatura do autor: _____

Assinatura do orientador: _____

Catálogo-na-publicação

Leite, Bruno

Modelagem do absorvedor e do gerador de ciclos de refrigeração por absorção de calor com o par amônia/água baseados na tecnologia de filme descendente sobre placas inclinadas / B. Leite – São Paulo, 2016.

181 p.

Dissertação (Mestrado) – Escola Politécnica da Universidade de São Paulo. Departamento de Engenharia Mecânica.

1. Refrigeração por absorção 2. Simulação numérica 3. Filme líquido 4. Placa inclinada 5. Amônia I. Universidade de São Paulo. Escola Politécnica. Departamento de Engenharia Mecânica II.t.

Dedico esse trabalho aos meus pais José Augusto Silva Leite e Giovana Medeiros Leite e à minha irmã Fernanda Medeiros Leite por todo o amor. A toda minha família.

Agradecimentos

Ao Prof. Dr. José Roberto Simões Moreira, por sua orientação e ensinamentos durante o desenvolvimento de projetos.

Aos meus colegas e (Ex)-integrantes do laboratório de sistemas alternativos-SISEA; Adrienne P, Beethoven R, Elí Z, Erick D, Gustavo B, Julia H, Luciano N, Rodrigo B, Thiago G, Thyago R, Victoria L, Vinicius R, pelo apoio e dedicação.

À CAPES pela concessão da bolsa de mestrado para a realização desta pesquisa.

RESUMO

Esse trabalho constitui o desenvolvimento da modelagem térmica e simulação por métodos numéricos de dois componentes fundamentais do ciclo de refrigeração por absorção de calor com o par amônia/água: o absorvedor e o gerador. A função do absorvedor é produzir mistura líquida com alta fração mássica de amônia a partir de mistura líquida com baixa fração mássica de amônia e mistura vapor mediante retirada de calor. A função do gerador é produzir mistura líquido/vapor a partir de mistura líquida mediante o fornecimento de calor. É proposto o uso da tecnologia de filmes descendentes sobre placas inclinadas e o método de diferenças finitas para dividir o comprimento da placa em volumes de controle discretos e realizar os balanços de massa, espécie de amônia e energia juntamente com as equações de transferência de calor e massa para o filme descendente.

O objetivo desse trabalho é obter um modelo matemático simplificado para ser utilizado em controle e otimização. Esse modelo foi utilizado para calcular as trocas de calor e massa no absorvedor e gerador para diversas condições a partir de dados operacionais, tais como: dimensões desses componentes, ângulo de inclinação da placa, temperatura de superfície e condições de entrada da fase líquida e vapor. Esses resultados foram utilizados para estabelecer relações de causa e efeito entre as variáveis e parâmetros do problema.

Os resultados mostraram que o ângulo de inclinação da placa ótimo tanto para o absorvedor como para o gerador é a posição vertical, ou 90° . A posição vertical proporciona o menor comprimento de equilíbrio (0,85 m para o absorvedor e 1,27 m para o gerador com as condições testadas) e se mostrou estável, pois até 75° não foram verificadas variações no funcionamento do absorvedor e gerador. Dentre as condições testadas para uma placa de 0,5 m verificou-se que as maiores efetividades térmicas no absorvedor e gerador foram respectivamente 0,9 e 0,7 e as maiores efetividades mássicas no absorvedor e gerador foram respectivamente 0,6 e 0,5. É esperado que os dados obtidos sejam utilizados em trabalhos futuros para a construção de um protótipo laboratorial e na validação do modelo.

Palavras-chave: Refrigeração por absorção. Simulação numérica. Filme líquido; Placa inclinada. Amônia.

ABSTRACT

This work presents the development of thermal modeling and simulation by numerical methods of two fundamental components of an ammonia/water heat absorption refrigeration cycle: absorber and generator. The function of the absorber is produce high ammonia mass fraction liquid mixture from low ammonia mass fraction liquid mixture and vapor mixture by heat removal. The function of the generator is produce vapor mixture from liquid mixture by heat addition. It is used the falling film technology over Inclined plates and the finite difference method to slice the plate length in discrete control volumes and do the mass, ammonia specie and energy balances along with the heat and mass transfer equations to the falling film.

The aim of this work was obtain a simplified mathematical model to be used in control and optimization. This model was used to calculate the exchanges of heat and mass of both absorber and generator in many conditions from operational data such as: components dimensions, plate angle, surface temperature and inlet condition of liquid and vapor phase. These results were used to establish relations of cause and effect between the problem variables and parameters.

The results showed that the optimum plate angle for both absorber and generator is the vertical position, or 90° . The vertical position provides the smallest equilibrium length (0,85 m to the absorber and 1,27 to the generator in tested conditions) and it proves itself to be stable, because until 75° no variations in the function of absorber and generator were detected. Among the tested condition for a 0,5 m plate length the highest thermal effectiveness for absorber and generator were respectively 0,9 and 0,7 and the highest mass effectiveness for absorber and generator were respectively 0,6 and 0,5. The obtained data is expected to be used in future works for the construction of a laboratorial prototype and in the model validation.

Key-words: Absorption refrigeration. Numerical simulation. Liquid film. Inclined plate. Ammonia.

LISTA DE FIGURAS

Figura 1.1 – <i>Ciclo de refrigeração por absorção de calor de simples-efeito</i>	19
Figura 1.2 – <i>Configuração de placa inclinada para o gerador</i>	21
Figura 2.1 – <i>Ciclo de refrigeração por absorção de calor de simples-efeito</i>	26
Figura 2.2 – <i>Equipamentos de refrigeração por absorção de calor da marca Server-Robur (Ortigosa, 2007)</i>	28
Figura 2.3 – <i>Filme descendente num arranjo de tubos horizontais (Prata 2012)</i>	29
Figura 2.4 – <i>Banco de tubos horizontais utilizado por Zavaleta-Aguilar (2015)</i>	29
Figura 2.5 – <i>Arranjo experimental utilizado por Zavaleta-Aguilar (2015)</i>	30
Figura 2.6 – <i>Distribuidores utilizados por Narváez-Romo (2015) (modificado)</i>	30
Figura 3.1 – <i>Diagrama temperatura-fração mássica de amônia para mistura amônia/água</i>	42
Figura 3.2 – <i>Diagrama entalpia-fração de amônia mássica para mistura amônia/água</i>	43
Figura 3.3 – <i>Perfis de fração mássica de amônia em sistemas de absorção. Reproduzido de Sieres e Fernandez-Seara (2007)</i>	51
Figura 4.1 – <i>Representação do modelo adotado para absorvedor e gerador</i>	55
Figura 4.2 – <i>Representação das trocas de calor e massa numa célula i</i>	56
Figura 4.3 – <i>Trocas de calor e massa através da interface para o absorvedor</i>	60
Figura 4.4 – <i>Volumes de controle discretos para o absorvedor</i>	64
Figura 4.5 – <i>Volumes de controle discretos para o gerador</i>	66
Figura 4.6 – <i>Fluxograma lógico para a resolução do modelo</i>	72
Figura 5.1 – <i>Fluxos mássicos por unidade de largura ao longo do comprimento do absorvedor</i>	77
Figura 5.2 – <i>Frações mássicas de amônia ao longo do comprimento do absorvedor</i>	78
Figura 5.3 – <i>Temperaturas ao longo do comprimento do absorvedor</i>	78
Figura 5.4 – <i>Fluxos de calor ao longo do comprimento do absorvedor</i>	79
Figura 5.5 – <i>Espessura do filme ao longo do comprimento do absorvedor</i>	80
Figura 5.6 – <i>Variação de grandezas da fase líquida ao longo do comprimento do absorvedor</i>	80
Figura 5.7 – <i>Diagrama T-x no absorvedor</i>	81
Figura 5.8 – <i>Diagrama H-x no absorvedor</i>	82

Figura 5.9 – <i>Análise de sensibilidade do ângulo de inclinação da placa no absorvedor.</i>	83
Figura 5.10 – <i>Análise de sensibilidade da temperatura de superfície no absorvedor.</i>	85
Figura 5.11 – <i>Análise de sensibilidade do fluxo mássico da fase líquida no absorvedor.</i>	86
Figura 5.12 – <i>Análise de sensibilidade da temperatura da fase líquida no absorvedor.</i>	88
Figura 5.13 – <i>Análise de sensibilidade da fração mássica de amônia da fase líquida no absorvedor.</i>	89
Figura 5.14 – <i>Fluxos mássicos por unidade de largura ao longo do comprimento do gerador.</i>	91
Figura 5.15 – <i>Frações mássicas de amônia ao longo do comprimento do gerador.</i>	92
Figura 5.16 – <i>Temperaturas ao longo do comprimento do gerador.</i>	92
Figura 5.17 – <i>Fluxos de calor ao longo do comprimento do gerador.</i>	93
Figura 5.18 – <i>Espessura do filme ao longo do comprimento do gerador.</i>	94
Figura 5.19 – <i>Diagrama T-x no gerador.</i>	95
Figura 5.20 – <i>Diagrama H-x no gerador.</i>	96
Figura 5.21 – <i>Análise de sensibilidade do ângulo de inclinação da placa no gerador.</i>	97
Figura 5.22 – <i>Análise de sensibilidade da temperatura de superfície no gerador.</i>	99
Figura 5.23 – <i>Análise de sensibilidade do fluxo mássico da fase líquida no gerador.</i>	100
Figura 5.24 – <i>Análise de sensibilidade da temperatura da fase líquida no gerador.</i>	102
Figura 5.25 – <i>Análise de sensibilidade da fração mássica de amônia da fase líquida no gerador.</i>	103
Figura B.1 – <i>Efeito do número de Reynols e da inclinação da placa no número de Nusselt médio (Karami e Farhanieh, 2011).</i>	123
Figura B.2 – <i>Efeito do número de Reynolds e da inclinação da placa no número de Sherwood médio (Karami e Farhanieh, 2011).</i>	123
Figura B.3 – <i>Fator de correção em função do ângulo de inclinação da placa.</i>	127

Figura C.1 – <i>Estados possíveis para cada caso de perfil de fração mássica de amônia.</i>	130
Figura F.1 – <i>Ciclo de refrigeração por absorção de calor ideal.</i>	145

LISTA DE TABELAS

Tabela 4.1 – <i>Valores padrões para as condições de contorno (entrada).</i>	63
Tabela 4.2 – <i>Condições de simulação para o absorvedor e gerador.</i>	68
Tabela 4.3 – <i>Critérios de simulação do EES.</i>	69
Tabela A.1 – <i>Coeficientes das equações A.2 e A.3.</i>	118
Tabela A.2 – <i>Coeficientes das equações A.13, A.14 e A.15.</i>	119
Tabela A.3 – <i>Coeficientes das equações A.24 e A.25.</i>	121
Tabela B.1 – <i>Valores de número de Nusselt médio em função de Reynolds e ângulo de inclinação da placa.</i>	124
Tabela B.2 – <i>Valores de número de Sherwood médio em função de Reynolds e ângulo de inclinação da placa.</i>	125
Tabela B.3 – <i>Valores dos coeficientes dos fatores de correção.</i>	127
Tabela C.1 – <i>Relações entre os fluxos mássico de amônia e água através da interface.</i>	129
Tabela C.2 – <i>Intervalos de soluções para a relação dos fluxos mássicos através da interface.</i>	130
Tabela E.1 – <i>Características, equações e expressões das principais variações de modelos matemáticos.</i>	141
Tabela F.1 – <i>Estados dos pontos.</i>	149
Tabela F.2 – <i>Fluxos de calor, potência e COP.</i>	149
Tabela A.1 – <i>Números adimensionais. Reproduzido de Incropera et al. (2006).</i> ...	174
Tabela B.2 – <i>Corrosão por amônia e soluções de amônio.</i>	177
Tabela C.3 – <i>Inibidores de corrosão. Reproduzido de Dechema (1987).</i>	181

LISTA DE SÍMBOLOS

Letras maiúsculas

A	Área.	m^2
C	Concentração molar.	$\frac{kmol}{m^3}$
C_P	Calor específico à pressão constante.	$\frac{kJ}{kg \cdot K}$
D	Diâmetro hidráulico.	m
D_{aw}	Coeficiente de difusão mássica.	$\frac{m^2}{s}$
F_{Nu}	Fator de correção do ângulo de inclinação da placa para o número de Nusselt.	—
F_{Sh}	Fator de correção do ângulo de inclinação da placa para o número de Sherwood.	—
F	Forças de corpo generalizadas.	$\frac{N}{m^3}$
G	Energia livre de Gibbs.	$\frac{kJ}{kg}$
H	Entalpia específica.	$\frac{kJ}{kg}$
J_D	Fator de transferência de massa.	—
J_H	Fator de transferência de calor.	—
L	Comprimento do absorvedor ou gerador.	m
M	Massa molar.	$\frac{kg}{kmol}$
N	Número de células de cálculo.	—
$\dot{N}_a$	Taxa molar de produção de amônia por unidade de volume.	$\frac{kmol}{s \cdot m^3}$
Nu	Número de Nusselt.	—
P	Pressão absoluta.	$bar \ a$
Pr	Número de Prandtl.	—
$\dot{Q}$	Fluxo de calor.	kW
R	Constante dos gases em base mássica.	$\frac{kJ}{kg \cdot K}$
R_t	Resistividade térmica.	$\frac{m^2 \cdot K}{W}$

Re	Número de Reynolds.	—
Sc	Número de Schmidt.	—
St	Número de Stanton.	—
St_m	Número de Stanton mássico	—
T	Temperatura.	K
V	Velocidade do escoamento.	$\frac{m}{s}$
X	Posição ao longo do comprimento do gerador ou absorvedor.	m
Y	Posição ao longo da altura do gerador ou absorvedor.	m
Z	Posição ao longo da largura do gerador ou absorvedor.	m

Letras minúsculas

c	Coeficiente de correção da convecção térmica.	—
d	Altura do absorvedor ou gerador.	m
g	Aceleração da gravidade.	$\frac{m}{s^2}$
h	Coeficiente de convecção térmica.	$\frac{kW}{m^2 \cdot K}$
h_m	Coeficiente de convecção mássica.	$\frac{m}{s}$
h^*	Coeficiente de convecção térmica corrigido.	$\frac{kW}{m^2 \cdot K}$
k	Coeficiente de condução térmica.	$\frac{W}{m \cdot K}$
$\dot{m}$	Fluxo mássico.	$\frac{kg}{s}$
$\dot{n}$	Fluxo molar.	$\frac{kmol}{s}$
p	Perímetro molhado.	m
q	Título	—
$\dot{q}$	Taxa volumétrica de geração de energia térmica.	$\frac{kW}{m^3}$
t	Tempo.	s
t_r	Tempo de residência.	s

ν	Viscosidade cinemática.	$\frac{m}{s^2}$
w	Largura do absorvedor ou gerador.	m
x	Fração mássica de amônia na fase líquida.	—
y	Fração mássica de amônia na fase vapor.	—
z	Relação entre o de fluxo mássico de amônia e o fluxo total através da interface.	—

Letras gregas

α	Coeficiente de difusão térmica.	$\frac{m^2}{s}$
γ	Calor de absorção adimensionalizado.	—
ε	Efetividade.	—
η	Rendimento.	—
θ	Ângulo de inclinação da placa.	rad
δ	Espessura do filme líquido.	m
μ	Viscosidade dinâmica.	$Pa.s$
ρ	Densidade.	$\frac{kg}{m^3}$
τ	Força de cisalhamento por unidade e largura.	$\frac{N}{m}$
ΔL	Comprimento da célula de cálculo.	m
ψ	Fator de associação.	—
Γ	Fluxo mássico por unidade de largura.	$\frac{kg}{m.s}$
Φ	Dissipação viscosa por viscosidade dinâmica.	$\frac{1}{s^2}$

Subscritos

B	Valor arbitrário.	—
E	Propriedade em excesso.	—
L	Líquido.	—
LV	Diferença entre vapor e líquido.	—
TC	Trocador de calor.	—
V	Vapor.	—

<i>a</i>	Amônia.	—
<i>abs</i>	Absorvedor.	—
<i>b</i>	Bomba de solução.	—
<i>bubble</i>	Temperatura de bolha.	—
<i>c</i>	Refrigerante.	—
<i>cond</i>	Condensador	—
<i>dew</i>	Temperatura de orvalho.	—
<i>evap</i>	Evaporador.	—
<i>ger</i>	Gerador.	—
<i>int</i>	Interface líquido/vapor.	—
<i>r</i>	Estado reduzido.	—
<i>s</i>	Superfície de contato do absorvedor ou gerador.	—
<i>st</i>	Secção transversal.	—
<i>w</i>	Água.	—
<i>x</i>	Direção X.	—
<i>y</i>	Direção Y.	—
<i>z</i>	Direção Z.	—
0	Estado de referência.	—
∞	Ponto ao longe do escoamento.	—

Sobrescritos

<i>eq</i>	Estado de equilíbrio.	—
<i>i</i>	Célula de cálculo i.	—
<i>in</i>	Entrada do absorvedor ou gerador.	—
<i>mix</i>	Termo de correção de propriedade da mistura amônia/água.	—
<i>out</i>	Saída do absorvedor ou gerador.	—
$\sim$	Fração molar de amônia.	—
—	Média.	—

SUMÁRIO

1	INTRODUÇÃO	19
1.1	TEMA	19
1.2	JUSTIFICATIVA.....	23
2	REVISÃO BIBLIOGRÁFICA	24
2.1	CONCEITOS BÁSICOS E DEFINIÇÕES	24
2.2	CICLO DE REFRIGERAÇÃO POR ABSORÇÃO DE CALOR COM O PAR AMÔNIA/ÁGUA.....	26
2.3	FILME DESCENDENTE	29
2.4	ESTUDOS ANALÍTICOS.....	31
2.5	ESTUDOS COM ÁGUA PURA	32
2.6	ESTUDOS COM MISTURAS ÁGUA/BROMETO DE LÍTIO	33
2.7	ESTUDOS COM MISTURAS AMÔNIA/ÁGUA	37
2.8	FECHAMENTO DA REVISÃO BIBLIOGRÁFICA	40
2.9	OBJETIVOS	41
3	FUNDAMENTAÇÃO TEÓRICA.....	42
3.1	DIAGRAMAS AMÔNIA/ÁGUA	42
3.2	PROPRIEDADES TERMOFÍSICAS.....	44
3.2.1	Condutividade Térmica.....	44
3.2.2	Viscosidade Dinâmica.....	45
3.2.3	Calor Específico	45
3.2.4	Difusividade Mássica	45
3.3	COEFICIENTES DE CONVECÇÃO	46
3.3.1	Coeficiente de Convecção Térmica	46
3.3.2	Coeficiente de Convecção Térmica Corrigido	48
3.3.3	Coeficiente de Convecção Mássico	49
3.4	INTERFACE LÍQUIDO/VAPOR.....	50
3.5	ESPESSURA DO FILME	52

4	MATERIAIS E MÉTODOS.....	53
4.1	PROGRAMA COMPUTACIONAL EMPREGADO	53
4.2	ABORDAGEM DO PROBLEMA.....	54
4.3	DESCRIÇÃO DO MODELO	55
4.3.1	Hipóteses do Modelo	57
4.3.2	Equações Diferenciais de Conservação	59
4.3.3	Acoplamento Interfacial	60
4.3.4	Relações de Fechamento.....	61
4.3.5	Variáveis Dependentes e Independentes	61
4.3.6	Condições de Contorno	62
4.3.7	Equações Discretizadas para o Absorvedor	64
4.3.8	Equações Discretizadas para o Gerador	66
4.4	CONDIÇÕES DE SIMULAÇÃO PARA O ABSORVEDOR E GERADOR	67
4.5	CRITÉRIOS.....	70
4.5.1	Critérios de Convergência	70
4.5.2	Critérios de Parada	70
4.5.3	Critérios de Desempenho	71
4.6	PROCEDIMENTO DE CÁLCULO	72
5	RESULTADOS E DISCUSSÃO	76
5.1	CONDIÇÃO PADRÃO PARA O ABSORVEDOR	77
5.2	ANÁLISE DE SENSIBILIDADE PARA O ABSORVEDOR	83
5.2.1	Ângulo de Inclinação da Placa	83
5.2.2	Temperatura da Superfície	84
5.2.3	Fluxo Mássico da Fase Líquida.....	86
5.2.4	Temperatura da Fase Líquida	87
5.2.5	Fração Mássica de Amônia da Fase Líquida.....	89
5.3	CONDIÇÃO PADRÃO PARA O GERADOR	91

5.4	ANÁLISE DE SENSIBILIDADE PARA O GERADOR	97
5.4.1	Ângulo de Inclinação da Placa	97
5.4.2	Temperatura da Superfície	98
5.4.3	Fluxo Mássico da Fase Líquida.....	100
5.4.4	Temperatura da Fase Líquida	101
5.4.5	Fração Mássica de Amônia da Fase Líquida.....	103
6	CONCLUSÕES	105
7	REFERÊNCIAS BIBLIOGRÁFICAS.....	108
	APÊNDICES	116
	APÊNDICE A – LEIS DE MISTURA	116
	APÊNDICE B – FATOR DE CORREÇÃO PARA NÚMERO DE NUSSELT E NÚMERO DE SHERWOOD DE PLACA VERTICAL PARA PLACA INCLINADA.....	122
	APÊNDICE C – TRANSFERÊNCIA DE MASSA ATRAVÉS DA INTERFACE	128
	APÊNDICE D – PROCESSOS ITERATIVOS E CONDICIONAIS DESENVOLVIDOS PARA EES	132
	APÊNDICE D.1 – Normalização	132
	APÊNDICE D.2 – Estimativa Inicial da Temperatura de Interface.....	133
	APÊNDICE D.3 – Estimativa Inicial de Z	134
	APÊNDICE E – PRINCIPAIS VARIAÇÕES DOS MODELOS MATEMÁTICOS..	136
	APÊNDICE F – DESENVOLVIMENTO MATEMÁTICO PARA UM CICLO DE REFRIGERAÇÃO POR ABSORÇÃO DE CALOR IDEAL	145
	APÊNDICE G – CÓDIGOS DESENVOLVIDOS PARA EES	150
	APÊNDICE G.1 – Código para Simulação do Absorvedor	150
	APÊNDICE G.2 – Código para Simulação do Gerador.....	159
	APÊNDICE G.3 – Código para Simulação do Ciclo de Refrigeração por Absorção de Calor Ideal	169
	APÊNDICE G.4 – Código para Desenho do Diagramas T-x e H-x	173

ANEXOS	174
ANEXO A – NÚMEROS ADIMENSIONAIS	174
ANEXO B – CORROSÃO E INIBIDORES DE CORROSÃO	176

1 INTRODUÇÃO

1.1 TEMA

Ciclos de refrigeração são ciclos termodinâmicos que utilizam os princípios da Termodinâmica para conseguir transferir calor de uma fonte fria para uma fonte quente. Nos ciclos de compressão a vapor as trocas de calor ocorrem com mudança de fase dentro da região de saturação do refrigerante. Por consequência um dos parâmetros mais importantes são as temperaturas de condensação e de evaporação, pois elas estabelecem a baixa e a alta pressão de trabalho do ciclo, respectivamente. No condensador calor é transferido do refrigerante para a fonte quente e no evaporador calor é transferido da fonte fria para o refrigerante, logo as temperaturas envolvidas nesses dois componentes são um ponto chave para determinar a eficiência de um ciclo de refrigeração.

Figura 1.1 – Ciclo de refrigeração por absorção de calor de simples-efeito.

Nos ciclos convencionais de refrigeração por compressão a vapor o compressor é responsável pela circulação do refrigerante e juntamente com o dispositivo de estrangulamento estabelece as pressões de condensação e evaporação. Nos ciclos de refrigeração por absorção de calor (ilustrado na Figura 1.1) essa função é realizada pela bomba de solução, que é responsável por bombear mistura do absorvedor para o gerador. No absorvedor a mistura na fase vapor é absorvida pela mistura na fase líquida de baixa concentração de absorvente devido à transferência de calor da mistura para a fonte fria. No gerador ocorre a separação da mistura

líquida de alta fração mássica de amônia em uma fase líquida e uma fase vapor devido à transferência de calor da fonte quente para a mistura. A grande vantagem dos ciclos de absorção é sua versatilidade, pois eles podem ser incorporados em praticamente qualquer processo com rejeição de calor ou em sistemas com uso de energia solar, por exemplo. Por utilizarem uma bomba de solução no lugar do compressor o seu consumo de energia elétrica é muito menor.

O primeiro ciclo de refrigeração por absorção de calor foi criado na França em 1858 por Ferdinand Carré. O ciclo utilizava o par amônia/água como fluido de trabalho para produção de gelo (Stephan, 1983). Em 1925 foi desenvolvida uma configuração para uso doméstico por Munters e Platen (1928) que utilizava um conjunto de três fluidos e conseguia operar sem uso da bomba de solução. Essa configuração apresentava alguns problemas de vedação que podiam causar vazamentos de substâncias tóxicas. Isso motivou Einstein e Szilard (1930) a propor uma configuração alternativa sem partes móveis que melhorava o aspecto da vedação.

Em anos recentes os ciclos de absorção ganharam muito espaço, principalmente por suas aplicações em refrigeração e condicionamento de ar e operação em cogeração. Eles podem operar com diversos fluidos de trabalho como amônia/água ($\text{NH}_3/\text{H}_2\text{O}$), amônia/nitrato de lítio ($\text{NH}_3/\text{LiNO}_3$), amônia/tiocianato de sódio (NH_3/NaSCN), água/brometo de lítio ($\text{H}_2\text{O}/\text{LiBr}$) entre outros (Cai et al., 2015). Atualmente os fluidos mais utilizados são amônia/água e água/brometo de lítio, com destaque para os ciclos operados com amônia/água, pois eles alcançam temperaturas abaixo de 0°C , o que não ocorre com os ciclos operados com água/brometo de lítio. Dependendo do fluido e da temperatura de trabalho os ciclos de absorção podem ser aproveitados em ciclos de simples, duplo e triplo efeito (Foley et al. 2000) e ainda podem apresentar algumas configurações distintas, como exemplificado por Herold et al. (1996), Devault e Marsala (1990), Srihirin et al. (2001), entre outros.

Uma tecnologia muito promissora que pode ser aplicada tanto no absorvedor como no gerador é a tecnologia de filme descendente. Essa tecnologia consiste em criar um filme líquido sobre uma superfície com grande área de contato e de pequena espessura. Muitos estudos foram conduzidos com a finalidade de estabelecer a melhor configuração para essa tecnologia e existem muitas soluções viáveis como tubos verticais, tubos horizontais, placas verticais e placas inclinadas, cada uma delas com suas vantagens e desvantagens. Uma questão chave nessa tecnologia é

a molhabilidade, pois para ter máxima eficiência o sistema de distribuição deve distribuir o fluxo de mistura uniformemente sobre a área de troca e inibir o surgimento de pontos secos, mas conforme sugerido por Zavaleta-Aguilar (2010; 2015) é difícil garantir uma molhabilidade homogênea em arranjos de tubos horizontais, por exemplo.

Zavaleta-Aguilar (2015) propõe uma configuração de placa inclinada como alternativa para contornar os problemas de molhabilidade enfrentados na configuração de tubos horizontais. Nessa configuração seria mais simples colocar separadores sobre a superfície de troca e segmentar o escoamento em canais, de modo que se tenha mais controle sobre o fluxo mássico. O uso de separadores em outras configurações também é possível, mas o posicionamento e alinhamento são de um maior grau de dificuldade.

Outro ponto sobre os arranjos experimentais é o tempo de residência, tempo que uma porção de líquido leva para percorrer todo o trajeto descendente dentro do absorvedor ou gerador. Entende-se que quanto maior for o tempo de residência maior será a exposição do escoamento as trocas de calor e massa, entretanto, uma velocidade de escoamento menor implica em taxas de troca de calor e massa menores, ou seja, é preciso avaliar qual efeito é mais influente para aumentar a efetividade do absorvedor e gerador. Na configuração de placa inclinada o ângulo de inclinação poderia ser utilizado para variar o tempo de residência e estudar como isso afeta a efetividade do absorvedor e gerador.

Figura 1.2 – Configuração de placa inclinada para o gerador.

A Figura 1.2 ilustra o que seria a concepção do sistema de placa inclinada para o gerador. O fluido refrigerante (fonte quente) escoar por dentro da placa e transfere calor para placa, a placa por sua vez transfere esse calor para o filme líquido de amônia/água e o filme evapora. O filme líquido entra na extremidade mais alta da placa e escoar por gravidade, orientado pelos separadores, até a extremidade mais baixa e nesse percurso ele recebe calor da placa e evapora. O funcionamento é análogo para o absorvedor, onde o refrigerante (fonte fria) tem a função de resfriar a placa que por sua vez resfria o filme de amônia/água e ocorre a condensação da fase vapor da mistura. A diferença do absorvedor para o gerador está no sentido do fluxo de calor e no fenômeno físico, pois no absorvedor ocorre absorção de vapor com fluxo de calor do filme para o refrigerante e no gerador ocorre dessorção de vapor com o fluxo de calor do refrigerante para o filme.

1.2 JUSTIFICATIVA

Trabalhos prévios desenvolvidos no Laboratório de Sistemas Energéticos Alternativos (SISEA) mostraram que ainda existe uma grande possibilidade de aproveitamento de calor e/ou intensificação da transferência de calor e massa em ciclos de refrigeração por absorção de calor. A tecnologia empregada nesses ciclos ainda não atingiu o seu potencial completo.

A grande maioria das publicações sobre filmes descendentes trabalha com configurações de tubos verticais ou horizontais e não existe muita pesquisa com placas, sobretudo placas inclinadas. O estudo de absorvedores e geradores numa configuração de placa inclinada é condizente com o interesse por estudar fenômenos como molhabilidade, tempo de residência ou mesmo comparar os resultados com outras configurações, entretanto a pouca literatura disponível e falta de dados experimentais limita a construção de um protótipo laboratorial. Para enriquecer a literatura disponível e fornecer dados que possam ser utilizados para a construção de máquinas operacionais é necessário que primeiramente seja feita uma modelagem térmica-matemática dos processos de troca de calor e massa no absorvedor e gerador numa configuração de placa inclinada.

Um modelo matemático é capaz de prever o comportamento do absorvedor e gerador a partir de alguns dados de entrada. Esse modelo poderia ser utilizado para, por exemplo, dimensionar os componentes e estimar quais são as capacidades e efetividades esperadas. Essas informações seriam muito úteis para futuros estudos nesse tema.

2 REVISÃO BIBLIOGRÁFICA

2.1 CONCEITOS BÁSICOS E DEFINIÇÕES

O estudo dos ciclos de refrigeração por absorção de calor envolve o conhecimento de muitos processos e fenômenos físicos e químicos, conseqüentemente existem muitos termos técnicos envolvidos. As seguintes definições foram adaptadas de Larid (2008):

- Substância – É uma forma da matéria que tem composição e propriedades definidas.
- Mistura – É uma combinação de duas ou mais substâncias, na qual as substâncias mantem as suas identidades próprias. Misturas não têm composição constante.
- Mistura homogênea– É uma mistura com aspecto uniforme, na qual uma amostra tem a mesma composição da mistura.
- Mistura heterogênea – É uma mistura com aspecto não uniforme, na qual uma amostra não necessariamente terá a mesma composição da mistura.
- Fase – Uma mistura heterogênea pode ser composta de misturas homogêneas, cada mistura homogênea representa uma fase.
- Solução – É uma mistura homogênea, na qual só é possível distinguir as substâncias se for utilizada uma precisão menor que 1 nm.
- Solvente – É a denominação dada a uma substância cuja proporção na solução é muito maior que a das outras substâncias.
- Solute – É a denominação dada aos componentes presentes em proporções muito menores na solução, em relação ao solvente.

A partir dessas definições é possível fazer algumas conclusões particulares para o estudo apresentado: Amônia/água na fase líquida é uma solução, amônia/água na fase vapor também é uma solução, mas uma mistura de amônia/água na fase líquida com amônia/água na fase vapor não é uma solução, pois não apresenta aspecto uniforme, logo é incorreto denominar qualquer mistura amônia/água de solução; Uma mistura amônia/água de fase única apresenta aspecto uniforme, portanto é uma solução, mas não é possível classificar a amônia ou água como

solvente ou soluto de uma maneira geral, pois a depender da proporção de amônia e água a substância que estiver em maior quantidade será solvente e a que estiver em menor quantidade será soluto.

As seguintes definições foram adaptadas de Atkins e Jones (2001):

- Absorção – É um processo no qual uma substância ou mistura em um estado é incorporada a outro estado.
- Dessorção – É um processo no qual uma substância ou mistura em um estado é desincorporado do seu estado.
- Absorvente – É a substância ou mistura que no processo de absorção absorve outra substância ou mistura.
- Absorvato – É a substância ou mistura que no processo de absorção é absorvida pela outra substância ou mistura.

A partir dessas definições é possível fazer algumas conclusões particulares para o estudo apresentado: A diferença entre um processo de absorção e dessorção é a referência, se for considerado a fase líquida como absorvente e a fase vapor como absorvato pode-se dizer que ocorre absorção de vapor no absorvedor e dessorção de vapor no gerador.

“Concentração” é um termo muito utilizado para descrever a proporção de amônia e água numa mistura, porém o seu uso é indiscriminado e muitos autores utilizam o termo para designar relações diferentes. A seguir são mostradas algumas das relações descritas como concentração e o termo correto para designa-las segundo Incropera et al. (2006):

- Massa de substância por volume de mistura – Descrito como concentração em Van der Wekken e Wassenaar (1988) esta relação é conhecida como densidade ou densidade mássica da substância.
- Moles de substância por volume de mistura – Descrito como concentração em Grossman (1983) esta relação é conhecida como densidade molar, concentração molar ou simplesmente concentração da substância.
- Massa de substância por massa de mistura – Descrito como concentração em Ibrahim e Vinnicombe (1993), Kang et al. (1999) e Kwon e Jeong (2004) entre outros esta relação é conhecida como fração mássica da substância.

- Moles de substância por moles de mistura – Descrito como concentração em Sieres e Fernández-Seara (2007) esta relação é conhecida como fração molar da substância.

No presente estudo o termo concentração é utilizado para designar moles de substância por volume de mistura.

2.2 CICLO DE REFRIGERAÇÃO POR ABSORÇÃO DE CALOR COM O PAR AMÔNIA/ÁGUA

Conforme descrito por Foley et al. (2000) existem muitas possibilidades de fontes de fornecimento de calor ao ciclo de refrigeração por absorção de calor e dependendo de sua temperatura elas são aproveitadas em ciclos simples-efeito, duplo-efeito e/ou triplo-efeito. Esses ciclos ainda podem apresentar algumas variações conforme exemplificado por Herold et al. (1996), Devault e Marsala (1990) e Srihirin et al. (2001) entre outros. Todas essas variações tem a intenção de aumentar o COP (do inglês *Coefficient of Performance*) do ciclo que é definido como a razão entre o efeito útil de refrigeração e o fluxo de calor fornecido ao gerador. Para o presente estudo considerou-se a configuração mais simples do ciclo, conforme indicado na Figura 2.1.

Figura 2.1 – Ciclo de refrigeração por absorção de calor de simples-efeito.

O ciclo de simples-efeito, ilustrado com seus componentes na Figura 2.1 tem a configuração mais básica do ciclo de refrigeração por absorção de calor. O Ciclo

pode ser dividido em duas partes: uma de alta pressão, em vermelho, e outra de baixa pressão, em azul. A alta pressão é estabelecida com o auxílio de uma bomba de solução que trabalha apenas com mistura amônia/água na fase líquida. A baixa pressão é obtida pelas válvulas de expansão (VE-1 e VE-2). O vapor de baixa pressão e alta concentração de amônia sai do evaporador e entra no absorvedor. No absorvedor calor é rejeitado para o ambiente e isso permite que a mistura líquida com baixa concentração de amônia que sai da válvula de expansão (VE-2) absorva o vapor e forme uma mistura com alta concentração de amônia. A bomba de solução recebe essa mistura com alta concentração de amônia e eleva a sua pressão. Com a pressão elevada, a mistura passa num trocador de calor, onde é pré-aquecida antes de entrar no gerador. No gerador uma fonte quente fornece calor e parte da mistura na fase líquida evapora e forma uma mistura na fase vapor. A parte da mistura que não evapora retorna ao absorvedor depois de ser pré-resfriada no trocador de calor e passar na válvula de expansão (VE-2). A mistura na fase vapor que sai do gerador possui muita água e precisa passar por uma etapa de purificação no retificador para garantir uma maior concentração de amônia. Essa etapa consiste em rejeitar calor para o ambiente e condensar parte da mistura com baixa concentração de amônia que retorna para o gerador. A mistura na fase vapor que chega ao condensador rejeita calor para o ambiente e atinge a saturação na fase líquida. Essa mistura passa pela válvula de expansão (VE-1) e entra no evaporador, onde recebe calor e volta à saturação na fase vapor. A mistura deixa o evaporador e retorna para o absorvedor fechando assim o ciclo.

Ortigosa et al. (2008) desenvolveram um modelo termodinâmico para simular o funcionamento do ciclo de absorção de amônia/água. Os autores confrontaram seus resultados com os dados coletados de ciclos comerciais reproduzidos com os equipamentos de refrigeração presentes no SISEA da marca Server-Robur modelo ACF60-00 com capacidade de 5TR (Figura 2.2).

Figura 2.2 – Equipamentos de refrigeração por absorção de calor da marca Server-Robur (Ortigosa, 2007).

Uma vez conhecido o funcionamento global do ciclo pode-se aprofundar no estudo de seus componentes. A literatura mostra uma atividade intensa de pesquisas voltadas para o aumento da eficiência do ciclo. Os resultados de todos esses estudos conjugados sinalizam para uma possível redução no tamanho dos equipamentos e de custos, consolidando tal tecnologia como uma real alternativa futura para sistemas de ar condicionado e refrigeração. O bom desempenho de um sistema de absorção depende da eficiência do processo de absorção no absorvedor, e também do processo de dessorção no gerador (Lázaro-Colán, 2012).

Prata (2012) centralizou seus estudos no absorvedor. Ele procurou entender quais eram as principais tecnologias aplicadas a esse componente e entender quais os parâmetros que mais influenciam seu desempenho. Ele realizou a modelagem e desenvolveu um procedimento de cálculo para simulações em EES para um conjunto de tubos horizontais com tecnologia de filmes descendentes.

2.3 FILME DESCENDENTE

O filme descendente, ilustrado na Figura 2.3 num arranjo de tubos horizontais, é caracterizado por um filete de mistura na fase líquida que escoar por gravidade através de uma superfície. O seu escoamento forma um filme com grande área de contato e uma pequena espessura, essas características são favoráveis às trocas de calor e massa. Nessa configuração o calor pode ser tanto transmitido diretamente pelo tubo como também pode ser feita de forma indireta, por um fluido escoando no interior do tubo.

Figura 2.3 – Filme descendente num arranjo de tubos horizontais (Prata 2012).

Zavaleta-Aguilar et al. (2011) desenvolveram um modelo para destilador em coluna e Zavaleta-Aguilar et al. (2012) um modelo de destilador para filme descendente. Os conhecimentos utilizados nesses estudos serviram de base para Zavaleta-Aguilar (2015) construir um arranjo experimental para realizar experimentos do fenômeno de destilação de misturas amônia/água para produção de vapor com alta pureza com um banco de tubos horizontais (Figura 2.4).

Figura 2.4 – Banco de tubos horizontais utilizado por Zavaleta-Aguilar (2015).

O arranjo experimental (Figura 2.5) contava com um circuito de amônia/água, um circuito de resfriamento e um circuito de aquecimento e com diversos equipamentos de medição (termômetro, barômetros, medidores de vazão) espalhados por pontos importantes e conectados a um sistema de aquisição de dados.

Figura 2.5 – Arranjo experimental utilizado por Zavaleta-Aguilar (2015).

Narváez-Romo (2015) realizou estudos experimentais da transferência de calor e massa em evaporadores por filmes descendentes em tubos horizontais em água. Ele utilizou vários tipos de distribuidores (Figura 2.6) com fluxos e temperaturas distintas para analisar como a espessura do filme se comporta e medir o coeficiente global de transferência de calor entre a superfície do tubo e o filme descendente. Ele concluiu que a molhabilidade depende do fluxo mássico e da posição do tubo em relação ao sistema de distribuição. Os resultados apontam que existe divergência entre a espessura teórica de Nusselt e espessura medida da ordem de 21 a 25 % devido à formação de ondas na superfície do filme descendente.

Figura 2.6 – Distribuidores utilizados por Narváez-Romo (2015) (modificado).

2.4 ESTUDOS ANALÍTICOS

Grossman (1983) fez um estudo analítico das trocas simultâneas de calor e massa num processo de absorção de gás por um filme líquido em regime laminar sobre placa inclinada. Ele considerou duas condições distintas: temperatura de parede constante e parede adiabática. Grossman (1983) partiu das premissas que o perfil de velocidade é parabólico e que a concentração de equilíbrio de substância na interface líquido/vapor é linear com a temperatura. Em sequência ele obteve o perfil de temperatura e o perfil de concentração de substância no interior do filme.

Para resolver o sistema de equações foram utilizados dois métodos distintos: a solução analítica que empregou o método de Fourier, o qual consiste em obter a solução por separação de variáveis; E a solução numérica que empregou o método das linhas (semi-discretização), o qual consiste num método de diferenças centradas de segunda ordem. Os dois métodos apresentaram resultados muito próximos.

Ele concluiu que no caso de parede com temperatura constante a temperatura e concentração de substância adimensionalizadas vão convergir assintoticamente para 0 e 1 respectivamente. No caso de parede adiabática ocorre a estabilização da temperatura e concentração de substância adimensionalizadas em patamares que são função do número de Lewis e da diferença de entalpia de mudança de fase. O número de Sherwood pode alcançar valores 500, mas estabiliza em 3,45 para parede com temperatura constante e 2,5 para parede adiabática. Já o número de Nusselt pode alcançar valores de 10, mas estabiliza em 4,23 e 2,65 para parede adiabática e temperatura constante, respectivamente.

Uma extensão dos estudos desenvolvidos por Grossman (1983) foi realizada por Van der Wekken e Wassenaar (1988). Eles procuraram criar um melhor desenvolvimento das condições de contorno com condições mais genéricas e propuseram a resolução do sistema de equações por método dos elementos finitos. A grande diferença na modelagem foi em relação ao cálculo da entalpia específica na interface, a qual é considerada uma função da temperatura e fração mássica da fase líquida. Eles também consideraram que temperatura é linear com a fração mássica da fase líquida. Na resolução do problema foi utilizado o método de Galerkin para o sistema linear de segunda ordem de equações de derivadas parciais. Os resultados encontrados por Van der Wekken e Wassenaar (1988) foram muito similares aos resultados encontrados por Grossman (1983).

Uma particularidade do estudo apresentado por Van der Wekken e Wassenaar (1988) é que eles discutem sobre o uso de concentração mássica (densidade) da fase líquida e fração mássica como parâmetro de medida de proporção entre as substâncias. Enquanto a fração mássica da fase líquida é constante com a temperatura, a densidade da fase líquida varia com a temperatura e isso implica que num meio com fração mássica da fase líquida constante pode haver diferença de densidade da fase líquida e ocorrer um fluxo difusivo. Esse fenômeno é conhecido como “hot radiator paradox” e foi descrito por Sherwood et al. (1975).

Um fenômeno que muitas vezes é negligenciado nos modelos de filmes descendentes é a formação de ondas na superfície do filme. Sisoiev et al. (2005) realizaram uma modelagem mais complexa de um absorvedor de placa vertical para conseguir incluir a formação de ondas nas equações de conservação. Os seus resultados indicam que a frequência das ondas tem forte influência na transferência de massa. Eles ainda discutem que é possível determinar uma frequência que cria a condição de máxima transferência de massa e que isso pode ser utilizado para aumentar a eficiência do absorvedor.

2.5 ESTUDOS COM ÁGUA PURA

A realização de experimentos com água pura é muito mais simples que experimentos com misturas, isso faz com existam mais resultados disponíveis na literatura e conseqüentemente os desenvolvimentos matemáticos tenham uma melhor base de dados para serem desenvolvidos. O desenvolvimento matemático com água pura é muito similar aos estudos analíticos já apresentados.

Como foi muito bem descrito por Nakaryakov et al. (2002) a principal diferença é que a condição de contorno na interface é uma constante, pois só depende da pressão do sistema. Não é necessário utilizar a equação de conservação de espécies, uma vez que o sistema só é composto de uma substância.

Assad e Lampinen (2002) criaram um modelo para estudar a evaporação em um sistema de placas verticais paralelas em regime laminar com temperatura de parede constante. O objetivo era determinar a distância entre as placas que melhorava a taxa de troca de calor. Uma vez que o problema não envolve a concentração a resolução do sistema envolve resolver a conservação de massa e a conservação de energia. Assad e Lampinen (2002) consideraram um arranjo de 160 placas paralelas

com largura e altura de 0,3 m. As condições de simulações eram tais que a temperatura de saturação era 284,75 K e a placa era mantida a uma temperatura constante de 287,15 K. Nessas condições eles variaram o fluxo mássico da fase líquida entre 0,31 e 0,96 kg/s e concluíram que taxa de troca de calor aumenta assintoticamente com o aumento da distância entre as placas, porém a taxa volumétrica de troca de calor tem valor máximo quando a distância entre as placas está entre 3,5 e 4 mm.

Li et al. (2011) construíram um arranjo experimental com um feixe de seis tubos horizontais para estudar como a rugosidade dos tubos e o número de Reynolds interferem nos processos de troca de calor. No seu experimento foram utilizados quatro tubos com rugosidades distintas e diâmetro fixo de 15,88 mm, e o número de Reynolds foi variado entre 10 e 110. Os resultados mostraram que o coeficiente de convecção térmica aumenta com o número de Reynolds até atingir um pico e depois desse ponto ele decresce com o aumento de Reynolds. Li et al. (2011) explicaram que isso está associado a pontos secos nos tubos, pois a partir de certo ponto a vazão é suficiente para cobrir toda a superfície dos tubos e o aumento de vazão provoca o aumento da espessura do filme o que aumenta a resistência térmica do processo. A rugosidade dos tubos afetam muito as trocas de calor, de modo geral, quanto maior for a rugosidade maior serão as trocas de calor. Para todos os perfis de tubos estudados e faixa de Reynolds o coeficiente global de troca de calor apresentou valores entre 0,5 e 4,5 kW/m².K.

2.6 ESTUDOS COM MISTURAS ÁGUA/BROMETO DE LÍTIO

Misturas água/brometo de lítio têm sido largamente empregadas em ciclos de refrigeração por absorção de calor devido a maior praticidade na separação de seus componentes em relação a misturas amônia/água. Muitos dos estudos e modelos desenvolvidos para água/brometo de lítio servem de base para estudar os mesmos fenômenos com misturas amônia/água, pois o desenvolvimento da fase líquida é muito semelhante. Por outro lado, a fase vapor é muito diferente. Em misturas amônia/água, ao contrario de misturas água/brometo de lítio, o absorvente é volátil. Logo ela apresenta resistência à transferência de calor e massa em ambas as fases líquido e vapor (Lee et al., 2012).

Ibrahim e Vinnicombe (1993) realizaram uma das primeiras modelagens do processo de absorção em filmes descendentes com mistura água/brometo de lítio. O equacionamento desenvolvido por Ibrahim e Vinnicombe (1993) foi baseado nos estudos desenvolvidos por Grossman (1983). Eles também assumem que na interface a temperatura varia linearmente com a concentração de brometo de lítio, porem eles adotaram um método de solução híbrido que combinava solução analítica com método de diferenças finitas. O método utilizado por Ibrahim e Vinnicombe (1993) utilizava a solução analítica na região próxima à entrada da fase líquida e à interface líquido/vapor e utilizava a solução numérica nas demais regiões. Kim e Kang (1995) estudaram o fenômeno de absorção de água na fase vapor por uma solução de água/brometo de lítio na fase líquida em tubos verticais. Em seus ensaios experimentais eles calcularam os coeficientes de convecção térmica e mássico para uma faixa de número de Reynolds entre 30 e 200 e também variaram a pressão do sistema assim como a temperatura da fase líquida e do fluido refrigerante (mantendo a diferença de temperatura constante). Eles concluíram que existe um valor de número de Reynolds que faz as trocas de calor e massa atingirem valor máximo e que a formação de ondas na interface líquido/vapor interfere nas características dessas trocas.

Francés e Ojer (2003) realizaram ensaios experimentais com uma configuração de tubos horizontais e criaram um modelo matemático para predizer seu comportamento a partir dos resultados obtidos. Nos ensaios experimentais foi variada a fração mássica de água da fase líquida, temperatura da fase líquida, fluxo mássico da fase líquida, temperatura do fluido refrigerante e vazão do fluido refrigerante. Francés e Ojer (2003) concluíram que o modelo foi capaz de predizer adequadamente as trocas de calor, porem ele não apresentou bons resultados na predição das trocas de massa, o que seria um indício que os efeitos cruzados de troca de calor e massa não foram bem modelados.

Yoon et al. (2005) realizaram um estudo numérico com o intuito de predizer os perfis de temperatura e fração mássica de água, assim como as taxas de troca de calor e massa e os coeficiente de convecção envolvidos no processo de absorção em placas verticais. Yoon et al. (2005) discutem que o processo de absorção é exotérmico, logo a maior temperatura do sistema ocorre na interface e decresce até a temperatura da parede. Ao contrário dos outros autores eles dizem que a fração mássica de água tem maior valor na parede e decresce até a interface. O mesmo

fenômeno também foi observado nos trabalhos desenvolvidos por Papaefthimiou et al. (2006), que realizaram uma modelagem do processo de absorção para uma configuração de tubos horizontais.

O estudo de Yoon et al. (2005) foi um dos primeiros a não assumir uma relação linear da fração mássica de água e temperatura na interface. Eles utilizaram a curva de saturação para estabelecer uma relação entre essas duas variáveis. Eles concluíram que a taxa de absorção aumenta com o aumento da pressão do sistema, aumento da fração mássica de água de entrada, diminuição da temperatura de entrada da fase líquida e diminuição da temperatura de parede.

Em outro estudo Yoon et al. (2008) realizaram ensaios experimentais com uma configuração de tubos horizontais para investigar a influência do diâmetro, e concluíram que um menor diâmetro favorece a transferência de massa.

Um fator influente nos processos de absorção é o tempo de residência, definido como a quantidade de tempo que uma unidade da mistura fica no absorvedor ou gerador. Kyung et al. (2007) realizaram uma modelagem do processo de absorção em tubos horizontais para avaliar a relação do tempo de residência com as demais variáveis do problema. Eles concluíram que a fração mássica de água e temperatura da fase líquida diminuem com o aumento do tempo de residência e que o fluxo mássico da fase líquida aumenta com o aumento do tempo de residência.

O trabalho de Castro et al. (2008) é um dos poucos a realizar a modelagem do processo de dessorção. Em seus estudos eles procuraram simular o ciclo de refrigeração por absorção de calor completo. Eles consideraram um absorvedor de tubos verticais e um gerador de tubos horizontais. Um ponto interessante discutido por Castro et al. (2008) foi estabelecer uma condição para garantir a molhabilidade total do absorvedor e gerador, essa condição é verificada pelo cálculo de uma espessura mínima do filme a partir da qual pode-se considerar que toda a superfície está molhada. Entretanto eles observaram que o cálculo da espessura mínima só se verifica verdade para o condensador e que no absorvedor, gerador e evaporador ela correspondia entre 30 e 50% de área molhada e conseqüentemente as trocas de calor eram muito prejudicadas. Eles concluíram que uma questão muito importante para a operação desses equipamentos é garantir a molhabilidade e que novos estudos seriam necessários.

Outro trabalho que estudou filmes descendentes em geradores foi desenvolvido por Shi et al. (2009). Nesse estudo foi construído um arranjo experimental de tubo vertical e

posteriormente os dados obtidos foram utilizados na elaboração de um modelo. Os resultados indicam que o coeficiente de transferência de calor aumenta com o fluxo de calor e diminui com o fluxo mássico da fase líquida. A comparação dos resultados experimentais com as simulações revela que a transferência de calor nos experimentos é maior. Shi et al. (2009) atribuíram isso ao fato da simulação considerar a espessura do filme constante e conseqüentemente apresenta uma resistência térmica maior do que no caso real. Já em outro estudo apresentado por Shi et al. (2010) foi dada mais ênfase no coeficiente de convecção mássico, esse estudo mostra que o coeficiente de convecção mássico aumenta com as trocas de calor e diminui com a fração mássica de amônia de entrada. Shi et al. (2010) propuseram uma correlação para calcular o coeficiente de convecção mássica a partir da fração mássica de água da fase líquida de entrada, fluxo de calor da parede e número de Reynolds.

Karami e Farhanieh (2009) realizaram uma moldagem de absorvedor de placa vertical com o intuito de obter correlações para calcular os números de Nusselt e Sherwood em função do número de Reynolds, Prandtl e Schmidt. Eles aplicaram o método das diferenças finitas implícitas e conseguiram resolver o problema obtendo resultados bem próximos aos resultados experimentais encontradas na literatura. Posteriormente Karami e Farhanieh (2011) repetiram a metodologia para realizar uma modelagem de absorvedor de placa inclinada.

A maioria dos estudos apresentados assume a hipótese de propriedades constantes, mas Bo et al. (2010) utilizaram um modelo muito semelhante ao desenvolvido por Yoon et al. (2005) para realizar simulações usando CFD (do inglês *Computational Fluid Dynamics*) no *software* Fluent para avaliar a como essa hipótese interfere no problema. As simulações mostram que assumir propriedades constantes eleva a taxa de absorção em 6,5% em comparação com propriedades variáveis, pois a temperatura e fluxo mássico são menores quando se considera propriedades variáveis.

2.7 ESTUDOS COM MISTURAS AMÔNIA/ÁGUA

Kang et al. (1999) realizaram ensaios experimentais para estudar o fenômeno de absorção em filmes descendentes com mistura amônia/água num sistema de placa vertical. Eles explicam que no processo de condensação de uma mistura binária as trocas de calor e massa não dependem apenas das características da fase líquida (como ocorre para substâncias puras), mas também das características da fase vapor. No seu experimento Kang et al. (1999) variaram a fração mássica de amônia e a temperatura de entrada das fases líquido e vapor. Eles utilizaram 5, 10 e 15% como fração mássica de amônia da fase líquida de entrada e variaram a fração mássica de amônia da fase vapor de entrada entre 64,7 e 79,7%. A temperatura de entrada da fase líquida variou entre 17 e 37,2 °C e a temperatura da fase vapor variou entre 54,5 e 66,5 °C (valores para uma pressão próxima a atmosférica).

Um dos objetivos de Kang et al. (1999) era obter correlações para cálculo dos números de Nusselt e Sherwood e para isso eles utilizaram as equações de conservação da massa, espécie de amônia e energia juntamente com a equação da transferência de calor para realizar os cálculos a partir dos resultados experimentais. Um fenômeno observado nas análises foi que quando a fase líquida entrava na condição de líquido sub-resfriado ocorria um processo de retificação antes de ocorrer o processo de absorção. Os resultados obtidos por Kang et al. (1999) apontaram que o coeficiente de convecção térmica varia entre 0,5 e 2,1 kW/m².K e o coeficiente de convecção mássico varia entre 1,0 e 55 10⁻⁵ m/s para as condições estudadas. Esses valores são condizentes com a ordem de grandeza de outros estudos experimentais que foram analisados por Kang et al. (1999) como Hoffmann e Ziegler (1996) que estudaram filmes descendentes em tubos horizontais e encontraram um coeficiente de convecção térmica entre 1,0 e 2,1 kW/m².K para frações mássicas de amônia entre 20 e 53%; Rivera et al. (1996) que estudaram a evaporação de misturas amônia/água em tubos verticais e encontraram um coeficiente de convecção térmica entre 9,5 e 14,5 kW/m².K para frações mássica de amônia entre 38 e 48% e Morrison e Deans (1997) que estudaram a absorção de misturas amônia/água em tubos horizontais com frações mássicas de amônia muito baixas, entre 0,23 e 0,88% e encontraram um coeficiente de convecção térmica entre 8,5 e 18,4 kW/m².K

Em misturas amônia/água é muito importante considerar a fase vapor no processo de absorção. Kwon e Jeong (2004) realizaram um estudo experimental para avaliar como o fluxo de vapor interfere no processo de absorção. Eles consideraram frações mássicas de amônia entre 3 e 30% e temperaturas da fase líquida entre 45 e 60 °C e concluíram que o fluxo de vapor em corrente paralela proporciona melhores trocas de calor e massa que o fluxo de vapor em contra corrente, principalmente em concentrações mais baixas de amônia. Kwon e Jeong (2004) sugerem que em contra corrente a força de cisalhamento entre as fases líquidas e vapor seja significativa no fenômeno e não possa ser desprezado, o que interfere de forma negativa nas trocas de calor e massa.

Fernandez-Seara et al. (2005) realizaram uma das primeiras modelagens a incluir a variação de propriedades da fase vapor no problema. Eles consideraram um volume de controle discreto, subdividido em fase líquida e fase vapor pela interface, no qual eles utilizaram as diferenças finitas de massa, espécie de amônia e energia juntamente com as equações de transferência de calor e massa para montar o sistema de equações. Fernandez-Seara et al. (2005) discutem que o sistema de equações não lineares não pode ser resolvido analiticamente e optaram por empregar um método numérico de diferenças finitas para resolver o sistema. O método numérico consiste em dividir o comprimento do absorvedor em um número finito de elementos, de modo que cada elemento tenha uma fração igual do comprimento. Se forem conhecidas as condições de entrada do refrigerante, fase líquida e fase vapor em cada elemento é possível calcular as condições de saída em cada elemento por um processo iterativo e assim resolver o absorvedor de um extremo ao outro. Os resultados das simulações apontam que o processo de absorção ocorre rapidamente (é necessário um comprimento de tubo entre 0,6 e 2,5 m), sendo que no início do processo ocorre dessorção de água e que uma solução líquida menos concentrada e um refrigerante com temperatura mais baixa reduzem o tamanho necessário de tubo.

Posteriormente Sieres e Fernandez-Seara (2007) expandiram sua modelagem para os outros componentes do ciclo de absorção: absorvedor, gerador, retificador, destilador, condensador e evaporador e consideraram tanto corrente paralela como contra corrente entre a fase líquida e vapor. Nesse estudo foi dado mais ênfase aos perfis de concentração de amônia e a metodologia para implementação do algoritmo. Os resultados obtidos foram muito similares aos obtidos anteriormente. E

em Sieres e Fernandez-Seara (2008) foi proposta uma simplificação do modelo anterior que aproximava as curvas de saturação por uma relação linear da concentração de amônia com a temperatura. Os resultados obtidos mostram que essa simplificação é adequada para processos de retificação, nos quais as fases estão próximas a saturação, e processos nos quais a fase vapor esta superaquecida, entretanto esse modelo simplificado não pode ser utilizado para processos onde a fase líquida esta sub resfriada.

Bu et al. (2012) desenvolveram um modelo para estudar o processo de dessorção em tubos verticais e posteriormente realizaram ensaios experimentais para validar o modelo. Bu et al. (2012) utilizaram um único tubo vertical com 25 mm de diâmetro e 5 m de comprimento e variaram os seguintes parâmetros de entrada da mistura líquida: vazão de 40 a 100 L/h; fração mássica de amônia 40 a 60% e temperatura de 70 a 95 °C. A conclusão foi que o modelo era valido nessas condições. Os resultados de seu modelo mostraram que a espessura do filme tem valor máximo no início do processo e em pouco tempo esse valor cai e se estabiliza em um patamar da ordem de 0,4 mm. Ocorre o fenômeno oposto com a velocidade que cresce e se estabiliza próximo a 0,8 m/s. Também foi demonstrado que perfil da fração mássica de amônia dentro da fase líquida é maior na parede e decresce até atingir a fração mássica de amônia de saturação na interface. Mas a grande conclusão desse estudo foi que a fração mássica de amônia da fase líquida de entrada tem grande influência na capacidade de troca de calor do sistema e quantidade de amônia evaporada.

Lee et al. (2012) construíram um ciclo de refrigeração por absorção de calor modelo para poder realizar ensaios e estudar de forma mais realista o absorvedor e como os outros componentes do ciclo interferem no seu desempenho. Eles utilizaram um banco de seis tubos horizontais de 9,5 mm de diâmetro e 292 mm de comprimento para pressões de 150, 345 e 500 kPa, fração mássica de amônia variando entre 5 e 40% e fluxo mássico variando entre 0,019 e 0,034 kg/s. Os resultados experimentais apontaram que fluxo de calor varia entre 3,11 e 10,2 kW, o coeficiente global de troca de calor varia entre 753 e 1853 kW/m².K, o coeficiente de transferência de calor da fase líquida varia entre 923 e 2857 kW/m².K, o coeficiente de transferência de massa da fase líquida varia entre $5,51 \cdot 10^{-6}$ e $33,1 \cdot 10^{-5}$ m/s e o coeficiente de transferência de massa da fase vapor entre 0,0026 e 0,25 m/s. O fluxo de calor, coeficiente global de troca de calor, coeficiente de transferência de calor da fase

líquida aumentam com o aumento do fluxo mássico de líquido no absorvedor, sendo que esse último diminui com a diminuição da fração mássica de amônia da fase líquida da mistura que entra no sistema.

Leite e Simões-Moreira (2015) realizaram uma modelagem do absorvedor e gerador numa configuração de placa inclinada e apresentaram os resultados da simulação do absorvedor para uma condição específica. A modelagem apresentada foi muito similar a abordagem utilizada por Fernandez-Seara et al. (2005), com as devidas adaptações para a configuração de placa inclinada. Leite e Simões-Moreira (2015) também executaram uma revisão bibliográfica sobre propriedades de misturas amônia/água e leis de mistura.

2.8 FECHAMENTO DA REVISÃO BIBLIOGRÁFICA

A revisão bibliográfica revela que a grande maioria dos estudos com amônia/água se concentra em configurações de tubos horizontais ou tubos verticais, indicando que essas seriam as configurações mais utilizadas atualmente. Analisando a relação da área de contato por volume útil essas configurações são mais compactas que a placa inclinada, porém é mais difícil garantir a molhabilidade nessas geometrias o que afeta a eficiência dos processos de transferência de calor e massa. Sem estudos mais precisos, os quais são escassos na literatura, não é possível afirmar qual a melhor configuração.

Analisando os estudos com amônia/água nas configurações de placas verticais ou placas inclinadas percebe-se que não foi estudada a influência do ângulo de inclinação. Um ângulo de inclinação menor, por um lado, aumenta o tempo de residência e permite que calor e massa sejam trocados por mais tempo, mas por outro lado uma velocidade menor implica em coeficientes convecção menores. É preciso de um estudo para estabelecer qual o ângulo ótimo de operação.

Deste modo, ficam identificadas duas lacunas na literatura. A primeira envolve identificar qual a melhor configuração para o absorvedor e gerador e a segunda envolve identificar qual o ângulo ótimo de operação de uma configuração de placa inclinada.

2.9 OBJETIVOS

Com base na revisão bibliográfica e nas lacunas identificadas a proposta de trabalho é estudar a configuração de placa inclinada para determinar qual o ângulo de inclinação ótimo da placa, assim como estabelecer os principais parâmetros que afetam o desempenho. O intuito desse estudo é propor parâmetros para a construção de um protótipo laboratorial que possa ser utilizado em estudos futuros para determinar qual a melhor configuração do absorvedor e gerador.

Para atingir o objetivo geral foram definidos os seguintes objetivos:

- Propor um modelo matemático para o sistema absorvedor e gerador de placa inclinada de sistema de refrigeração por absorção com o par amônia/água;
- Desenvolver um aplicativo computacional para simulação do modelo em condições diversas;
- Realizar simulações para condições prefixadas e executar uma análise de sensibilidade com a finalidade de estabelecer relações de causa e efeito entre as variáveis;
- Propor parâmetros para a construção de um protótipo laboratorial.

3 FUNDAMENTAÇÃO TEÓRICA

Nessa secção serão apresentadas as expressões e conceitos relevantes para a formulação do modelo. Serão apresentados os diagramas amônia/água, as propriedades termofísicas da mistura, os coeficientes de convecção térmica e mássica, o acoplamento na interface líquido/vapor e a espessura do filme. Todas as propriedades termodinâmicas das substâncias puras e mistura foram retiradas da biblioteca do EES. A metodologia de cálculo das propriedades termodinâmicas é apresentada no Apêndice A.

3.1 DIAGRAMAS AMÔNIA/ÁGUA

Para representar graficamente o estado de substâncias puras normalmente utiliza-se de diagramas temperatura-pressão, temperatura-entropia, pressão-entalpia ou pressão-entropia, mas para misturas binárias de amônia/água o mais comum é fixar a pressão em determinado valor e utilizar diagramas temperatura-fração mássica de amônia ou entalpia-fração mássica de amônia.

Figura 3.1 – Diagrama temperatura-fração mássica de amônia para mistura amônia/água.

Na Figura 3.1 são representados todos os principais elementos de um diagrama temperatura-fração mássica de amônia, ou simplesmente diagrama T-x. A temperatura fica no eixo das ordenadas e a fração mássica de amônia no eixo das abscissas, sendo 0 água pura e 1 amônia pura. Existem duas curvas nesse diagrama que separam o diagrama em três regiões distintas. A curva inferior é a temperatura de bolha e representa a saturação da fase líquida, portanto toda a região abaixo dessa curva é líquido sub-resfriado. A curva superior é a temperatura de orvalho e representa a saturação da fase vapor, ou seja, toda a região acima dessa curva é vapor superaquecido e toda a região entre essas duas curvas representa a saturação, mistura de fase líquida e fase vapor. Essas curvas se encontram em dois pontos: $x = 0$ e $x = 1$, que correspondem à temperatura de evaporação/condensação da água e amônia para a pressão do diagrama, respectivamente.

Figura 3.2 – Diagrama entalpia-fração de amônia mássica para mistura amônia/água.

Na Figura 3.2 é ilustrado o diagrama entalpia-fração mássica de amônia, ou simplesmente diagrama H-x. As curvas nesse diagrama têm a função de representar a região de saturação. Toda região abaixo da curva de bolha é líquido sub-resfriado, toda a região acima da curva de orvalho é vapor superaquecido e toda região entre as duas curvas esta na região de saturação, e é uma mistura de fase líquida e vapor. Ao contrário do diagrama T-x não existem pontos de igualdade entre essas

curvas, pois a diferença entre a curva de orvalho e a curva de bolha é a entalpia específica de evaporação ou entalpia específica condensação.

3.2 PROPRIEDADES TERMOFÍSICAS

Para o cálculo de propriedades termofísicas foram levantadas uma série de correlações presentes na literatura que relacionam as propriedades da mistura amônia/água com as propriedades de seus componentes puros para uma dada condição do sistema, normalmente pressão e temperatura. Algumas propriedades da mistura são calculadas pelas frações molares de amônia e não pelas frações mássicas de amônia, para diferenciar entre as duas é utilizado $\tilde{}$ para indicar quando se trata de uma fração molar de amônia. É importante ressaltar que todas as propriedades são relativas à mistura, ou seja, o conjunto de amônia e água.

3.2.1 Condutividade Térmica

Conforme estudado por Conde-Petrit (2004) os principais estudos sobre a condutividade térmica de mistura amônia/água na fase líquida apresentados por Lees (1898), Braune (1937) e Baranov et al. (1997) mostram inconsistências entre si. Por essa razão é preferível aproximar a condutividade térmica da fase líquida por uma mistura ideal cuja condutividade é uma média simples das substâncias puras.

$$k_L = \tilde{x}.k_{aL} + (1 - \tilde{x}).k_{wL} \quad (3.1)$$

Na fase vapor a condutividade térmica é calculada pelas expressões propostas por Wassiljewa (1904) considerando as modificações de Mason e Saxena (1958) que são uma média ponderada das condutividades das substâncias puras, nas quais os fatores de ponderação dependem da viscosidade dinâmica das substâncias puras.

$$k_V = \frac{\tilde{y}.k_{aV}}{\tilde{y} + (1 - \tilde{y}).\mu_{V1}^{mix}} + \frac{(1 - \tilde{y}).k_{wV}}{(1 - \tilde{y}) + k.\mu_{V2}^{mix}} \quad (3.2)$$

onde:

$$\mu_{V1}^{mix} = \frac{\left[1 + \left(\frac{\mu_{aV}}{\mu_{wV}} \right)^{0,5} \cdot \left(\frac{M_w}{M_a} \right)^{0,25} \right]^2}{\left[8. \left(1 + \frac{M_a}{M_w} \right) \right]^{0,5}} \quad (3.3)$$

$$\mu_{V2}^{mix} = \mu_{V1}^{mix} \cdot \left(\frac{\mu_{wV}}{\mu_{aV}} \right) \cdot \left(\frac{M_a}{M_w} \right) \quad (3.4)$$

3.2.2 Viscosidade Dinâmica

Existem muitos dados experimentais sobre a viscosidade dinâmica de misturas amônia/água na fase líquida. Os primeiros estudos começaram com Kanitz (1897) e se estenderam até a primeira metade do século XX, sendo os resultados obtidos por Pinevic (1948) os mais relevantes. Conde-Petrit (2004) reuniu dados de diversas publicações e criou um modelo para reproduzir os resultados experimentais:

$$\ln(10^6 \cdot \mu_L) = \tilde{x} \cdot \ln(10^6 \cdot \mu_{aL}) + (1 - \tilde{x}) \cdot \ln(10^6 \cdot \mu_{wL}) + \mu_L^{mix} \quad (3.5)$$

$$\mu_L^{mix} = \left(0,534 - 0,815 \cdot \frac{T}{647,3} \right) \cdot f(\tilde{x}) \quad (3.6)$$

$$f(\tilde{x}) = 6,38 \cdot (1 - \tilde{x})^{1,125 \cdot \tilde{x}} \cdot (1 - e^{-0,585 \cdot \tilde{x} \cdot (1 - \tilde{x})^{0,18}}) \cdot \ln[(10^6 \cdot \mu_{aL})^{0,5} + (10^6 \cdot \mu_{wL})^{0,5}] \quad (3.7)$$

Na fase vapor Wilke (1950) propôs utilizar expressões análogas as propostas por Wassiljewa (1904) para a condutividade térmica que são uma média ponderada das viscosidades das substâncias puras.

$$\mu_{vap} = \frac{\tilde{y} \cdot \mu_{aV}}{\tilde{y} + (1 - \tilde{y}) \cdot \mu_{V1}^{mix}} + \frac{(1 - \tilde{y}) \cdot \mu_{wV}}{(1 - \tilde{y}) + \tilde{y} \cdot \mu_{V2}^{mix}} \quad (3.8)$$

3.2.3 Calor Específico

Assim como ocorre na condutividade térmica da fase líquida as estimativas do calor específico na fase líquida são inconsistentes entre si. Então também se aproxima o calor específico da fase líquida por uma mistura ideal (Conde-Petrit, 2004).

$$C_{PL} = \tilde{x} \cdot C_{PaL} + (1 - \tilde{x}) \cdot C_{PwL} \quad (3.9)$$

E para a fase vapor também se adota um calor específico de mistura ideal, pois a mistura amônia/água na fase vapor é bem aproximada por uma mistura ideal. (Conde-Petrit, 2004).

$$C_{PV} = \tilde{y} \cdot C_{PaV} + (1 - \tilde{y}) \cdot C_{PwV} \quad (3.10)$$

3.2.4 Difusividade Mássica

Wilke e Chang (1955) propuseram uma expressão para o coeficiente de difusão mássica da fase vapor na fase líquida para misturas com forte fator de associação como é o caso de misturas amônia/água.

$$D_{aw} = 117,282 \cdot 10^{-18} \cdot T_L \cdot \frac{\sqrt{\psi \cdot M_L}}{\mu_L \cdot \left(\frac{M_{aL}}{\rho_{aL}} \right)^{0,6}} \quad (3.11)$$

Para calcular o fator de associação pode-se utilizar a expressão obtida por Kashiwagi e Okajima (1987):

$$\psi = \tilde{x} \cdot 1,7 + (1 - \tilde{x}) \cdot 2,6 \quad (3.12)$$

Conforme investigado por Niederhauser (1991) e Niederhauser e Trepp (1994) essa expressão apresenta bons resultados práticos.

3.3 COEFICIENTES DE CONVECÇÃO

Os coeficientes de convecção térmica e mássica são valores que permitem calcular as taxas de troca de calor e massa se forem conhecidos seus respectivos perfis de temperatura e fração mássica de amônia. Existem algumas formas de calcular esses coeficientes, as formas mais comuns envolvem o uso de correlações experimentais que podem tanto calculá-los diretamente como calculá-los indiretamente pelos números adimensionais de Nusselt e Sherwood.

3.3.1 Coeficiente de Convecção Térmica

Na literatura existem algumas correlações para cálculo do coeficiente de convecção térmica para placas verticais, tubos horizontais e tubos verticais com o par amônia/água. Para placas inclinadas com amônia/água foi encontrada uma única correlação, a qual foi proposta por Garwim e Kelly (1955 apud Prost et al., 2006) para escoamento turbulento, Reynolds entre 2900 e 12800, e uma temperatura média da película de líquido de 34°C. A expressão para o coeficiente de convecção térmica local é:

$$h_L \left(\frac{\mu_L^2}{\rho_L^2 \cdot k_L^3 \cdot g} \right)^{\frac{1}{3}} = 0,02007 \cdot Re_L^{\frac{1}{3}} \cdot (\sin(\theta))^{0,2} \quad (3.13)$$

O número de Reynolds local é a relação entre forças de inércia e forças viscosas que atuam no fluido e ele pode ser expresso por:

$$Re = \frac{\rho \cdot V \cdot D}{\mu} = \frac{4 \cdot \dot{m}}{\mu \cdot p_{st}} \quad (3.14)$$

onde p_{st} denota o perímetro molhado da secção transversal e D denota o diâmetro hidráulico do escoamento. Por definição, o diâmetro hidráulico é calculado por:

$$D = \frac{4 \cdot A_{st}}{p_{st}} \quad (3.15)$$

Logo, o número de Reynolds da fase líquida é expresso por:

$$Re_L = \frac{4 \cdot \dot{m}_L}{\mu_L \cdot w} \quad (3.16)$$

E o número de Reynolds da fase vapor é expresso por:

$$Re_V = \frac{4 \cdot \dot{m}_V}{\mu_V \cdot (w + 2d)} \quad (3.17)$$

É importante frisar que nessa abordagem considera-se um fluxo contínuo da fase vapor, ou seja, o vapor não está parado dentro do sistema da placa inclinada.

Bird et al. (1960) explicam que existem dois tipos de regime laminar. O primeiro tipo ocorre para $Re < 20$ e se caracteriza por um regime é laminar com ondulações mínimas, essas ondas aparecem na superfície do fluido são longas e se movimentam para baixo. O segundo tipo ocorre $20 < Re < 1.500$ e se caracteriza pela aparição de ondas com maior frequência, é dito que o fluido é laminar com ondas pronunciadas. Para $Re > 1.500$ o regime é turbulento, neste regime o escoamento se torna irregular e caótico.

A expressão proposta por Garwim e Kelly (1955 apud Prost et al., 2006) não é muito adequada ao estudo, pois se deseja trabalhar com escoamento laminar. A solução adotada para contornar a ausência de expressões adequadas foi desenvolver expressões para fatores de correção que permitissem converter os números adimensionais de Nusselt e Sherwood de placa vertical para placa inclinada, de tal modo que:

$$Nu\left(\frac{\pi}{2}\right) \cdot F_{Nu}(\theta) = Nu(\theta) \quad (3.18)$$

$$Sh\left(\frac{\pi}{2}\right) \cdot F_{Sh}(\theta) = Sh(\theta) \quad (3.19)$$

O desenvolvimento das expressões para os fatores de correção é mostrado no Apêndice B, e suas expressões são:

$$F_{Nu}(\theta) = e^{-0,081 \cdot \left(\theta - \frac{\pi}{2}\right) + 0,054 \cdot \left(\theta^2 - \frac{\pi^2}{4}\right) - 0,012 \cdot \left(\theta^3 - \frac{\pi^3}{8}\right)} \quad (3.20)$$

$$F_{Sh}(\theta) = e^{-1,712 \cdot \left(\theta - \frac{\pi}{2}\right) + 1,402 \cdot \left(\theta^2 - \frac{\pi^2}{4}\right) - 0,392 \cdot \left(\theta^3 - \frac{\pi^3}{8}\right)} \quad (3.21)$$

O número de Nusselt local é a relação entre transferência de calor por convecção e condução e o número de Sherwood local é a relação e relação entre transferência de massa por convecção e condução. Eles são expressões respectivamente por:

$$Nu = \frac{h \cdot D}{k} \quad (3.22)$$

$$Sh = \frac{h_m \cdot D}{D_{aw}} \quad (3.23)$$

Para calcular os números de Nusselt e Sherwood são considerados os estudos conduzidos por Kang et al. (1999) que avaliaram o comportamento do processo de absorção numa superfície vertical com mistura amônia/água. Nesse estudo foram analisadas diferentes condições de operação, tais como diferentes temperaturas, concentrações e vazões. As expressões para os números de Nusselt e Sherwood locais são:

$$Nu\left(\frac{\pi}{2}\right) = 0,8530 \cdot 10^{-3} \cdot Re_L^{1,518} \cdot Re_V^{0,1759} \cdot \left(\frac{T_V^{in} - T_L^{in}}{T_L^{in}}\right)^{1,8790} \cdot \left(\frac{y^{in} - x^{in}}{x^{in}}\right)^{-0,5756} \quad (3.24)$$

$$Sh\left(\frac{\pi}{2}\right) = 0,6996 \cdot 10^{-7} \cdot Re_L^{0,8874} \cdot Re_V^{1,265} \cdot \left(\frac{T_V^{in} - T_L^{in}}{T_L^{in}}\right)^{0,8844} \cdot \left(\frac{y^{in} - x^{in}}{x^{in}}\right)^{0,5304} \quad (3.25)$$

No estudo apresentado por Kang et al. (1999) o coeficiente de convecção térmica variou entre 500 e 2100 W/m².K e o coeficiente de convecção mássico variou entre 10 e 550 µm/s. Um aspecto interessante dessas expressões é que o número de Reynolds da fase líquida é mais relevante para a transferência de calor e o número de Reynolds da fase vapor é mais relevante para a transferência de massa.

É importante enfatizar que não foram encontradas expressões para o gerador o com par amônia/água na literatura, sendo assim, a mesma expressão utilizada para o absorvedor será utilizada no gerador.

3.3.2 Coeficiente de Convecção Térmica Corrigido

O coeficiente de convecção usual, apresentado anteriormente, é calculado considerando-se apenas troca de calor, porém quando ocorre transferência simultânea de calor e massa existe uma transferência de calor sensível adicional devido ao transporte de massa entre temperaturas diferentes. Para considerar esse acréscimo de calor Treybal (1981) propôs uma expressão para corrigir o coeficiente de convecção:

$$h^* = h \cdot \frac{c}{1 - e^{-c}} \quad (3.26)$$

onde c é uma relação entre o calor sensível por troca de calor através da interface líquido/vapor e o calor devido ao transporte de massa:

$$c = \frac{\dot{m}_a \cdot C_{Pa} + \dot{m}_w \cdot C_{Pw}}{A_{int} \cdot h} \quad (3.27)$$

O coeficiente corrigido será maior que o coeficiente usual se o transporte de massa tiver mesmo sentido que a taxa de transferência de calor e ele será menor se eles tiverem sentidos opostos. É importante ressaltar que o fluxo mássico de amônia e água através da interface não precisam necessariamente ter o mesmo sentido, isso será mais discutido na secção 3.4.

3.3.3 Coeficiente de Convecção Mássico

O coeficiente de convecção mássico pode ser calculado com o auxílio da expressão para número de Sherwood anteriormente apresentada, mas também pode ser empregada uma analogia com os processos de transferência de calor. A analogia obtida em Chilton e Colburn (1934) para obter as equações dos coeficientes de convecção mássicas das fases líquido e vapor é válida para faixas de número de Schmidt entre 0,6 e 2500 e número de Prandtl entre 0,6 e 100 (Treybal, 1981).

Define-se então o fator de transferência de calor como:

$$J_H = St \cdot (Pr)^{\frac{2}{3}} \quad (3.28)$$

Que é análogo ao fator de transferência de massa:

$$J_D = St_m \cdot (Sc)^{\frac{2}{3}} \quad (3.29)$$

O número de Prandtl é a relação entre difusividade de momentum e difusividade térmica do fluido e o número de Stanton é a relação entre o coeficiente de transferência de calor e a capacidade térmica do fluido. Eles são respectivamente expressos por:

$$Pr = \frac{C_p \cdot \mu}{k} = \frac{v}{\alpha} \quad (3.30)$$

$$St = \frac{h}{\rho \cdot V \cdot C_p} \quad (3.31)$$

Os números de Schmidt e Stanton mássico são equivalentes para transferência de massa, sendo o número de Schmidt a relação entre difusividade de momentum e difusividade mássica do fluido e número de Stanton mássico a relação entre o coeficiente de transferência de massa e a capacidade mássica do fluido. Eles são respectivamente expressos por:

$$Sc = \frac{v}{D_{aw}} \quad (3.32)$$

$$St_m = \frac{h_m}{V} \quad (3.33)$$

Assume-se que na fronteira líquido/vapor os dois fatores de transferência sejam iguais, de tal modo que é possível encontrar os coeficientes convectivos de transferência de massa igualando-os:

$$J_D = J_H \quad (3.34)$$

$$St_m \cdot (Sc)^{\frac{2}{3}} = St \cdot (Pr)^{\frac{2}{3}} \quad (3.35)$$

Assim tem-se que:

$$h_{mL} = \frac{h_L}{C_{PL} \cdot \rho_L} \left(\frac{Pr_L}{Sc_L} \right)^{\frac{2}{3}} \quad (3.36)$$

$$h_{mV} = \frac{h_V}{C_{PV} \cdot \rho_V} \left(\frac{Pr_V}{Sc_V} \right)^{\frac{2}{3}} \quad (3.37)$$

Sendo:

$$\frac{Pr}{Sc} = \frac{D_{aw}}{\alpha} = \frac{1}{Le} \quad (3.38)$$

O número de Lewis é a relação entre difusividade térmica e difusividade mássica do fluido. O Anexo A mostra um resumo sobre a expressão e definição dos números adimensionais utilizados nessa secção.

3.4 INTERFACE LÍQUIDO/VAPOR

Conforme proposto por Treybal (1981) pode-se considerar que a interface líquido/vapor está em equilíbrio termodinâmico e como a teoria de Lewis e Whitman (1924) assume que a resistência à transferência de massa ocorre apenas nos fluidos e não na interface, pode-se concluir que as frações mássicas de amônia da fase líquida e vapor são os valores de equilíbrio dados pela curva de saturação do sistema.

$$x_{int} = f(P, T_{int}) \quad (3.39)$$

$$y_{int} = f(P, T_{int}) \quad (3.40)$$

Ou seja, o equilíbrio termodinâmico na interface estabelece uma temperatura de interface que é comum às duas fases e estabelece as respectivas frações mássicas de amônia na interface para a fase líquida e vapor.

Na interface o perfil de fração mássica de amônia é tipicamente descontínuo e os valores de x_{int} e y_{int} são distintos. Conforme discutido por Sieres e Fernandez-Seara (2007) nos processos em ciclos de absorção tem-se que $y_{int} \geq x_{int}$, o que

restringe a quatro possibilidades de perfis de fração mássica de amônia, os quais estão ilustrados na Figura 3.3.

Figura 3.3 – Perfis de fração mássica de amônia em sistemas de absorção.
Reproduzido de Sieres e Fernandez-Seara (2007).

Os perfis de fração mássica de amônia em sistemas de absorção são:

- Caso I $y_{int} > y$ e $x_{int} < x$ – Essa situação ocorre quando a temperatura de interface é maior que a temperatura de saturação da fase líquida e menor que a temperatura de saturação da fase vapor. Esse caso admite dois intervalos de soluções: $z < x_{int}$ e $z > y_{int}$, o primeiro é um processo de absorção de vapor e o segundo um processo de dessorção de vapor.
- Caso II $y_{int} > y$ e $x_{int} > x$ – Essa situação ocorre quando a temperatura de interface é menor que as temperaturas de saturação de ambas as fases. Esse caso admite um intervalo de solução: $y > z > x_{int}$ que é sempre um processo de absorção de vapor.
- Caso III $y_{int} < y$ e $x_{int} < x$ – Essa situação ocorre quando a temperatura de interface é maior que as temperaturas de saturação de ambas as fases. Esse caso admite um intervalo de solução: $y_{int} > z > x$ que é sempre um processo de dessorção de vapor.
- Caso IV $y_{int} < y$ e $x_{int} > x$ – Essa situação ocorre quando a temperatura de interface é menor que a temperatura de saturação da fase líquida e maior que a temperatura de saturação da fase vapor. Esse caso admite dois intervalos de soluções: $z > y$ e $z < x$, o primeiro é um processo de absorção de vapor e o segundo um processo de dessorção de vapor.

A transferência de massa entre a fase vapor e líquida não é consequência apenas do gradiente de concentração de amônia existente entre as fases, é também ocasionada pelo processo difusivo através da interface ao longo do filme. Para

regime estacionário o fluxo total de vapor absorvido pela mistura líquida (o sentido positivo é da fase vapor para a fase líquida) é dado pelas seguintes equações desenvolvidas por Colburn e Drew (1937) e apresentadas por Erickson et al. (1998):

$$\dot{m}_a = z \cdot h_{mV} \cdot \rho_V \cdot A_{int} \cdot \ln \left(\frac{z - y_{int}}{z - y} \right) \quad (3.41)$$

$$\dot{m}_a = z \cdot h_{mL} \cdot \rho_L \cdot A_{int} \cdot \ln \left(\frac{z - x}{z - x_{int}} \right) \quad (3.42)$$

$$z = \frac{\dot{m}_a}{\dot{m}_a + \dot{m}_w} \quad (3.43)$$

Uma explicação mais detalha sobre os intervalos de solução e sobre a resolução desse sistema de equações pode ser visto no Apêndice C.

3.5 ESPESSURA DO FILME

Nusselt (1916) resolveu as equações de camada limite para escoamento laminar sobre placas e obteve uma expressão que relaciona a espessura do filme líquido com as características do fluido e do escoamento.

$$\delta = \left[\frac{3 \cdot \mu_L \cdot \Gamma_L}{\rho_L \cdot (\rho_L - \rho_V) \cdot g \cdot \sin(\theta)} \right]^{\frac{1}{3}} \quad (3.44)$$

Zhou et al. (2009) investigaram o desvio dessa equação em relação ao comportamento real e constataram que quanto melhor for o sistema de distribuição maior será a correlação com a realidade. Eles também observaram que a espessura típica do filme descendente varia entre 0,2 e 0,8 mm a depender do número de Reynolds do escoamento.

A espessura do filme tem um papel fundamental nas trocas de calor e massa, pois conforme Prata (2012) e Narváez-Romo et al. (2015) investigaram a espessura do filme é o principal parâmetro responsável pelo coeficiente de transferência de calor do filme. Quanto maior for a espessura maior será a resistência térmica e menor será a troca de calor.

4 MATERIAIS E MÉTODOS

Nessa secção será apresentado o modelo que foi utilizado para realizar as simulações do absorvedor e gerador de placa inclinada. Serão descritos os procedimentos de cálculo com todas as considerações necessárias e todas as ferramentas utilizadas para a sua elaboração e simulação computacional.

4.1 PROGRAMA COMPUTACIONAL EMPREGADO

O Engineering Equation Solver (EES) é um *software* de resolução de sistemas de equações não lineares. Ele permite adicionar equações diretamente no programa principal, sem a necessidade de isolar variáveis, e possui algoritmos numéricos próprios para encontrar a solução do sistema de equações. Apesar de todas essas vantagens o grande diferencial do EES, que justifica sua escolha como ferramenta de trabalho, é sua biblioteca de propriedades termodinâmicas de amônia e água puras e misturas amônia/água que atende boa parte das necessidades do problema. Com suas bibliotecas de propriedades ele consegue determinar o estado da amônia e água puras a partir de duas propriedades quaisquer e calcular suas propriedades termofísicas como viscosidade dinâmica, condutividade térmica e calor específico a partir da pressão e temperatura.

No caso da mistura amônia/água o EES também possui uma rotina externa ($\text{NH}_3\text{H}_2\text{O}$) que consegue determinar o estado da mistura a partir de três propriedades predeterminadas, mas ele não possui nenhuma função para calcular as propriedades termofísicas da mistura. Foi desenvolvida uma sub-rotina para cada propriedade apresentada na Secção 3.2. Essas sub-rotinas são funções que realizam chamadas das funções nativas do EES para calcular as propriedades das substâncias puras e utilizam esses valores, juntamente com os outros dados necessários, para calcular as propriedades da mistura amônia/água. Também foi preciso desenvolver algumas sub-rotinas mais específicas para alguns processos iterativos e/ou condicionais. A lógica dessas sub-rotinas pode ser vista no Apêndice D.

4.2 ABORDAGEM DO PROBLEMA

Existem muitas variações de modelos matemáticos na literatura que foram empregadas para diferentes geometrias e fluidos de trabalho. No Apêndice E foi feito um resumo com as principais variações dos modelos matemático, as hipóteses consideradas e os principais equacionamentos.

De modo geral os modelos matemáticos existentes na literatura podem ser agrupados em duas vertentes principais e algumas ramificações. A primeira vertente baseia-se nos trabalhos feitos por Grossman (1983) e Van der Wekken e Wassenaar (1988) entre outros. Essa vertente procura resolver as equações diferenciais de conservação de massa, momento, espécie e temperatura por métodos de volume ou elementos finitos para encontrar os perfis de velocidade, fração mássica de amônia e temperatura ao longo da espessura do filme para todo o comprimento do absorvedor ou gerador (fase líquida). A segunda vertente baseia-se nos trabalhos feitos por Fernandez-Seara et al. (2005) e Sieres e Fernandez-Seara (2007) entre outros. Essa vertente utiliza diferenças finitas de massa, espécie e energia em volumes de controle discretos subdivididos em fase líquida e fase vapor pela interface para obter valores representativos de fração mássica de amônia e temperatura para cada volume de controle discreto.

O uso da primeira vertente é muito comum em modelos de absorvedor e gerador operados com água/brometo de lítio, pois o brometo de lítio não é volátil e a fase vapor é aproximadamente homogênea composta apenas por água. Nesses modelos não existe interesse e/ou relevância em considerar uma fase vapor bem detalhada, sendo muito comum ela ser considerada constante e servir de condição de contorno para a fase líquida na superfície da espessura do filme. Já em misturas amônia/água as duas substâncias são voláteis e estão presentes em ambas as fases, por essa razão optou-se por utilizar um modelo baseado na segunda vertente. A desvantagem dessa vertente é que não é possível obter os perfis de velocidade, fração mássica de amônia e temperatura ao longo da espessura do filme, entretanto com os valores representativos de fração mássica de amônia e temperatura para o volume de controle discreto é possível obter os perfis ao longo do comprimento.

4.3 DESCRIÇÃO DO MODELO

A configuração de placa inclinada consiste de uma superfície plana e lisa que forma um ângulo de inclinação θ com a horizontal. Assume-se que a distribuição de líquido seja uniforme e que não existam caminhos preferenciais de escoamento, de modo que não existam pontos secos na superfície e que o escoamento seja laminar e plenamente desenvolvido. A placa é caracterizada por suas dimensões (comprimento, largura e espessura), pelo seu material (propriedades de transporte) e pelo ângulo de inclinação da placa. Para fins de simplificação assume-se que ela seja fina e que o seu material seja um bom condutor de calor, como alumínio, de modo que a resistência térmica seja desprezível e que a temperatura de superfície T_s seja constante ao longo do comprimento. A escolha de alumínio se deve não somente a sua alta condutividade térmica, mas também a sua compatibilidade com meios contendo amônia e soluções de amônio, pois esses meios tem a tendência a corroer a maioria das ligas metálicas. No Anexo B é mostrado um resumo sobre os efeitos da corrosão em meios com amônia e soluções de amônio para várias ligas metálicas.

Figura 4.1 – Representação do modelo adotado para absorvedor e gerador.

A Figura 4.1 ilustra o modelo adotado para o absorvedor e gerador, onde são representadas todas as dimensões e elementos presentes no modelo. O absorvedor ou gerador é dividido igualmente ao longo do comprimento L em volumes de controle discretos (chamados de células de cálculo), os quais são subdivididos em fase líquida e fase vapor. Toda célula de cálculo tem a mesma largura w e comprimento ΔL , a altura das células de fase líquida é igual à espessura do filme líquido δ e a altura das células de vapor é a diferença entre a altura do absorvedor ou gerador e essa espessura $d - \delta$. O comprimento das células de cálculo é tal que:

$$L = \Delta L \cdot N \quad (4.1)$$

Cada célula de cálculo é um elemento pontual com propriedades médias do intervalo que está representando, por isso não existe distribuição de temperatura ou fração mássica de amônia no interior de uma célula de cálculo. A distribuição de temperatura e fração mássica de amônia ao longo do comprimento do absorvedor e gerador é formada pelo conjunto de informações das células de fase líquido e fase vapor.

Figura 4.2 – Representação das trocas de calor e massa numa célula i .

A Figura 4.2 ilustra as trocas de calor e massa numa célula de cálculo i do absorvedor e gerador. A diferença entre ambos fica no sentido das trocas de calor $\dot{Q}_{int}$ e massa $\dot{m}_a$, $\dot{m}_w$ na interface e do sentido do calor trocado na superfície da placa $\dot{Q}_s$. Em ambos os casos considera-se que a fase líquida e vapor escoem no mesmo sentido (do topo para a base da placa).

No absorvedor ocorre o fenômeno de absorção de vapor. Os fluxos de calor e mássicos na interface vão da fase vapor para a fase líquida, o fluxo de calor trocado na superfície da placa vai da fase líquida para a placa e como consequência o fluxo mássico da fase líquida aumenta ($\dot{m}_L^i > \dot{m}_L^{i-1}$) e o fluxo mássico da fase vapor diminui ($\dot{m}_V^i < \dot{m}_V^{i-1}$). No gerador esses sentidos são invertidos e ocorre o fenômeno da dessorção de vapor. Os fluxos de calor e mássicos na interface vão da fase líquida para a fase vapor, o fluxo de calor trocado na superfície da placa vai da placa para a fase líquida e como consequência o fluxo mássico da fase líquida diminui ($\dot{m}_L^i < \dot{m}_L^{i-1}$) e o fluxo mássico da fase vapor aumenta ($\dot{m}_V^i > \dot{m}_V^{i-1}$).

4.3.1 Hipóteses do Modelo

As hipóteses do modelo têm por objetivo simplificar problema e permitir que sua resolução seja menos complexa. No Apêndice E foram estudadas as principais variações do modelo matemático e definidas as principais hipóteses. A seguir serão exibidas as hipóteses consideradas com uma breve justificativa de seu uso.

- Escoamento unidimensional – A velocidade na direção axial é tipicamente maior que a velocidade nas outras direções, de modo que o fluxo mássico seja majoritariamente axial;
- Escoamento incompressível – As velocidades do escoamento são tipicamente subsônicas e os efeitos de compressibilidade no escoamento não são relevantes;
- Escoamento sem geração de calor – Não existe nenhum elemento no escoamento que seja capaz de gerar calor;
- Escoamento não reativo – Amônia e água reagem formando hidróxido de amônio, mas a escala dessa reação é muito pequena para interferir nas trocas de calor e massa;
- Escoamento sem formação de ondas – Mesmo no regime laminar ocorre a formação de ondas na superfície do escoamento, porém a inclusão desse efeito complicaria muito o modelo;
- Regime estacionário – O uso dessa hipótese não permite que o modelo seja aplicado a situações de partida, parada ou mudança de carga, por exemplo. Mas ela se faz necessário, pois um modelo capaz de prever o comportamento no regime transitório é muito complexo. Além de que o foco do estudo é

estudar os componentes a plena carga, situação em que o regime é aproximadamente estacionário;

- Regime laminar – Assume-se que o regime seja laminar, pois o fluxo mássico da fase líquida é muito pequeno e escoar com baixa velocidade;
- Fluido Newtoniano – A mistura amônia/água se comporta como fluido Newtoniano;
- A fase vapor exerce força de cisalhamento desprezível sobre a fase líquida – Comparado aos outros efeitos envolvidos no problema esse efeito é desprezível.
- A única força de campo que atua no escoamento é a gravitacional – Não existem outras forças de campo que poderia atuar no escoamento;
- Dissipação viscosa desprezível – A mistura amônia/água não apresenta viscosidade elevada e esse efeito não interfere muito no problema;
- Variação de pressão desprezível – O comprimento da placa é muito pequeno para provocar uma perda de pressão significativa;
- Efeitos de convecção natural desprezíveis – A convecção entre a fase líquida e a placa inclinada é muito mais significativa para as trocas de calor e faz com que a convecção natural seja desprezível;
- Efeitos de difusão térmica e mássica no sentido axial desprezível – As trocas de calor e massa ocorrem mais intensamente entre a interface líquido/vapor e a superfície da placa;
- Superfície de contato da placa completamente molhada – Assume-se que o sistema de distribuição seja bem projetado, de modo a não formar pontos secos na placa inclinada.

4.3.2 Equações Diferenciais de Conservação

As equações do sistema são compostas das equações de conservação de massa, momento, energia e espécie de amônia. Essas equações são aplicadas ao volume de controle que compreende cada uma das fases e em sua forma mais geral são escritas como:

Equação da conservação da massa:

$$\frac{\partial \rho}{\partial t} + \rho \cdot \frac{\partial V_x}{\partial X} + \rho \cdot \frac{\partial V_y}{\partial Y} + \rho \cdot \frac{\partial V_z}{\partial Z} = 0 \quad (4.2)$$

Equação da conservação do momento:

$$\rho \left(\frac{\partial V_x}{\partial t} + V_x \frac{\partial V_x}{\partial X} + V_y \frac{\partial V_x}{\partial Y} + V_z \frac{\partial V_x}{\partial Z} \right) = -\frac{\partial P}{\partial X} + \mu \left(\frac{\partial^2 V_x}{\partial X^2} + \frac{\partial^2 V_x}{\partial Y^2} + \frac{\partial^2 V_x}{\partial Z^2} \right) + F_x \quad (4.3)$$

$$\rho \left(\frac{\partial V_y}{\partial t} + V_x \frac{\partial V_y}{\partial X} + V_y \frac{\partial V_y}{\partial Y} + V_z \frac{\partial V_y}{\partial Z} \right) = -\frac{\partial P}{\partial Y} + \mu \left(\frac{\partial^2 V_y}{\partial X^2} + \frac{\partial^2 V_y}{\partial Y^2} + \frac{\partial^2 V_y}{\partial Z^2} \right) + F_y \quad (4.4)$$

$$\rho \left(\frac{\partial V_z}{\partial t} + V_x \frac{\partial V_z}{\partial X} + V_y \frac{\partial V_z}{\partial Y} + V_z \frac{\partial V_z}{\partial Z} \right) = -\frac{\partial P}{\partial Z} + \mu \left(\frac{\partial^2 V_z}{\partial X^2} + \frac{\partial^2 V_z}{\partial Y^2} + \frac{\partial^2 V_z}{\partial Z^2} \right) + F_z \quad (4.5)$$

Equação da conservação de energia:

$$\rho \cdot C_p \cdot \left(\frac{\partial T}{\partial t} + V_x \frac{\partial T}{\partial X} + V_y \frac{\partial T}{\partial Y} + V_z \frac{\partial T}{\partial Z} \right) = k \left(\frac{\partial^2 T}{\partial X^2} + \frac{\partial^2 T}{\partial Y^2} + \frac{\partial^2 T}{\partial Z^2} \right) + \mu \Phi + \dot{q} \quad (4.6)$$

Sendo a dissipação viscosa definida por:

$$\mu \Phi = \mu \left\{ \left(\frac{\partial V_x}{\partial Y} + \frac{\partial V_y}{\partial X} + \frac{\partial V_z}{\partial Z} \right)^2 + 2 \left[\left(\frac{\partial V_x}{\partial X} \right)^2 + \left(\frac{\partial V_y}{\partial Y} \right)^2 + \left(\frac{\partial V_z}{\partial Z} \right)^2 \right] \right\} \quad (4.7)$$

Equação da conservação de espécie de amônia:

$$\frac{\partial C_a}{\partial t} + V_x \frac{\partial C_a}{\partial X} + V_y \frac{\partial C_a}{\partial Y} + V_z \frac{\partial C_a}{\partial Z} = D_{aw} \left(\frac{\partial^2 C_a}{\partial X^2} + \frac{\partial^2 C_a}{\partial Y^2} + \frac{\partial^2 C_a}{\partial Z^2} \right) + N_a \quad (4.8)$$

Utilizando as hipóteses anteriormente apresentadas é possível reduzir o sistema de equações para três equações. A primeira equação é uma combinação da conservação de momento e conservação de massa e as outras duas são a conservação de energia e conservação de espécie de amônia, respectivamente.

$$0 = v \cdot \frac{\partial^2 V_x}{\partial Y^2} + g \cdot \sin(\theta) \quad (4.9)$$

$$V_x \frac{\partial T}{\partial X} = \alpha \left(\frac{\partial^2 T}{\partial X^2} + \frac{\partial^2 T}{\partial Y^2} \right) \quad (4.10)$$

$$V_x \frac{\partial C_a}{\partial X} = D_{aw} \left(\frac{\partial^2 C_a}{\partial X^2} + \frac{\partial^2 C_a}{\partial Y^2} \right) \quad (4.11)$$

4.3.3 Acoplamento Interfacial

A interface líquido/vapor é uma superfície que delimita a separação entre a fase líquido e a fase vapor. Ela pode ser representada como um volume de controle no qual ambas as fases coexistem em equilíbrio termodinâmico. A Figura 4.3 ilustra as trocas de calor e massa através da interface para o absorvedor.

Figura 4.3 – Trocas de calor e massa através da interface para o absorvedor.

Devido à conservação de massa o fluxo mássico de amônia e água que sai da fase vapor será idêntico ao fluxo mássico que entra na fase líquida. A expressão para calcular o fluxo mássico através da interface foi obtida por Colburn e Drew (1937) e relaciona os coeficientes de convecção mássicos com as propriedades das fases e da interface. A transferência de massa através da interface é expressa por:

$$\dot{m}_a = z \cdot h_{mV} \cdot \rho_V \cdot A_{int} \cdot \ln \left(\frac{z - y_{int}}{z - y} \right) \quad (4.12)$$

$$\dot{m}_a = z \cdot h_{mL} \cdot \rho_L \cdot A_{int} \cdot \ln \left(\frac{z - x}{z - x_{int}} \right) \quad (4.13)$$

$$z = \frac{\dot{m}_a}{\dot{m}_a + \dot{m}_w} \quad (4.14)$$

Foi considerado que a área da interface líquido/vapor é igual à área de superfície da placa, ou seja:

$$A_s = A_{int} = w \cdot L \quad (4.15)$$

Por outro lado, na transferência de calor a identidade não é mantida e o fluxo de calor que sai da fase vapor não é igual ao fluxo de calor que entra na fase líquida. Essa diferença é justificada pela entalpia de mudança de fase, pois a entalpia da fase vapor é maior que a entalpia da fase líquida e para que ocorra a conservação de energia é preciso que o fluxo de calor que sai do absorvedor seja maior que o fluxo de calor que entra. Essa relação fica explícita no balanço de energia da interface:

$$\dot{Q}_V + (\dot{m}_a + \dot{m}_w).H_{Vint} = \dot{Q}_L + (\dot{m}_a + \dot{m}_w).H_{Lint} \quad (4.16)$$

Sendo os fluxos de calor definidos pela lei de resfriamento de Newton. Considerando o sentido positivo da fase vapor para a fase líquida vale que:

$$\dot{Q}_L = h_L^*.A_{int}.(T_{int} - T_L) \quad (4.17)$$

$$\dot{Q}_V = h_V^*.A_{int}.(T_V - T_{int}) \quad (4.18)$$

Nessas expressões os coeficientes de convecção térmica são os corrigidos, pois na interface líquido/vapor também ocorre transferência de massa.

4.3.4 Relações de Fechamento

A transferência de calor entre a placa e fase líquida também é definida pela lei de resfriamento. Expressa por:

$$\dot{Q}_S = h_L.A_{int}.(T_L - T_s) \quad (4.19)$$

4.3.5 Variáveis Dependentes e Independentes

Para facilitar o entendimento do problema é útil separar as variáveis em variáveis dependentes e variáveis independentes. As variáveis dependentes são:

- Fluxo mássico de saída da fase líquida ($\dot{m}_L^{out}$);
- Fluxo mássico de saída da fase vapor ($\dot{m}_V^{out}$);
- Fluxo mássico de amônia através da interface ($\dot{m}_a$);
- Fluxo mássico de água através da interface ($\dot{m}_w$);
- Fração mássica de amônia de saída da fase líquida (x^{out});
- Fração mássica de amônia de saída da fase vapor (y^{out});
- Fração mássica de amônia da fase líquida na interface (x_{int});
- Fração mássica de amônia da fase vapor na interface (y_{int});
- Temperatura de saída da fase líquida (T_L^{out});
- Temperatura de saída da fase vapor (T_V^{out});
- Temperatura da interface (T_{int});
- Entalpia de saída da fase líquida (H_L^{out});
- Entalpia de saída da fase vapor (H_V^{out});
- Entalpia de entrada da fase líquida (H_L^{in});
- Entalpia de entrada da fase vapor (H_V^{in});
- Entalpia da fase líquida na interface (H_{Lint});
- Entalpia da fase vapor na interface (H_{Vint});

- Fluxo de calor na fase líquida ($\dot{Q}_L$);
- Fluxo de calor na fase vapor ($\dot{Q}_V$);
- Fluxo de calor na superfície da placa ($\dot{Q}_s$);
- Relação entre o de fluxo mássico de amônia e o fluxo total através da interface (z).

As variáveis independentes são:

- Fluxo mássico de entrada da fase líquida ($\dot{m}_L^{in}$);
- Fluxo mássico de entrada da fase vapor ($\dot{m}_V^{in}$);
- Fração mássica de amônia de entrada da fase líquida (x^{in});
- Fração mássica de amônia de entrada da fase vapor (y^{in});
- Temperatura de entrada da fase líquida (T_L^{in});
- Temperatura de entrada da fase vapor (T_V^{in});
- Temperatura da superfície da placa (T_s);

4.3.6 Condições de Contorno

As condições de contorno funcionam como um conjunto de restrições adicionais que impõe certas condições às trocas de calor e massa no absorvedor e no gerador. No modelo adotado, as condições de contorno se referem às condições de entrada da fase líquida e vapor no absorvedor e no gerador e a temperatura da superfície da placa. Assume-se que os fluxos mássicos, frações mássicas de amônia e temperaturas das fases líquido e vapor são constantes na entrada do absorvedor e gerador e que a temperatura de superfície da placa seja uniforme ao longo de todo o comprimento.

É importante ressaltar que o uso da temperatura e fração mássica de amônia como condição de contorno é uma questão de conveniência. Uma vez que a baixa e alta pressão de operação do sistema são determinadas pelas condições de operação do ciclo só são necessárias mais duas propriedades para determinar o estado de uma mistura binária. Qualquer outro par de propriedades também poderia ser utilizado, porém temperatura e fração mássica de amônia são os mais convenientes de se trabalhar por serem mais fáceis de mensurar.

O que diferencia as condições de contorno do absorvedor do gerador são os valores numéricos atribuídos a cada condição, pois o sentido dos fluxos de calor e massa indicados na Figura 4.2 são estabelecidos pelas diferenças de temperatura e/ou

fração mássica de amônia. Para poder atribuir valores numéricos a essas condições é preciso inserir o absorvedor e gerador dentro do contexto de um ciclo de refrigeração por absorção de calor.

No Apêndice F foi realizado o desenvolvimento matemático para um ciclo de refrigeração por absorção de calor ideal considerando as seguintes condições de operação: temperatura do evaporador de -10 °C, temperatura do condensador de 40 °C e carga térmica de 1 TR.

Para realizar uma análise de sensibilidade é preciso definir uma condição padrão para servir de referência de comparação. Os resultados obtidos no Apêndice F são utilizados para estabelecer os valores padrões para as condições de contorno. Caso não seja especificado o contrario eles assumem os valores indicados na Tabela 4.1.

Tabela 4.1 – Valores padrões para as condições de contorno (entrada).

	Grandeza	Unidade	Absorvedor	Gerador
	Fluxo mássico	kg/s	0,0129	0,0162
Fase líquida	Fração mássica de amônia	-	0,358	0,490
	Temperatura	K	322,4	341,6
	Fluxo mássico	kg/s	0,0033	-
Fase vapor	Fração mássica de amônia	-	1,000	-
	Temperatura	K	263,0	-
Superfície	Temperatura	K	298,0	383,0

No absorvedor a entrada de fase líquida vem da válvula de expansão e a entrada de fase vapor do evaporador, eles fornecem os valores numéricos para as condições de contorno do absorvedor. No gerador a entrada de fase líquida vem do trocador de calor (a entrada de fase líquida do retificador é residual) e não existe entrada de fase vapor, portanto $\dot{m}_V^{in} = 0$.

4.3.7 Equações Discretizadas para o Absorvedor

As trocas de calor e massa no absorvedor são representadas na Figura 4.4. O volume de controle discreto 1 (VC-1) compreende todo o volume da célula de cálculo e engloba ambas as fases, o volume de controle discreto 2 (VC-2) compreende apenas a fase líquida e o volume de controle discreto 3 (VC-3) compreende apenas a fase vapor.

Figura 4.4 – Volumes de controle discretos para o absorvedor.

Os balanços de massa total, massa de amônia e energia no VC-1 são:

Balanço de massa total:

$$\dot{m}_L^{i-1} + \dot{m}_V^{i-1} = \dot{m}_L^i + \dot{m}_V^i \quad (4.20)$$

Balanço de massa de amônia:

$$\dot{m}_L^{i-1} \cdot x^{i-1} + \dot{m}_V^{i-1} \cdot y^{i-1} = \dot{m}_L^i \cdot x^i + \dot{m}_V^i \cdot y^i \quad (4.21)$$

Balanço de energia:

$$\dot{m}_L^{i-1} \cdot H_L^{i-1} + \dot{m}_V^{i-1} \cdot H_V^{i-1} = \dot{m}_L^i \cdot H_L^i + \dot{m}_V^i \cdot H_V^i + \dot{Q}_s \quad (4.22)$$

Os balanços de massa total, massa de amônia e energia no VC-2 são:

Balanço de massa total:

$$\dot{m}_L^{i-1} + \dot{m}_a^i + \dot{m}_w^i = \dot{m}_L^i \quad (4.23)$$

Balanço de massa de amônia:

$$\dot{m}_L^{i-1} \cdot x^{i-1} + \dot{m}_a^i = \dot{m}_L^i \cdot x^i \quad (4.24)$$

Balanço de energia:

$$\dot{m}_L^{i-1} \cdot H_L^{i-1} + (\dot{m}_a^i + \dot{m}_w^i) H_{Lint}^i + \dot{Q}_L^i = \dot{m}_L^i \cdot H_L^i + \dot{Q}_s^i \quad (4.25)$$

O balanço de energia na interface é:

$$\dot{Q}_V^i + (\dot{m}_a^i + \dot{m}_w^i) \cdot H_{Vint}^i = \dot{Q}_L^i + (\dot{m}_a^i + \dot{m}_w^i) \cdot H_{Lint}^i \quad (4.26)$$

O calor trocado com a superfície da placa é:

$$\dot{Q}_s^i = h_L \cdot A_{int} \cdot (T_L^i - T_s^i) \quad (4.27)$$

O calor trocado através da interface é:

$$\dot{Q}_L^i = h_L^* \cdot A_{int} \cdot (T_{int}^i - T_L^i) \quad (4.28)$$

$$\dot{Q}_V^i = h_V^* \cdot A_{int} \cdot (T_V^i - T_{int}^i) \quad (4.29)$$

A massa trocada através da interface é:

$$\dot{m}_a^i = z^i \cdot h_{mV} \cdot \rho_V \cdot A_{int} \cdot \ln \left(\frac{z^i - y_{int}^i}{z^i - y^i} \right) \quad (4.30)$$

$$\dot{m}_a^i = z^i \cdot h_{mL} \cdot \rho_L \cdot A_{int} \cdot \ln \left(\frac{z^i - x^i}{z^i - x_{int}^i} \right) \quad (4.31)$$

$$z^i = \frac{\dot{m}_a^i}{\dot{m}_a^i + \dot{m}_w^i} \quad (4.32)$$

4.3.8 Equações Discretizadas para o Gerador

As trocas de calor e massa no absorvedor são representadas na Figura 4.5. O volume de controle discreto 1 (VC-1) compreende todo o volume da célula de cálculo e engloba ambas as fases, o volume de controle discreto 2 (VC-2) compreende apenas a fase líquida e o volume de controle discreto 3 (VC-3) compreende apenas a fase vapor.

Figura 4.5 – Volumes de controle discretos para o gerador.

Os balanços de massa total, massa de amônia e energia no VC-1 são:

Balanço de massa total:

$$\dot{m}_L^{i-1} + \dot{m}_V^{i-1} = \dot{m}_L^i + \dot{m}_V^i \quad (4.33)$$

Balanço de massa de amônia:

$$\dot{m}_L^{i-1} \cdot x^{i-1} + \dot{m}_V^{i-1} \cdot y^{i-1} = \dot{m}_L^i \cdot x^i + \dot{m}_V^i \cdot y^i \quad (4.34)$$

Balanço de energia:

$$\dot{m}_L^{i-1} \cdot H_L^{i-1} + \dot{m}_V^{i-1} \cdot H_V^{i-1} + \dot{Q}_s^i = \dot{m}_L^i \cdot H_L^i + \dot{m}_V^i \cdot H_V^i \quad (4.35)$$

Os balanços de massa total, massa de amônia e energia no VC-2 são:

Balanço de massa total:

$$\dot{m}_L^{i-1} = \dot{m}_L^i + \dot{m}_a^i + \dot{m}_w^i \quad (4.36)$$

Balanço de massa de amônia:

$$\dot{m}_L^{i-1} \cdot x^{i-1} = \dot{m}_L^i \cdot x^i + \dot{m}_a^i \quad (4.37)$$

Balanço de energia:

$$\dot{m}_L^{i-1} \cdot H_L^{i-1} + \dot{Q}_s^i = \dot{m}_L^i \cdot H_L^i + (\dot{m}_a^i + \dot{m}_w^i) H_{Lint}^i + \dot{Q}_L^i \quad (4.38)$$

O balanço de energia na interface é:

$$\dot{Q}_L^i + (\dot{m}_a^i + \dot{m}_w^i) \cdot H_{Lint}^i = \dot{Q}_V^i + (\dot{m}_a^i + \dot{m}_w^i) \cdot H_{Vint}^i \quad (4.39)$$

O calor trocado com a superfície da placa é:

$$\dot{Q}_s^i = h_L \cdot A_{int} \cdot (T_s^i - T_L^i) \quad (4.40)$$

O calor trocado através da interface é:

$$\dot{Q}_L^i = h_L^* \cdot A_{int} \cdot (T_L^i - T_{int}^i) \quad (4.41)$$

$$\dot{Q}_V^i = h_V^* \cdot A_{int} \cdot (T_{int}^i - T_V^i) \quad (4.42)$$

A massa trocada através da interface é:

$$\dot{m}_a^i = z^i \cdot h_{mV} \cdot \rho_V \cdot A_{int} \cdot \ln \left(\frac{z^i - y_{int}^i}{z^i - y^i} \right) \quad (4.43)$$

$$\dot{m}_a^i = z^i \cdot h_{mL} \cdot \rho_L \cdot A_{int} \cdot \ln \left(\frac{z^i - x^i}{z^i - x_{int}^i} \right) \quad (4.44)$$

$$z^i = \frac{\dot{m}_a^i}{\dot{m}_a^i + \dot{m}_w^i} \quad (4.45)$$

4.4 CONDIÇÕES DE SIMULAÇÃO PARA O ABSORVEDOR E GERADOR

Além das condições de contorno existem outros valores numéricos que precisam ser definidos para a realização das simulações. São eles: dimensões do absorvedor e gerador, pressão de operação do sistema, ângulo de inclinação da placa, número de células de cálculo e algumas constantes físicas. Com exceção do ângulo de inclinação da placa não existe interesse em avaliar influência dos demais nas trocas de calor e massa. A Tabela 4.2 mostra os valores adotados para essas condições em todas as simulações.

Tabela 4.2 – *Condições de simulação para o absorvedor e gerador.*

	Unidade	Absorvedor	Gerador
Comprimento (célula)	mm	10	10
Largura	mm	200	200
Altura	mm	100	100
Pressão de operação	bar a	2,89	15,49
Gravidade local	m/s ²	9,81	
Massa molar de amônia	kg/kmol	17,031	
Massa molar de água	kg/kmol	18,015	

Além da função de trocas térmicas a única diferença entre o absorvedor e gerador é a pressão de operação. As dimensões dos mesmos até poderiam ser diferentes, mas optou-se por trabalhar com componentes de mesma dimensão e com valores compatíveis com a carga térmica do ciclo. A pressão de operação do absorvedor e gerador só depende da temperatura do evaporador e condensador, respectivamente. Elas foram calculadas no Apêndice F.

Para determinar o comprimento da célula de cálculo foram feitas simulações para o absorvedor com o comprimento da célula de cálculo variando entre 100 e 10 mm e um comprimento da placa fixo de 2,0 m para avaliar como alguns critérios de simulação utilizados pelo EES se comportam. A Tabela 4.3 mostra os critérios de convergência utilizados pelo EES. O tempo de simulação é o tempo necessário para processar todas as operações até atingir a convergência; o resíduo máximo é a maior diferença, em módulo, entre o lado esquerdo e o lado direito das equações fornecidas ao EES; a variação máxima é a maior diferença, em módulo, entre o valor das variáveis utilizadas na última iteração e penúltima iteração.

O tempo de simulação é inversamente proporcional ao comprimento da célula, o que significa que um comprimento de célula muito pequeno pode requerer um tempo de simulação muito grande. A variação máxima também é muito relevante, pois ela indica quando não é mais vantajoso reduzir o comprimento da célula.

Para comprimentos de célula inferiores a 25 mm a redução da variação máxima é da ordem 10^{-10} , o que é muito pequeno e indica que 25 mm seja um bom valor de comprimento máximo da célula de cálculo. O comprimento mínimo da célula é determinado pelas restrições de memória do EES, pois ele impõe um limite de

12.000 variáveis. Como são utilizadas 54 variáveis por célula de cálculo e mais 75 variáveis iniciais, o número máximo de células que poderia ser utilizado é 220. Para representar uma placa de 2,0 m o menor comprimento de célula que poderia ser utilizado é 9,1 mm.

Tabela 4.3 – Critérios de simulação do EES.

Comprimento da célula (mm)	Tempo de simulação (s)	Resíduo máximo (10^{-3})	Variação máxima (10^{-7})
100	52,6	-3,9060	6,5572
80	65,1	-6,9630	6,5455
50	103,3	11,5670	6,5285
40	127,4	-12,8920	6,5233
25	200,0	-12,2960	6,5167
20	254,7	6,1752	6,5159
10	500,3	-6,6750	6,5130

As outras duas variáveis que precisam ser fornecidas ao programa são o ângulo de inclinação da placa e o número e células de cálculo. O ângulo de inclinação da placa é uma variável de interesse do estudo, então ela será variada nas simulações de 10 a 90° para avaliar sua influência nas trocas de calor e massa. O seu valor padrão é 90° (placa vertical). O número de células e, conseqüentemente, comprimento total do absorvedor ou gerador é um valor fornecido ao programa para realizar as simulações. Por padrão são adotadas 200 células (2,00 m de comprimento total), mas caso o critério de parada não seja verificado deve-se refazer a simulação com um número superior de células até que o critério de parada seja verificado. Não é possível automatizar esse processo no EES, essa iteração deve ser feita manualmente.

4.5 CRITÉRIOS

4.5.1 Critérios de Convergência

Os critérios de convergência são condições computacionais que determinam quando a simulação deve ser encerrada. São esses critérios que determinam se é necessário realizar mais iterações para atingir convergência numérica ou se a simulação já pode ser encerrada. Optou-se por utilizar os critérios de convergência padrões do EES, sendo eles:

- Número de iterações > 250 ;
- Tempo de simulação > 3600 s;
- Resíduo máximo $< 10^{-6}$;
- Variação máxima $< 10^{-9}$.

A simulação será encerrada quando qualquer um desses critérios for atingido.

4.5.2 Critérios de Parada

Os critérios de parada são as condições que se deseja obter com o absorvedor ou gerador. São esses critérios que determinam se é necessário aumentar o comprimento da placa para atingir o “equilíbrio” ou se não é preciso fazer mais simulações. Idealmente deseja-se que a fase líquida alcance o equilíbrio, condição na qual a fase líquida atinge a temperatura da superfície da placa e uma fração mássica de amônia correspondente à fração mássica de amônia de saturação para temperatura da superfície. Entretanto existem casos em que essa condição não será verificada, pois para isso seria necessário um comprimento de placa muito grande.

Como primeiro critério de parada foi definido que o “equilíbrio” é alcançado quando fração mássica de amônia da fase líquida atingir 95% da fração mássica de saturação para temperatura da superfície. O segundo critério de parada foi definido para prever situações de absorção ou dessorção total, pois caso haja falta de amônia no absorvedor ou excesso de amônia no gerador o fluxo mássico de alguma das fases atingirá zero. Considera-se que essa condição seja alcançada quando uma das fases atingir fluxo mássico inferior a 10^{-6} kg/s.

4.5.3 Critérios de Desempenho

Por último, os critérios de desempenho servem para avaliar e comparar o desempenho do absorvedor e gerador em várias condições. Foram definidos quatro critérios de desempenho:

- Comprimento de equilíbrio – É o comprimento da placa no qual ocorre o critério de parada. Ele é o comprimento ótimo do absorvedor ou gerador e mede o quão compacto é esse componente. Ele pode ser expresso como o somatório de todos os comprimentos de célula ΔL da célula 1 até a célula N onde corre o equilíbrio;

$$L^{eq} = \Delta L \cdot N \quad (4.46)$$

- Tempo de residência – É o tempo necessário para uma porção de líquido percorrer do início da placa até o comprimento de equilíbrio. Ele mede o tempo para a condição de equilíbrio ser atingida. Ele pode ser expresso como o somatório do tempo necessário para uma porção de líquido percorrer cada celulada da célula 1 até a célula N;

$$t_r = \sum_{i=1}^N \frac{\rho_L^i \cdot \Delta L \cdot w \cdot \delta^i}{\dot{m}_L^i} \quad (4.47)$$

- Efetividade térmica – É uma relação entre a variação de temperatura real da fase líquida com a máxima variação de temperatura da fase líquida. Ela tem valor 0 se não houver variação e tem valor 1 se a variação for máxima;

$$\varepsilon_T = \frac{T_L^N - T_L^{in}}{T_s - T_L^{in}} \quad (4.48)$$

- Efetividade mássica – É uma relação entre a variação de fração mássica de amônia real da fase líquida com a máxima variação de fração mássica de amônia da fase líquida. Ela tem valor 0 se não houver variação e tem valor 1 se a variação for máxima;

$$\varepsilon_m = \frac{x^N - x^{in}}{x_{bubble}(T_{int}) - x^{in}} \quad (4.49)$$

4.6 PROCEDIMENTO DE CÁLCULO

A Figura 4.6 é um fluxograma lógico que descreve as etapas sequenciais de cálculo que devem ser seguidas para a resolução do modelo:

Figura 4.6 – Fluxograma lógico para a resolução do modelo.

O fluxograma lógico busca agrupar e ordenar as expressões utilizadas para facilitar o entendimento do método de resolução. Com os dados de entrada são feitos os cálculos iniciais para determinar o estado na entrada do absorvedor ou gerador (célula 0). Com o estado da célula 0 determinado inicia-se o laço principal e são calculadas calcular as propriedades da mistura, espessura do filme, número adimensionais e demais coeficientes. O laço secundário inicia-se ao estimar uma temperatura de interface (essa estimativa é arbitrária), assim possibilitando calcular o estado e o fluxo mássico através da mesma. Ainda no laço secundário são calculados os coeficientes de convecção, balanços e fluxos de calor. Esse cálculo possibilita calcular o estado da célula 1 e calcular uma nova temperatura de interface. É nesse momento que o critério de convergência irá verificar se existe necessidade de mais iterações, se for preciso de mais iterações a nova temperatura de interface será utilizada para reiniciar o laço secundário, caso contrário o estado da célula 1 é determinado. Com o estado da célula 1 determinado os critérios de parada irão verificar a necessidade de adicionar mais células (essa verificação é feita manualmente). Caso seja necessário adicionar mais células o laço principal é reiniciado utilizando a célula 1 para calcular a célula 2 e assim por diante. Quando o critério de parada for verificado as simulações são encerradas.

As etapas de cálculo apresentadas na Figura 4.6 já foram amplamente discutidas e um breve resumo com as indicações das equações correspondentes segue abaixo:

- Laço principal – É o processo iterativo no qual o programa e/ou usuário adicionam células de cálculo até que ocorra o critério de parada. Os critérios de parada foram discutidos na Secção 4.5;
- Laço secundário – É o processo iterativo no qual o programa tenta resolver simultaneamente os balanços de massa, espécie de amônia e energia, juntamente com as equações de transferência de calor e massa para determinar o estado da célula de cálculo. Os critérios de convergência são calculados pelo EES no seu algoritmo de resolução de sistemas de equações;
- Dados de entrada – São todos os valores numéricos fornecidos ao programa. Eles foram indicados na Tabela 4.1 e Tabela 4.2 e discutidos na Secção 4.3.6 e 4.4;
- Fatores de correção – São coeficientes para corrigir os números de Nusselt e Sherwood de placa plana para placa inclinada. Eles são calculados conforme as equações 3.20 e 3.21;

- Estados das entradas – É o cálculo do estado dos dados de entrada fornecidos ao programa pela função NH3H2O do EES;
- Normalização – É o processo de correção e verificação dos estados de cada célula, ele garante que só existirá fase líquida na célula de líquido e só existirá fase vapor na célula de fase vapor, conforme discutido no Apêndice D.1. Ele é calculado pelas equações C.1 a C.14.
- Estado da célula 0 – É o cálculo do estado da célula 0 (dados de entrada normalizados) pela função NH3H2O do EES;
- Propriedades da mistura – São todas as propriedades termofísicas da mistura. Eles são calculados conforme equações 3.1 a 3.12;
- Espessura do filme – Ela é calculada com uso da equação 3.44;
- Números adimensionais – O número de Reynolds da fase líquida e vapor são calculados pelas equações 3.16 e 3.17.
- Coeficiente de convecção térmica – Ele é calculado pelas equações 3.22;
- Coeficiente de convecção mássica – Ele é calculado com uso das equações 3.36 e 3.37;
- Temperatura de interface – Na primeira iteração (estimativa inicial) ela é calculada com o procedimento descrito no Apêndice D.2, com uso das equações C.15 a C.23 e nas demais iterações ela é calcula pelo próprio EES;
- Estado da interface – É o cálculo do estado na interface do lado do líquido e do vapor pela função NH3H2O do EES;
- Fluxo mássico na interface – Ele é calculado pelas equações 3.41 a 3.43, sendo que a estimativa inicial de z foi discutida no Apêndice D.3 e é calculada segundo as equações C.24 a C.30;
- Coeficiente de correção da convecção térmica– Ele é calculado com uso da equação 3.27;
- Coeficiente de convecção térmica corrigido – É calculado pela equação 3.26;
- Balanços de massa da célula i – São calculados pelas equações 4.20 e 4.23 para o absorvedor e pelas equações 4.33 e 4.35 para o gerador;
- Balanços de espécie de amônia da célula i – São calculados pelas equações 4.21 e 4.24 para o absorvedor e pelas equações 4.34 e 4.36 para o gerador;
- Balanços de energia da célula i – São calculados pelas equações 4.22, 4.25 e 4.26 para o absorvedor e pelas equações 4.35, 4.38 e 4.39 para o gerador;

- Fluxo de calor – São calculados pelas equações 4.27 a 4.29 para o absorvedor e pelas equações 4.40 a 4.42 para o gerador;
- Estado da célula i – É o cálculo do estado da célula i pela função NH3H2O do EES;

O código desenvolvido para o EES para absorvedor e gerador pode ser visto nos Apêndice G.1 e G.2, respectivamente.

5 RESULTADOS E DISCUSSÃO

A análise dos resultados é dividida em duas partes. A primeira parte é a análise dos resultados com valores padrões, valores exibidos na Tabela 4.1. O objetivo dessa primeira parte é analisar como o fenômeno de absorção e de dessorção ocorrem e observar a evolução das trocas de calor e massa ao longo do comprimento da placa. As variáveis são exibidas em função do comprimento da placa e é indicado o comprimento de equilíbrio para os valores padrões.

A segunda parte é a análise de sensibilidade, que tem por finalidade estudar individualmente a influência de cada variável nas trocas de calor e massa. O procedimento envolve escolher uma variável de interesse e variar seu valor dentro de uma faixa determinada enquanto as outras variáveis são mantidas constantes. Para investigar a influência no comprimento de equilíbrio e no tempo de residência utiliza-se o critério de parada descrito na seção 4.5.2, ou seja, o estado termodinâmico das saídas é fixado a 95% da fração mássica de amônia de saturação para temperatura da superfície. E para investigar a influência na efetividade térmica e mássica é fixado o comprimento da placa do absorvedor e do gerador em 0,5 m.

As variáveis de interesse do problema são o ângulo de inclinação da placa, temperatura da superfície e condições de entrada da fase líquida (fluxo mássico, temperatura e fração mássica de amônia). As condições de entrada da fase vapor não são variáveis de interesse, pois no absorvedor elas estão atreladas às características do ciclo de refrigeração por absorção de calor e no gerador não existe entrada de vapor.

5.1 CONDIÇÃO PADRÃO PARA O ABSORVEDOR

Figura 5.1 – Fluxos mássicos por unidade de largura ao longo do comprimento do absorvedor.

A Figura 5.1 ilustra o processo de absorção de vapor e mostra que ocorre transferência de massa da fase vapor para a fase líquida. O Fluxo mássico por unidade de largura da fase vapor converge para zero e o fluxo mássico por unidade de largura da fase líquida converge para a soma dos dois valores na entrada do absorvedor. Ao se atingir o comprimento de equilíbrio não se tem uma situação de absorção total e existe resíduo de vapor. Segundo o critério de parada adotado não é vantajoso aumentar o comprimento para absorver esse resíduo, pois os ganhos em absorção não compensam o aumento do componente.

Figura 5.2 – Frações mássicas de amônia ao longo do comprimento do absorvedor.

Ao se observar a Figura 5.2 percebe-se que a fração mássica de amônia da fase líquida se estabiliza próximo ao comprimento de equilíbrio e que depois desse valor os aumentos são mínimos. A fração mássica de amônia da fase vapor, por outro lado, se mantém praticamente constante ao longo de todo comprimento do absorvedor. Isso é uma característica do diagrama T-x para essa pressão do absorvedor e será discutido na Figura 5.7.

Figura 5.3 – Temperaturas ao longo do comprimento do absorvedor.

A Figura 5.3 mostra que o equilíbrio termodinâmico é alcançado com o avanço do comprimento da placa e as três temperaturas (temperatura da fase líquida,

temperatura da fase vapor e temperatura da interface) convergem para a temperatura da superfície. A convergência da temperatura da fase líquida e da temperatura da interface é estritamente decrescente enquanto que a temperatura da fase vapor sobe até atingir um pico e depois decresce. Em parte, esse comportamento é explicado pela maior resistência térmica (menor coeficiente de convecção) da fase vapor e conseqüentemente uma maior inércia térmica. Outra possível explicação para esse comportamento se deve ao fato que no início do processo de absorção a transferência de massa é mais intensa e o calor liberado na absorção de vapor pode ultrapassar o calor trocado devido à diferença de temperatura. Essa segunda explicação justifica o aumento de temperatura da fase vapor quando ela é a fase de maior temperatura do sistema.

Figura 5.4 – Fluxos de calor ao longo do comprimento do absorvedor.

A Figura 5.4 apresenta os fluxos de calor através das células do absorvedor ao longo de seu comprimento. Percebe-se claramente que o fluxo de calor da fase líquida, em módulo, é maior que o fluxo de calor da fase vapor, também em módulo, isso é outra consequência do maior coeficiente de convecção térmica da fase líquida. O fluxo de calor negativo na fase vapor indica que o sentido é da interface para a fase vapor, pois conforme mostrado na Figura 5.3 existe uma faixa na qual a temperatura da interface é maior que a temperatura da fase vapor.

Figura 5.5 – Espessura do filme ao longo do comprimento do absorvedor.

A Figura 5.5 mostra a espessura do filme ao longo da placa. A espessura tem um aumento rápido no início do processo até atingir um pico e depois decresce gradativamente. Embora o senso comum diga que como o fluxo mássico da fase líquida aumenta a espessura também deveria aumentar, a variação de propriedades, sobretudo viscosidade dinâmica, consegue compensar esse efeito e causar diminuição da espessura do filme.

Figura 5.6 – Variação de grandezas da fase líquida ao longo do comprimento do absorvedor.

A Figura 5.6 mostra a variação do fluxo mássico, viscosidade dinâmica e densidade da fase líquida normalizados pelos seus respectivos valores iniciais. Observa-se que a densidade se mantém praticamente constante, o fluxo mássico é estritamente crescente e a viscosidade dinâmica apresenta um comportamento muito semelhante ao comportamento da espessura do filme. A eq. 3.44 diz que a influência da viscosidade dinâmica é da mesma ordem do fluxo mássico, logo se as variações de viscosidade dinâmica foram de mesma ordem que as variações do fluxo mássico ela terá igual importância na determinação da espessura do filme.

Figura 5.7 – Diagrama T-x no absorvedor.

O diagrama T-x, ilustrado na Figura 5.7, mostra que a fase líquida tem maiores variações de temperatura próximo a entrada e maiores variações de fração mássica de amônia próximo a saída. Isso reflete a dinâmica das trocas de calor e massa do sistema, pois como a difusividade térmica é maior que a difusividade mássica é natural que a temperatura se aproxime mais rapidamente do equilíbrio que a fração mássica de amônia. O equilíbrio nesse caso refere-se a condição na qual a fase líquida atinge a temperatura da superfície da placa e uma fração mássica de amônia correspondente à fração mássica de amônia de bolha para temperatura da superfície da placa. A variação de fração mássica de amônia para a fase vapor é quase inexistente, pois para essa pressão a temperatura de orvalho ocorre muito próxima ao limite do eixo horizontal, o que limita a aparição de água na fase vapor.

Figura 5.8 – Diagrama H-x no absorvedor.

O diagrama H-x, ilustrado na Figura 5.8, mostra que a variação de entalpia específica da fase líquida foi muito pequena e que as variações da fase vapor foram quase nulas. Esse diagrama ilustra de maneira muito clara que a variação de entalpia específica da fase líquida e vapor são insignificantes quando comparadas à diferença de entalpia específica entre as duas fases, ou entalpia específica de mudança de fase.

5.2 ANÁLISE DE SENSIBILIDADE PARA O ABSORVEDOR

5.2.1 Ângulo de Inclinação da Placa

A primeira variável de interesse a ser investigada foi o ângulo de inclinação da placa. Ele foi variado entre 10 e 90° e os resultados podem ser vistos na Figura 5.9.

Figura 5.9 – Análise de sensibilidade do ângulo de inclinação da placa no absorvedor.

O comprimento de equilíbrio e tempo de residência diminuem com o aumento do ângulo de inclinação da placa, sendo que acima de 75° as variações são bem pequenas e eles atingem um patamar de valor mínimo. Isso significa que ângulos menores exigem uma área de troca maior para alcançar o equilíbrio e consequentemente é necessário mais tempo para o fluido percorrer um comprimento maior. Esse resultado aponta que o aumento do tempo de residência não consegue compensar a diminuição dos coeficientes de convecção, logo para um absorvedor mais compacto o ângulo de inclinação deve ser mantido próximo a 90° .

As efetividades térmica e mássica aumentam assintoticamente para próximo de 0,9 e 0,6, respectivamente, ou seja, do ponto de vista da efetividade o ângulo de inclinação também deve ser mantido próximo a 90° . O fato da efetividade térmica ser maior que a efetividade mássica é outro reflexo da difusividade térmica ser maior que a difusividade mássica, pois a temperatura se aproximar mais rapidamente do equilíbrio que a fração mássica de amônia.

5.2.2 Temperatura da Superfície

A segunda variável de interesse analisada foi a temperatura de superfície da placa. Ela foi variada entre 288 e 308 K e os resultados podem ser vistos na Figura 5.10.

O comprimento de equilíbrio e tempo de residência aumentam com o aumento da temperatura de superfície até atingir um valor máximo e depois diminuem. A existência de picos indica que se trata de um caso de absorção total, ou seja, existe falta de amônia (ou falta de vapor de amônia) no sistema e toda a fase vapor é absorvida pela fase líquida sem que esta atinja a saturação. Pode-se referir a temperatura do pico como temperatura limite de absorção total, pois para valores inferiores ocorrerá absorção total e a fase líquida não alcançará a saturação. Muito embora o aumento da temperatura de superfície diminua o comprimento da placa ela não pode ser utilizada para deixá-lo menos compacto, pois o aumento da temperatura implica no aumento da temperatura de saída da fase líquida e isso pode ser indesejado para o ciclo.

As efetividades térmica e mássica são estritamente crescentes, sendo que a efetividade mássica é muito mais influenciada pela temperatura da superfície do que a efetividade térmica. A justificativa para isso é o formato do diagrama T-x, pois uma variação na temperatura provoca uma variação proporcionalmente maior fração mássica de saturação. Porém deve-se enfatizar, novamente, que o fato das

efetividades aumentarem com a temperatura de superfície não significa que seja benéfico para o absorvedor. Deve-se lembrar de que a temperatura de superfície está se aproximando da temperatura de entrada da fase líquida e como consequência as efetividades tendem a convergir para 1.

Figura 5.10 – Análise de sensibilidade da temperatura de superfície no absorvedor.

5.2.3 Fluxo Mássico da Fase Líquida

A terceira variável analisada foi o fluxo mássico da fase líquida de entrada. Ele foi variado entre 0,0079 e 0,0179 kg/s e os resultados podem ser vistos na Figura 5.11.

Figura 5.11 – *Análise de sensibilidade do fluxo mássico da fase líquida no absorvedor.*

O comprimento de equilíbrio aumenta com o fluxo mássico da fase líquida até atingir um máximo e depois diminui. Já o tempo de residência é estritamente decrescente. Trata-se de um fenômeno parecido com o que ocorre para a temperatura de superfície no qual existe um fluxo mássico limite de absorção total e valores superiores são absorção total. A diferença é que nesse caso os estados termodinâmicos das saídas se matem, logo é benéfico aumentar o fluxo mássico da fase líquida além do pico para trabalhar com comprimentos menores.

A diminuição do tempo de residência é explicada pelo próprio aumento do fluxo mássico da fase líquida, pois ocorre o aumento da velocidade do escoamento.

As efetividades térmica e mássica se mantem sem alterações significativas, pois os estados termodinâmicos não sofrem muita alteração.

5.2.4 Temperatura da Fase Líquida

A quarta variável de interesse analisada é a temperatura da fase líquida de entrada. Ela foi variada entre 312,4 e 332,4 K e os resultados podem ser vistos na Figura 5.12.

O comprimento de equilíbrio e tempo de residência diminuem com o aumento da temperatura da fase líquida até atingir um patamar de valor mínimo. Esse comportamento reflete o estado termodinâmico da entrada da fase líquida, pois como a fração mássica de amônia é mantida constante isso implica que a partir de certa temperatura a entrada deixará de ser líquido sub-resfriado para ser uma mistura líquido/vapor.

As efetividades térmicas e mássicas são estritamente crescentes, pois conforme os outros dados indicam o equilíbrio é atingido mais rapidamente quando a temperatura da fase líquida de entrada é maior. O comportamento da efetividade térmica parece muito semelhante ao comportamento da efetividade mássica, porem deslocado para cima.

Figura 5.12 – *Análise de sensibilidade da temperatura da fase líquida no absorvedor.*

5.2.5 Fração Mássica de Amônia da Fase Líquida

A última variável de interesse analisada foi a fração mássica de amônia da fase líquida de entrada. Ela foi variada entre 0,308 e 0,408 e os resultados podem ser vistos na Figura 5.13.

Figura 5.13 – Análise de sensibilidade da fração mássica de amônia da fase líquida no absorvedor.

O comprimento de equilíbrio e tempo de residência aumentam com o aumento da fração mássica de amônia da fase líquida até atingirem um valor máximo e depois diminuem com o aumento da fração mássica de amônia da fase líquida. Analogamente como ocorre com a temperatura da fase líquida, existe uma fração mássica de amônia a partir da qual a entrada deixara de ser líquido sub-resfriado para ser uma mistura líquido/vapor. Lembrando que a temperatura da fase líquida de entrada é mantida constante.

As efetividades térmicas e mássicas são estritamente crescentes, pois o aumento da fração mássica de amônia da fase líquida aproxima o sistema da saturação e consequentemente o equilíbrio ocorre de maneira mais rápida.

5.3 CONDIÇÃO PADRÃO PARA O GERADOR

Figura 5.14 – Fluxos mássicos por unidade de largura ao longo do comprimento do gerador.

A Figura 5.14 ilustra o processo de dessorção de vapor e mostra que ocorre transferência de massa da fase líquida para a fase vapor. Os fluxos mássicos por unidade de largura se estabilizam nas condições de equilíbrio. Deve-se observar que no início da placa a transferência de massa entre as fases é muito baixa, pois a fase líquida entra sub-resfriada no gerador e a transferência de massa só se intensifica quando ela atinge a temperaturas próximas a temperatura de bolha.

Figura 5.15 – *Frações mássicas de amônia ao longo do comprimento do gerador.*

A fração mássica de amônia de ambas as fases, ilustrada na Figura 5.15, se estabilizam próximo ao comprimento de equilíbrio. Esse resultado é muito interessante, pois mostra que o gerador precisa de um comprimento maior que o absorvedor para atingir o equilíbrio. No gerador não é normal que toda a fase líquida seja dessorvida, pois parte da fase líquida deve voltar para o absorvedor e isso faz com que o equilíbrio seja atingido com uma presença considerável de ambas as fases.

Figura 5.16 – *Temperaturas ao longo do comprimento do gerador.*

A Figura 5.16 mostra que o comportamento das três temperaturas (temperatura da fase líquida, temperatura da fase vapor e temperatura da interface) é estritamente crescente e converge para a temperatura da superfície. Entretanto nenhuma dessas temperaturas conseguiu alcançá-la. No início do gerador as variações de temperatura da fase líquida e vapor são quase lineares, pois a transferência de massa é pouco expressiva, mas conforme a fase líquida se aproxima da temperatura de orvalho o comportamento do perfil de temperatura muda e não apresenta mais um crescimento linear. No ultimo trecho a diferença entre as temperaturas das fases líquido e vapor é mais fica mais evidente.

Figura 5.17 – Fluxos de calor ao longo do comprimento do gerador.

A Figura 5.17 mostra que os fluxos de calor diminuem com o aumento do comprimento, o que é condizente com o gráfico da temperatura. Outro aspecto evidenciado é que o fluxo de calor da superfície é muito maior se comparado aos outros, ou seja, a maior parte da energia fornecida ao gerador é utilizada para aquecer a fase líquida e executar a mudança de fase.

Figura 5.18 – *Espessura do filme ao longo do comprimento do gerador.*

A Figura 5.18 mostra a espessura do filme ao longo da placa. Ela é estritamente decrescente e tende a se estabilizar conforme o comprimento da placa aumenta. A espessura do filme no gerador e absorvedor possuem a mesma ordem de grandeza, no entanto a espessura no gerador é visivelmente menor. Isso se deve as diferentes condições de temperatura e pressão e consequentemente propriedades diferentes. É possível perceber que a espessura do filme apresenta uma mudança de comportamento perto de 0,1 m. Isso é uma consequência do comportamento do fluxo mássico por unidade de largura e do comportamento da temperatura da fase líquida, pois no início do processo a variação de temperatura é praticamente linear e a transferência de massa não é muito grande. No início do processo a variação da espessura é provocada apenas pela variação de temperatura, mas conforme o processo avança e a transferência de massa se intensifica isso modifica o comportamento da espessura.

Figura 5.19 – Diagrama T-x no gerador.

Na Figura 5.19 é possível ver as variações de temperatura e fração mássica de amônia das fases líquido e vapor ao longo do diagrama T-x. Na fase líquida a variação de temperatura é mais acentuada próxima a entrada (antes de tangenciar a temperatura de bolha) e a variação de fração mássica de amônia é mais acentuada próxima a saída. Isso é um reflexo da dinâmica das trocas de calor e massa do sistema, pois como a difusividade térmica é maior que a difusividade mássica é natural que a temperatura se aproxime mais rapidamente do equilíbrio que a fração mássica de amônia. O equilíbrio nesse caso refere-se a condição na qual a fase líquida atinge a temperatura da superfície da placa e uma fração mássica de amônia correspondente à fração mássica de amônia de bolha para temperatura da superfície da placa

Ao contrário do que acontece no diagrama T-x do absorvedor, no diagrama T-x do gerador a temperatura de orvalho é mais afastada do limite do eixo horizontal e isso permite que exista água em maior quantidade na fase vapor. Por essa razão a variação de fração mássica de amônia da fase vapor é mais expressiva no gerador. No início de sua formação a fase vapor é constituída quase que integralmente de amônia, pois ela é mais volátil e muda de fase com mais facilidade, mas conforme o processo avança a água também muda de fase e a fração mássica de amônia da fase vapor diminui enquanto sua temperatura aumenta.

Figura 5.20 – Diagrama H-x no gerador

A Figura 5.20 mostra as variações de entalpia específica e fração mássica de amônia de ambas as fases no diagrama H-x. Esse diagrama mostra que nenhuma das fases teve uma variação de entalpia específica significativa se comparado à diferença de entalpia específica entre as duas fases, ou entalpia específica de mudança de fase.

5.4 ANÁLISE DE SENSIBILIDADE PARA O GERADOR

5.4.1 Ângulo de Inclinação da Placa

Seguindo a mesma ordem utilizada no absorvedor a primeira variável de interesse a ser investigada foi o ângulo de inclinação da placa. Ele foi variado entre 10 e 90° e os resultados podem ser vistos na Figura 5.21.

Figura 5.21 – Análise de sensibilidade do ângulo de inclinação da placa no gerador.

A influência do ângulo de inclinação da placa no gerador é semelhante ao que acontece no absorvedor. O comprimento de equilíbrio e tempo de residência diminuem com o aumento do ângulo de inclinação da placa, sendo que acima de 75° as variações são bem pequenas e eles atingem um patamar de valor mínimo. Isso significa que ângulos menores exigem uma área de troca maior para alcançar o equilíbrio e conseqüentemente é necessário mais tempo para o fluido percorrer um comprimento maior. Esse resultado aponta que o aumento do tempo de residência não consegue compensar a diminuição dos coeficientes de convecção, logo para um gerador mais compacto o ângulo de inclinação deve ser mantido próximo a 90° .

As efetividades térmica e mássica aumentam assintoticamente para próximo de 0,7 e 0,5, respectivamente, ou seja, do ponto de vista da efetividade o ângulo de inclinação também deve ser mantido próximo a 90° . O fato das efetividades do gerador serem menores que as efetividades do absorvedor reflete a proximidade do comprimento de equilíbrio. Foi fixado o comprimento de 0,5 m para realizar as análises de efetividades e conforme os resultados mostram o comprimento de equilíbrio do absorvedor varia entre 0,9 e 1,5 e o comprimento de equilíbrio do gerador varia entre 1,5 e 2,0 m, ou seja, proporcionalmente em 0,5 m no absorvedor é mais próximo do equilíbrio que em 0,5 m no gerador.

5.4.2 Temperatura da Superfície

A segunda variável de interesse analisada foi a temperatura da superfície da placa. Ela foi variada entre 373 e 393 K e os resultados podem ser vistos na Figura 5.22.

O comprimento de equilíbrio e tempo de residência aumentam com o aumento da temperatura de superfície. Como dito anteriormente, no gerador não ocorre a dessorção total e sempre existe saída de líquido e vapor. Então o aumento da temperatura da superfície possibilita que mais líquido seja dessorvido antes de se alcançar o equilíbrio e isso requer um comprimento maior.

A efetividade térmica é levemente decrescente e a efetividade mássica é estritamente crescente com a temperatura da superfície. A justificativa para isso é o formato do diagrama T-x, o aumento da temperatura provoca uma diminuição na fração mássica de amônia de saturação.

Figura 5.22 – Análise de sensibilidade da temperatura de superfície no gerador.

5.4.3 Fluxo Mássico da Fase Líquida

A terceira variável de interesse analisada foi fluxo mássico da fase líquida de entrada. Ele foi variado entre 0,0112 e 0,0212 kg/s e os resultados podem ser vistos na Figura 5.23.

Figura 5.23 – Análise de sensibilidade do fluxo mássico da fase líquida no gerador.

O comprimento de equilíbrio e tempo de residência são estritamente decrescentes com o aumento do fluxo mássico da fase líquida e isso significa um maior fluxo

mássico da fase líquida reduz o tamanho do gerador. Como o fluxo mássico da fase líquida não interfere nos estados termodinâmicos das saídas o seu aumento é sempre benéfico para o gerador, pois um maior fluxo mássico da fase líquida aumenta os coeficientes de convecção e acelera o estabelecimento do equilíbrio.

O mesmo fenômeno pode ser observado no comportamento das efetividades térmica e mássica, pois o seu leve aumento com o aumento do fluxo mássico da fase líquida indica que as transferências de calor e massa acontecem com mais intensidade.

5.4.4 Temperatura da Fase Líquida

A quarta variável de interesse analisada é a temperatura da fase líquida de entrada. Ela foi variada entre 331,6 e 351,6 K e os resultados podem ser vistos na Figura 5.24.

A temperatura da fase líquida aparenta não influenciar o comprimento de equilíbrio e tempo de residência. Conforme indicado pela Figura 5.19 ocorre troca de calor sensível em um primeiro momento e em sequência troca de calor latente. Na faixa de temperatura estudada o estado termodinâmico da fase líquida é sempre líquido sub-resfriado, ou seja, a mudança no calor sensível é muito pouco significativa em comparação com o calor latente.

A efetividade térmica decresce e a efetividade mássica cresce com o aumento da temperatura da fase líquida. Isso evidencia que o aumento da temperatura age no sentido de postergar a convergência para equilíbrio térmico e antecipar a convergência para o equilíbrio mássico.

Figura 5.24 – *Análise de sensibilidade da temperatura da fase líquida no gerador.*

5.4.5 Fração Mássica de Amônia da Fase Líquida

A última variável analisada foi a fração mássica de amônia da fase líquida de entrada. Ela foi variada entre 0,440 e 0,540 e os resultados podem ser vistos na Figura 5.25.

Figura 5.25 – Análise de sensibilidade da fração mássica de amônia da fase líquida no gerador.

O comprimento de equilíbrio é estritamente decrescente com o aumento da fração mássica de amônia da fase líquida aumenta. O aumento de amônia na fase líquida faz com que ela seja mais volátil e a dessorção ocorra mais rapidamente, o que justifica a diminuição do comprimento de equilíbrio necessário.

Esse efeito aparente não ter influência no tempo de residência e ele se mantém constante.

A efetividade térmica decresce e a efetividade mássica cresce com o aumento da temperatura da fase líquida. A fração mássica de amônia da fase líquida tem um comportamento semelhante a temperatura da fase líquida, ambos postergam a convergência para equilíbrio térmico e antecipam a convergência para o equilíbrio mássico.

6 CONCLUSÕES

Neste trabalho foi desenvolvido um modelo matemático para absorvedor e gerador de placa inclinada capaz de prever as trocas de calor e massa ao longo do comprimento a partir das dimensões dos componentes, ângulo de inclinação, temperatura de superfície e condições de entrada da fase líquida e vapor. Foi elaborado um código de programação em EES que permitiu fazer diversas simulações, nas quais a influência de todas as variáveis de interesse foi investigada. Algumas conclusões a partir das simulações realizadas foram:

- Para um ciclo de refrigeração por absorção de calor com capacidade de 1 TR o comprimento ótimo do absorvedor é de 0,85 m e o comprimento ótimo do gerador é de 1,27 m.
- Para uma ampla faixa de variação das condições de entrada da fase líquida e temperatura de superfície o comprimento ótimo do absorvedor pode variar entre 0,6 e 1,2 m e o comprimento ótimo do gerador pode variar entre 1,0 e 2,0 m;
- Tanto no absorvedor quanto no gerador a difusividade térmica se mostrou mais relevante que a difusividade mássica. Isso significa deve-se esperar uma variação de temperatura mais acentuada no início da placa e uma variação de fração mássica de amônia mais gradual ao longo da placa;
- Tanto no absorvedor quanto no gerador a tendência predominante da espessura do filme é diminuir ao longo do comprimento da placa, sendo que ela tem a mesma ordem de grandeza (entre 0,1 e 0,2 mm) nos dois casos;
- Tanto no absorvedor quanto no gerador a melhor configuração para a placa inclinada é a posição vertical, pois valores de ângulo menores implicam em um comprimento maior de placa, o que os tornam menos compactos. A posição vertical também se mostrou pouco sensível, pois até 75° não se nota diferença de comportamento. Isso é um aspecto positivo, pois significa que essa configuração é estável e poderia operar em ambientes com vibrações, por exemplo;
- No absorvedor uma condição de absorção total pode ser conseguida diminuindo-se a temperatura de superfície e aumentando o fluxo mássico da

fase líquida. Já o aumento da fração mássica de amônia da fase líquida e da temperatura da fase líquida provocam a aparição de vapor na saída da válvula de expansão;

- No gerador o a temperatura da superfície e fluxo mássico da fase líquida se mostram as variáveis mais relevantes, pois conseguem provocar maiores alterações no comprimento e equilíbrio. Já a temperatura da fase líquida e fração mássica de amônia da fase líquida não provocam grandes mudanças no comprimento de equilíbrio, entretanto foi observado que elas têm fortes influencias na convergência do equilíbrio térmico e mássico.

Além dos resultados obtidos que podem ser utilizados para a construção de um protótipo laboratorial e da criação programa em EES que pode ser utilizada futuramente para simular o absorvedor e gerador em outras condições, esse trabalho realizou algumas contribuições relevantes que podem ser utilizadas em trabalhos futuros, tais como: revisão bibliográfica de todas as expressões para cálculo de propriedades de misturas amônia/água que não são nativas do EES; revisão bibliográfica de várias modelagens de absorvedor e gerador para diversas geometrias e fluidos de trabalho; desenvolvimento das expressões para fatores de correção de números de Nusselt e Sherwood de placa plana para placa inclinada e revisão bibliográfica da compatibilidade de materiais com amônia e soluções de amônio.

Apesar dessas contribuições existem alguns pontos que são passíveis de melhora, o mais crítico são as expressões dos coeficientes de convecção térmica. Conforme descrito na Secção 3.3.1 não existem expressões para placa inclinada nem expressões para o gerador na literatura e foi preciso adaptar uma equação para absorção em placa vertical para placa inclinada com uso dos fatores de correção. É preciso que seja feita uma validação do modelo através de comparação com dados reais para poder afirmar que os resultados obtidos para o gerador refletem a realidade.

Finalmente, sugere-se para trabalhos futuros:

- Adaptar o modelo para também conseguir realizar simulações com condição de contorno de fluxo de calor através da superfície da placa constante;
- Validar o modelo através de comparações com estudos similares ou com obtenção de dados experimentais;
- Obter experimentalmente expressões para cálculo dos coeficientes de convecção térmica para placa inclinada;
- Construir de um protótipo laboratorial para realização de ensaios experimentais.

7 REFERÊNCIAS BIBLIOGRÁFICAS

- American Society for Metals (ASM). 1988. ASM Handbook. v. 13, p. 1180-1182. Metals Park: Asm.
- Assad, M. E. H. e Lampinen, M. J. 2002. Mathematical modeling of falling liquid film evaporation process. *International journal of refrigeration*, 25(7), 985-991.
- Atkins, P. W. e Jones, L. 2001. *Princípios de Química: questionando a vida moderna e o meio ambiente*. Bookman.
- Baranov, A. N., Churagulov, B. R., Kalina, A. I., Sharikov, F. Y., Zharov, A. A. e Yoroslavtsev, A. B. 1997. The Investigation of Ammonia-Water Gas and Liquid Mixture Properties. In *Report on the Workshop on Thermophysical Properties of Ammonia/Water mixtures*. NISTIR (Vol. 5059, pp. 59-67).
- Bird, R. B., Stewart, W. E. e Lightfoot, E. N. *Fenômenos de Transporte*. [S.1]: Wiley International, 1960.
- Bo, S., Ma, X., Lan, Z., Chen, J. e Chen, H. 2010. Numerical simulation on the falling film absorption process in a counter-flow absorber. *Chemical Engineering Journal*, 156(3), 607-612.
- Braune, B. 1937. Hirntumoren beim Säugling. *Arch. Kinderheilk*, 112, 193-202.
- Bu, X., Ma, W. e Huang, Y. 2012. Numerical study of heat and mass transfer of ammonia-water in falling film evaporator. *Heat and Mass Transfer*, 48(5), 725-734.
- Cai, D., He, G., Tian, Q., Bian, Y., Xiao, R. e Zhang, A. 2015. First law analysis of a novel double effect air-cooled non-adiabatic ammonia/salt absorption refrigeration cycle. *Energy Conversion and Management*, 98, 1-14.
- Castro, J. Oliva, A., Perez-Segarra, C. D. e Oliet, C. 2008. Modelling of the heat exchangers of a small capacity, hot water driven, air-cooled H₂O–LiBr absorption cooling machine. *international journal of refrigeration*, 31(1), 75-86.
- Castro, J. Oliet, C., Rodríguez, I., & Oliva, A. 2009. Comparison of the performance of falling film and bubble absorbers for air-cooled absorption systems. *International Journal of Thermal Sciences*, 48(7), 1355-1366.
- Chilton, T. H. e Colburn, A. P. 1934. Mass transfer (absorption) coefficients prediction from data on heat transfer and fluid friction. *Industrial & engineering chemistry*, 26(11), 1183-1187.

- Colburn, A. P. e Drew, T. B. 1937. The condensation of mixed vapors. American Institute of Chemical Engineers. 33, pp. 197.
- Conde-Petrit, M. R. 2004. Thermophysical properties of $\text{NH}_3\text{-H}_2\text{O}$ solutions for industrial design of absorption refrigeration equipment M. CONDE ENGINEERING.
- Dechema. 1987. Corrosion Handbook. V. 2, p. 47-81. Frankfurt: VCH Cambridge.
- DeVault, R. C. e Marsala, J. 1990. Ammonia-water triple-effect absorption cycle (No. CONF-900203-2). Oak Ridge National Lab., TN (USA). 96(1), 676-682.
- Einstein, A. e Szilard, L. 1930. U.S. Patent No. 1,781,541. Washington, DC: U.S. Patent and Trademark Office.
- Erickson, D. C., Gomezplata, A., & Papar, R. A. 1998. Use of the colburn-drew equations to model mass transfer. International communications in heat and mass transfer, 25(1), 93-98.
- Fernández-Seara, J., Sieres, J., Rodríguez, C. e Vázquez, M. 2005. Ammonia–water absorption in vertical tubular absorbers. International journal of thermal Sciences, 44(3), 277-288.
- Francés, V. M. S, e Ojer, J. M. P. 2003. Validation of a model for the absorption process of H_2O (vap) by a LiBr (aq) in a horizontal tube bundle, using a multi-factorial analysis. International journal of heat and mass transfer, 46(17), 3299-3312.
- Foley, G., DeVault, R. e Sweetser, R. (2000, June). The Future of Absorbtion Technology in America. In ABST-2000 Conference, Washington, DC.
- Grossman, G. 1983. Simultaneous heat and mass transfer in film absorption under laminar flow. International Journal of Heat and Mass Transfer, 26(3), 357-371.
- Herold, K. E.; Radermacher, R. e Klein, S. A. 1996. Absorption Chillers and Heat Pumps. New York, CRC Press, 329p.
- Hoffmann, L., e Ziegler, F. 1996. Experimental investigation of heat and mass transfer with aqueous ammonia. In Proc., International Absorption Heat Pump Conference (Vol. 1, pp. 17-20).
- Ibrahim, O. M., e Klein, S. A. (1993). Thermodynamic properties of ammonia-water mixtures. TRANSACTIONS-AMERICAN SOCIETY OF HEATING REFRIGERATING AND AIR CONDITIONING ENGINEERS, 99, 1495-1495.
- Ibrahim, G. A. e Vinnicombe, G. A. (1993). A hybrid method to analyse the performance of falling film absorbers. International journal of heat and mass transfer, 36(5), 1383-1390.

- Incropera, F. P.; Dewitt, D. P.; Bergman, T. L. e Lavine, A. S. 2006. Fundamentals of Heat and Mass Transfer. 6^a. Ed. 10 Março.
- Kang, Y. T., Akisawa, A., e Kashiwagi, T. 1999. Experimental correlation of combined heat and mass transfer for $\text{NH}_3\text{-H}_2\text{O}$ falling film absorption. International journal of refrigeration, 22(4), 250-262.
- Kanitz, A. 1897. Ueber die innere Reibung von Salzlösungen und ihren Gemischen. Zeitschrift für physikalische Chemie, 22(3), 336-357.
- Karami, S. e Farhanieh, B. 2009. A numerical study on the absorption of water vapor into a film of aqueous LiBr falling along a vertical plate. Heat and mass transfer, 46(2), 197-207.
- Karami, S. e Farhanieh, B. 2011. Numerical modeling of incline plate LiBr absorber. Heat and mass transfer, 47(3), 259-267.
- Kashiwagi, T. J. e Okajima 1987. Mass Diffusion in the Process of Ammonia Vapor Absorption in $\text{NH}_3\text{-H}_2\text{O-LiBr}$ ternary System, 17th International Congress of Refrigeration, Vol. B, 1010-1017.
- Kherris, S., Makhlouf, M., Zebbar, D. e Sebbane, O. 2013. Contribution study of the thermodynamics properties of the ammonia-water mixtures. Thermal Science, 17(3), 891-902.
- Kim, B. J. e Kang, I. S. 1995. Absorption of water vapor into wavy-laminar falling film of aqueous lithium-bromide. KSME Journal, 9(1), 115-122.
- Kwon, K. e Jeong, S. 2004. Effect of vapor flow on the falling-film heat and mass transfer of the ammonia/water absorber. International Journal of Refrigeration, 27(8), 955-964.
- Kyung, I., Herold, K. E. e Kang, Y. T. 2007. Experimental verification of $\text{H}_2\text{O/LiBr}$ absorber bundle performance with smooth horizontal tubes. International journal of refrigeration, 30(4), 582-590.
- Lázaro-Colán, V. A. 2012. Estudo Experimental de Uma Coluna de Absorção de Vapor de Vapor de Amônia em Água. Tese de Doutorado. Universidade de São Paulo – Escola politécnica. São Paulo, São Paulo. Brasil.
- Lee, S., Bohra, L. K., Garimella, S. e Nagavarapu, A. K. 2012. Measurement of absorption rates in horizontal-tube falling-film ammonia-water absorbers. International Journal of Refrigeration, 35(3), 613-632.
- Lees, C. H. (1898). On the thermal conductivities of single and mixed solids and liquids and their variation with temperature. Philosophical Transactions of the Royal

Society of London. Series A, Containing Papers of a Mathematical or Physical Character, 191, 399-440.

Leite, B. M. e Simões-Moreira, J. R. 2015. Modelling Of Ammonia/Water Mixure In Inclined Plated Absorber And Generator. 9th International Conference on Boiling and Condensation Heat Transfer.

Lewis, W. K. e Whitman, W. G. 1924. Principles of gas absorption. Industrial & Engineering Chemistry, 16(12), 1215-1220.

Li, W., Wu, X. Y., Luo, Z. e Webb, R. L. 2011. Falling water film evaporation on newly-designed enhanced tube bundles. International journal of heat and mass transfer, 54(13), 2990-2997.

Mason, E. A. e Saxena, S. C. 1958. Approximate formula for the thermal conductivity of gas mixtures. Physics of Fluids (1958-1988), 1(5), 361-369.

Mejbri, K. e Bellagi, A. 2006. Modelling of the thermodynamic properties of the water–ammonia mixture by three different approaches. International journal of refrigeration, 29(2), 211-218.

Morrison, J. N. A. e Deans, J. 1997. Augmentation of steam condensation heat transfer by addition of ammonia. International Journal of Heat and Mass Transfer, 40(4), 765-772.

Munters, C. G. e Platen, B. C. V. 1928. U.S. Patent No. 1,685,764. Washington, DC: U.S. Patent and Trademark Office.

Narváez-Romo, B. 2015. Estudo experimental da transferência de calor e massa em evaporadores por filme descendente de água em tubos horizontais. Dissertação de Mestrado. Universidade de São Paulo – Escola politécnica. São Paulo, São Paulo. Brasil.

Narváez-Romo, B.; Zavaleta-Aguilar, E. W e Simões-Moreira, J. R. 2015. Experimental Study of Water Falling Film Evaporation in Subcooled and Saturated Liquid on Horizontal Tubes. 9th International Conference on Boiling and Condensation Heat Transfer.

Nakoryakov, V. E., Grigor'eva, N. I. e Potaturkina, L. V. 2002. Heat and Mass Transfer in Film Absorption in Two-Phase Binary Systems. Heat Transfer Research, 33(3&4).

National Association of Corrosion Engineers (NACE). 1985. Corrosion data survey: metals section. 6. Ed., p. 8-12. Houston: NACE.

- Niederhauser, T. 1991. Desorptionsvorgänge in Wasser-Ammoniak Rieselfilm-Entgasern (Doctoral dissertation, Diss. Techn. Wiss. ETH Zürich, Nr. 9576, 1991. Ref.: Ch. Trepp; Korref.: HH Thomann).
- Niederhauser, T. e Trepp, C. 1994. Wärme-und Stoffübergang im Wasser/Ammoniak-Rieselfilm an glatten und rauhen Rohroberflächen. Wärme-und Stoffübertragung, 29(4), 251-264.
- Nusselt, W. (1916). Die Oberflächenkondensation des Wasserdampfes the surface condensation of water. Zetschr. Ver. Deutch. Ing., 60, 541-546.
- Ortigosa, A. S. P. 2007. Modelagem, Simulação e Otimização de um Ciclo Comercial de Produção de Água Gelada por Absorção de Amônia. Monografia. Universidade de São Paulo – Escola politécnica. São Paulo, São Paulo. Brasil.
- Ortigosa, A. S. P.; Preter, F. C.; Labozetto, R. L.; Zavaleta-Aguilar, E. W. e Simões-Moreira, J. R. 2008. Modeling, and Simulation of a Commercial Ammonia – Water Absorption Refrigeration Cycle for Production of Chilled Water. ENCIT-2008, Belo Horizonte-M.G., 8p.
- Papaefthimiou, V. D., Karampinos, D. C. e Rogdakis, E. D. 2006. A detailed analysis of water-vapour absorption in LiBr–H₂O solution on a cooled horizontal tube. Applied thermal engineering, 26(17), 2095-2102.
- Perez-Blanco, H. 1988. A model of an ammonia-water falling film absorber (No. CONF-880128-3). Oak Ridge National Lab., TN (USA).
- Patek, J. e Klomfar, J. 1995. Simple functions for fast calculations of selected thermodynamic properties of the ammonia-water system. International Journal of refrigeration, 18(4), 228-234.
- Pinevic, G. 1948. Kholodilnaya Tekhnika, 20(3), 30. Reproduced in Kältetechnik, 1950(1), 29-30.
- Prata, J. E. 2012. Modelagem De Um Absorvedor De Filme Descendente Líquido Para Um Ciclo De Refrigeração Por Absorção Amônia-Água. Dissertação de mestrado. Universidade de São Paulo – Escola politécnica. São Paulo, São Paulo. Brasil.
- Prost, J. S., González, M. T. e Urbicain, M. J. 2006. Determination and correlation of heat transfer coefficients in a falling film evaporator. Journal of food engineering, 73(4), 320-326.

- Rivera, W., Best, R. e Velez, V. 1996. 'Experimental Heat Transfer Coefficients in Two Phase Flow for the Ammonia-Water and Ammonia-Lithium Nitrate Mixtures. In Proc., International Absorption Heat Pump Conference (pp. 17-20).
- Sadhukhan, K., Chowdhuri, A. K. e Mandal, B. K. 2012. Computer based thermodynamic properties of ammonia-water mixture for the analysis of power and refrigeration cycles. *International Journal of Thermodynamics*, 15(3), 133.
- Schweitzer, P. A. 1989. *Corrosion Resistance Tables*. 2. Ed., p 66-113. New York: Dekker.
- Sherwood, T. K.; Pigford, R. L. E Wilke, C. 1975. *Mass Transfer* 3rd Edn, McGraw-Hill, Tokyo, Japan 15
- Shi, C., Xu, C., Hu, H., & Ying, Y. 2009. Study on falling film generation heat transfer of lithium bromide solution in vertical tubes. *Journal of Thermal Science*, 18(3), 241-245.
- Shi, C., Chen, Q., Jen, T. C. e Yang, W. 2010. Heat transfer performance of lithium bromide solution in falling film generator. *International Journal of Heat and Mass Transfer*, 53(15), 3372-3376.
- Srikhirin, P., Aphornratana, S. e Chungpaibulpatana, S. 2001. A review of absorption refrigeration technologies. *Renewable and sustainable energy reviews*, 5(4), 343-372.
- Sieres, J. e Fernández-Seara, J. 2007. Modeling of simultaneous heat and mass transfer processes in ammonia–water absorption systems from general correlations. *Heat and Mass Transfer*, 44(1), 113-123.
- Sieres, J. e Fernández-Seara, J. 2008. Calculation procedure to determine average mass transfer coefficients in packed columns from experimental data for ammonia–water absorption refrigeration systems. *Heat and Mass Transfer*, 44(10), 1229-1239.
- Sisoev, G. M., Matar, O. K. e Lawrence, C. J. 2005. Absorption of gas into a wavy falling film. *Chemical engineering science*, 60(3), 827-838.
- Stephan, K. 1983. History of absorption heat pumps and working pair developments in Europe. *International Journal of Refrigeration*, 6(3), 160-166.
- Taleb, A. H., Feidt, M., & Lottin, O. 2003. Thermodynamic Properties of Ammonia-Water Mixture. In *Proceedings, International Congress of Refrigeration*, Washington DC, ICR0113.

- Tillner-Roth, R. e Friend, D. G. 1998. A Helmholtz free energy formulation of the thermodynamic properties of the mixture {water+ ammonia}. *Journal of Physical and Chemical Reference Data*, 27(1), 63-96.
- Treybal, R.E. 1981. *Mass-Transfer Operations*, 3a Ed., McGraw-Hill Book Company, Cingapura, 784p.
- Wassiljewa, A. 1904. Wärmeleitung in gasgemischen. *Phys. Z*, 5(22), 737.
- Van der Wekken, B. J. C. e Wassenaar, R. H. 1988. Simultaneous heat and mass transfer accompanying absorption in laminar flow over a cooled wall. *International journal of refrigeration*, 11(2), 70-77.
- Wilke, C. R. 1950. *J. Chemical Physics*, 18, pp. 517.
- Wilke, C. R. e Chang, P. 1955. Correlation of diffusion coefficients in dilute solutions. *AIChE Journal*, 1(2), 264-270.
- Xu, F. e Goswami, D. Y. 1999. Thermodynamic properties of ammonia–water mixtures for power-cycle applications. *Energy*, 24(6), 525-536.
- Xu, F. e Goswami, D. Y. 2002. Erratum to: Thermodynamic properties of ammonia-water mixtures for power-cycle applications *Energy* 24 (1999), 525-536. *Energy*, 2(27), 203.
- Yoon, J. I., Phan, T. T., Moon, C. G. e Bansal, P. 2005. Numerical study on heat and mass transfer characteristic of plate absorber. *Applied Thermal Engineering*, 25(14), 2219-2235.
- Yoon, J. I., Phan, T. T., Moon, C. G., Lee, H. S. e Jeong, S. K. 2008. Heat and mass transfer characteristics of a horizontal tube falling film absorber with small diameter tubes. *Heat and Mass Transfer*, 44(4), 437-444.
- Zavaleta-Aguilar, E. W. 2010. Modelagem térmica da coluna de destilação de um ciclo de refrigeração por absorção de amônia/água. Dissertação de mestrado. Universidade de São Paulo – Escola politécnica. São Paulo, São Paulo. Brasil
- Zavaleta-Aguilar, E. W.; Prata, J. E. e Simões-Moreira, J. R. 2011. Thermal analysis of the distillation column and the absorber of an ammonia/water absorption refrigeration cycle. ICR 2011, August 21 - 26 - Prague, Czech Republic.
- Zavaleta-Aguilar, E. W.; Lázaro-Colán, V. A. e Simões-Moreira, J. R. 2012. Thermal simulation of an ammonia/water falling distiller of absorption refrigeration cycles. ECI 8th International Conference on Boiling and Condensation Heat Transfer.

Zavaleta-Aguilar, E. W. 2015. Estudo Experimental de Uma Coluna de Destilação por Filme Descendente para a Mistura Amônia/ Água. Tese de Doutorado. Universidade de São Paulo – Escola politécnica. São Paulo, São Paulo. Brasil.

Zhou, D. W., Gambaryan-Roisman, T. e Stephan, P. 2009. Measurement of water falling film thickness to flat plate using confocal chromatic sensing technique. *Experimental Thermal and Fluid Science*, 33(2), 273-283.

Ziegler, B. e Trepp, C. 1984. Equation of state for ammonia-water mixtures. *International Journal of refrigeration*, 7(2), 101-106.

APÊNDICES

APÊNDICE A – LEIS DE MISTURA

As leis de mistura permitem que as propriedades termodinâmicas da mistura amônia/água sejam calculadas se forem conhecidas as propriedades termodinâmicas das substâncias puras.

Majbri e Bellagi (2006) realizaram uma comparação entre as três principais abordagens para cálculo de propriedades de mistura amônia/água, sendo elas: modelo empírico a partir da energia livre de Gibbs, equação cúbica de estado de Patel-Teja e equações de estado PC-SAFT (do inglês *Perturbed Chain-Statistical Associating Fluid Theory*). Eles concluíram que o modelo empírico a partir da energia livre de Gibbs é o melhor para representar a superfície termodinâmica em condições moderadas (até 80 bar e 500 K), como é o caso dos ciclos de refrigeração.

Ibrahim e Klein (1993) utilizaram a equação da energia livre de Gibbs para substâncias puras na forma integral e correlações termodinâmicas de propriedades de água e amônia puras para obter uma expressão geral para a energia livre de Gibbs. Os trabalhos desenvolvidos por Tilner-Roth e Friend (1998) seguem a mesma sequência lógica, porém o ponto de partida é a energia livre de Helmholtz ao invés da energia livre de Gibbs, o que faz com que a abordagem de Ibrahim e Klein (1993) seja mais adequada ao problema, pois com a energia livre de Gibbs se obtém diretamente a entalpia específica e com a energia livre de Helmholtz se obtém diretamente a energia interna, ou seja, seria preciso de uma passagem a mais para calcular a entalpia específica da mistura. A energia livre de Gibbs para substâncias puras na forma integral é expressa por:

$$G = H_0 - T_0 \cdot S_0 + \int_{T_0}^T C_P \cdot dT + \int_{P_0}^P \frac{dP}{\rho} - T \int_{T_0}^T \frac{C_P}{T} dT \quad (\text{A.1})$$

Ziegler e Trepp (1984) propuseram relações termodinâmicas para água e amônia puras nas quais o volume específico e calor específico à pressão constante são funções da pressão e da temperatura. Quando essas relações são combinadas com a equação anterior obtém-se uma expressão geral para a energia livre de Gibbs para a fase líquida e vapor da amônia e água pura.

Expressão generalizada para energia livre de Gibbs no estado reduzido para a fase líquida:

$$G_r = H_{r0} - T_{r0} \cdot S_{r0} + B_1 \cdot (T_r - T_{r0}) + \left(\frac{B_2}{2}\right) \cdot (T_r^2 - T_{r0}^2) + \left(\frac{B_3}{3}\right) \cdot (T_r^3 - T_{r0}^3) \quad (\text{A.2})$$

$$- B_1 \cdot T_r \cdot \ln\left(\frac{T_r}{T_{r0}}\right) - B_2 \cdot T_r \cdot (T_r - T_{r0}) - \left(\frac{B_3}{2}\right) \cdot T_r \cdot (T_r^2 - T_{r0}^2)$$

$$+ (A_1 + A_3 \cdot T_r + A_4 \cdot T_r^2) \cdot (P_r - P_{r0}) + \left(\frac{A_2}{2}\right) \cdot (P_r^2 - P_{r0}^2)$$

Expressão generalizada para energia livre de Gibbs no estado reduzido para a fase vapor:

$$G_r = H_{r0} - T_{r0} \cdot S_{r0} + D_1 \cdot (T_r - T_{r0}) + \left(\frac{D_2}{2}\right) \cdot (T_r^2 - T_{r0}^2) + \left(\frac{D_3}{3}\right) \cdot (T_r^3 - T_{r0}^3) \quad (\text{A.3})$$

$$- D_1 \cdot T_r \cdot \ln\left(\frac{T_r}{T_{r0}}\right) - D_2 \cdot T_r \cdot (T_r - T_{r0}) + \left(\frac{D_3}{2}\right) \cdot (T_r^2 - T_{r0}^2)$$

$$+ T_r \cdot \ln\left(\frac{P_r}{P_{r0}}\right) + C_1 \cdot (P_r - P_{r0}) + C_2 \cdot \left(\frac{P_r}{T_r^3} - 4 \cdot \frac{P_{r0}}{T_{r0}^3} + 3 \cdot P_{r0} \cdot \frac{T_r}{T_{r0}^4}\right)$$

$$+ C_3 \cdot \left(\frac{P_r}{T_r^{11}} - 12 \cdot \frac{P_{r0}}{T_{r0}^{11}} + 11 \cdot P_{r0} \cdot \frac{T_r}{T_{r0}^{12}}\right)$$

$$+ \left(\frac{C_4}{3}\right) \cdot \left(\frac{P_r^3}{T_r^{11}} - 12 \cdot \frac{P_{r0}^3}{T_{r0}^{11}} + 11 \cdot P_{r0}^3 \cdot \frac{T_r}{T_{r0}^{12}}\right)$$

Os coeficientes A_i , B_i , C_i e D_i podem ser vistos na Tabela A.1 e as propriedades termodinâmicas reduzidas são definidas como:

$$G_r = \frac{G}{R \cdot T_B} \quad (\text{A.4})$$

$$T_r = \frac{T}{T_B} \quad (\text{A.5})$$

$$P_r = \frac{P}{P_B} \quad (\text{A.6})$$

$$S_r = \frac{S}{R} \quad (\text{A.7})$$

$$\rho_r = \frac{\rho \cdot R \cdot T_B}{P_B} \quad (\text{A.8})$$

onde T_B e P_B são valores arbitrários que para misturas amônia/água convencionou-se utilizar 100 K e 1 MPa, respectivamente.

Tabela A.1 – Coeficientes das equações A.2 e A.3.

Coeficientes	Amônia	Água
A_1	$3,971423.10^{-2}$	$2,748796.10^{-2}$
A_2	$-1,790557.10^{-5}$	$-1,016665.10^{-5}$
A_3	$-1,308905.10^{-2}$	$-4,452025.10^{-3}$
A_4	$3,752836.10^{-3}$	$8,389246.10^{-4}$
B_1	$1,634519.10^1$	$1,214557.10^1$
B_2	$-6,508119$	$-1,898065$
B_3	$1,448937$	$2,911966.10^{-2}$
C_1	$-1,049377.10^{-2}$	$2,136131.10^{-2}$
C_2	$-8,288224$	$-,169291.10^1$
C_3	$-,647257.10^2$	$-,634611.10^4$
C_4	$-3,045352.10^3$	$0,0$
D_1	$3,673647$	$4,019170$
D_2	$9,989629.10^{-2}$	$-5,175550.10^{-2}$
D_3	$3,617622.10^{-2}$	$1,951939.10^{-2}$
H_{r0L}	$4,878573$	$21,821141$
H_{r0V}	$26,468873$	$60,965058$
S_{r0L}	$1,644773$	$5,733498$
S_{r0V}	$8,339026$	$13,453430$
T_{r0}	$3,2252$	$5,0705$
P_{r0}	$2,000$	$3,000$

Definidas as propriedades reduzidas e os coeficientes é possível utilizar equações de estado para achar uma expressão para as propriedades termodinâmicas:

$$H = -R \cdot T_B \cdot T_r^2 \left[\frac{\partial}{\partial T_r} \left(\frac{G_r}{T_r} \right) \right]_{P_r} \quad (\text{A.9})$$

$$S = -R \left[\frac{\partial G_r}{\partial T_r} \right]_{P_r} \quad (\text{A.10})$$

$$\rho = \frac{P_B}{R \cdot T_B} \cdot \left[\frac{\partial P_r}{\partial G_r} \right]_{T_r} \quad (\text{A.11})$$

Como a mistura de amônia/água na fase líquida diverge da teoria de misturas ideais é preciso fazer uma correção utilizando energia de Gibbs em excesso (Ziegler e

Trepp, 1984). Uma expressão empírica para a energia de Gibbs em excesso foi elaborada por Xu e Goswami (1999, 2002) e posteriormente uma correção dos coeficientes viriais foi proposta por Taleb et al. (2003).

$$G_{rE} = [F_1 + F_2 \cdot (2 \cdot x - 1) + F_3 \cdot (2 \cdot x - 1)^2] \cdot (1 - x) \cdot x \quad (\text{A.12})$$

$$F_1 = E_2 + E_2 \cdot P_r + (E_3 + E_4 \cdot P_r) \cdot T_r + \frac{E_5}{T_r} + \frac{E_6}{T_r^2} \quad (\text{A.13})$$

$$F_2 = E_7 + E_8 \cdot P_r + (E_9 + E_{10} \cdot P_r) \cdot T_r + \frac{E_{11}}{T_r} + \frac{E_{12}}{T_r^2} \quad (\text{A.14})$$

$$F_3 = E_{13} + E_{14} \cdot P_r + \frac{E_{15}}{T_r} + \frac{E_{16}}{T_r^2} \quad (\text{A.15})$$

Os coeficientes E_i podem ser vistos na Tabela A.2.

Tabela A.2 – Coeficientes das equações A.13, A.14 e A.15.

Coeficientes		Coeficientes	
E_1	-41,733398	E_9	0,387983
E_2	0,02414	E_{10}	0,004772
E_3	6,702285	E_{11}	-4,648107
E_4	-0,011475	E_{12}	0,836376
E_5	63,608967	E_{13}	-3,553627
E_6	-62,490768	E_{14}	0,000904
E_7	1,761064	E_{15}	24,361723
E_8	0,008626	E_{16}	-20,736547

Com essa expressão é possível calcular as propriedades termodinâmicas em excesso para a fase líquida por:

$$H_L = x \cdot H_{aL} + (1 - x) \cdot H_{wL} + H_{EL} \quad (\text{A.16})$$

$$S_L = x \cdot S_{aL} + (1 - x) \cdot S_{wL} + S_{EL} + S_L^{mix} \quad (\text{A.17})$$

$$\rho_L = x \cdot \rho_{aL} + (1 - x) \cdot \rho_{wL} + \rho_{EL} \quad (\text{A.18})$$

onde:

$$S_L^{mix} = -R \cdot [x \cdot \ln(x) + (1 - x) \cdot \ln(1 - x)] \quad (\text{A.19})$$

Em contrapartida, as misturas de amônia/água na fase vapor são bem aproximadas pela teoria das misturas ideais e a energia de Gibbs em excesso é aproximadamente zero (Sadhukhan et al. 2012). As propriedades das misturas de amônia/água na fase vapor são calculadas por:

$$H_V = y.H_{aV} + (1 - y).H_{wV} \quad (\text{A.20})$$

$$S_V = y.S_{aV} + (1 - y).S_{wV} + S_V^{mix} \quad (\text{A.21})$$

$$\rho_V = y.\rho_{aV} + (1 - y).\rho_{wV} \quad (\text{A.22})$$

onde:

$$S_V^{mix} = -R.[y.\ln(y) + (1 - y).\ln(1 - y)] \quad (\text{A.23})$$

Existem diversos estudos no sentido de verificar os resultados obtidos por essa metodologia, alguns deles foram realizados por Sadhukhan et al. (2012) e Kherris et al. (2013).

Em substâncias binárias a evaporação e a condensação normalmente ocorrem numa faixa de temperatura para uma determinada pressão. Essa faixa de temperatura é delimita entre a temperatura de orvalho (ponto em que a condensação do vapor começa a ocorrer) e a temperatura de bolha (ponto em que a evaporação do líquido começa a ocorrer). Como é complexo calcular o coeficiente de fugacidade é preferível utilizar equações empíricas para determinar essas temperaturas (Sadhukhan et al., 2012). As temperaturas de bolha e de orvalho são expressas, respectivamente, por:

$$T_{bubble}(P, x) = T_B \sum A_k (1 - x)^{B_k} \left[\ln \left(\frac{2.P_B}{P} \right) \right]^{C_k} \quad (\text{A.24})$$

$$T_{dew}(P, y) = T_B \sum D_k (1 - y)^{\frac{E_k}{4}} \left[\ln \left(\frac{2.P_B}{P} \right) \right]^{F_k} \quad (\text{A.25})$$

Sendo que os coeficientes A_k , B_k , C_k , D_k , E_k e F_k foram calculados por Patek e Klomfer (1995) e estão expostos na Tabela A.3.

Tabela A.3 – Coeficientes das equações A.24 e A.25.

k	A_k	B_k	C_k	D_k	E_k	F_k
1	$0,322302 \cdot 10^1$	0	0	$0,324004 \cdot 10^1$	0	0
2	-0,384206	0	1	-0,395920	0	1
3	$0,460965 \cdot 10^{-1}$	0	2	$0,435624 \cdot 10^{-1}$	0	2
4	$-0,378945 \cdot 10^{-2}$	0	3	$-0,218943 \cdot 10^{-2}$	0	3
5	$0,135610 \cdot 10^{-3}$	0	4	$-0,143526 \cdot 10^1$	1	0
6	0,487775	1	0	$0,105256 \cdot 10^1$	1	1
7	-0,120108	1	1	$-0,719281 \cdot 10^{-1}$	1	2
8	$0,106154 \cdot 10^{-1}$	1	2	$0,122362 \cdot 10^2$	2	0
9	$-0,533589 \cdot 10^{-3}$	2	3	$-0,224368 \cdot 10^1$	2	1
10	$0,785041 \cdot 10^1$	4	0	$-0,201780 \cdot 10^2$	3	0
11	$-0,115941 \cdot 10^2$	5	0	$0,1108344 \cdot 10^1$	3	1
12	$-0,523150 \cdot 10^{-1}$	5	1	$0,145399 \cdot 10^2$	4	0
13	$0,489596 \cdot 10^1$	6	0	0,644312	4	2
14	$0,421059 \cdot 10^{-1}$	13	1	$-0,221246 \cdot 10^1$	5	0
15	0,0	0	0	-0,756266	5	2
16	0,0	0	0	$-0,135529 \cdot 10^1$	6	0
17	0,0	0	0	0,183541	7	2

APÊNDICE B – FATOR DE CORREÇÃO PARA NÚMERO DE NUSSELT E NÚMERO DE SHERWOOD DE PLACA VERTICAL PARA PLACA INCLINADA

Conforme indicado na Secção 3.3.1 não existem muitas correlações para coeficientes de convecção térmica e mássico ou mesmo números de Nusselt e Sherwood na literatura para placa inclinada com o par amônia/água. Para contornar esse problema foi preciso recorrer a correlações para outros pares de fluido de trabalho e assumir que a influência do ângulo de inclinação da placa nas trocas de calor e massa é independente do fluido de trabalho, ou seja, a relação entre a transferência de calor e massa de uma placa vertical e uma placa inclinada é a mesma para qualquer fluido. Matematicamente isso implica em dizer que as relações abaixo são válidas para qualquer fluido:

$$F_{Nu}(\theta) = \frac{Nu(\theta)}{Nu\left(\frac{\pi}{2}\right)} \quad (B.1)$$

$$F_{Sh}(\theta) = \frac{Sh(\theta)}{Sh\left(\frac{\pi}{2}\right)} \quad (B.2)$$

Karami e Farhanieh (2011) criaram um modelo matemático para estudar as trocas de calor e massa sobre uma placa inclina com água/brometo de lítio. Nesse estudo buscou-se estabelecer uma relação entre o número de Reynolds, Prandtl e ângulo de inclinação da placa com o número de Nusselt através de simulações computacionais.

Na Figura B.1 e Figura B.2 são mostrados os resultados das simulações para número de Reynolds de 5 a 150 e ângulo de inclinação da placa de 10 a 90°. Tanto o número de Nusselt como Sherwood crescem com o número de Reynolds e diminuem com o ângulo de inclinação da placa, porem o número de Nusselt tende a se estabilizar em um patamar depois de um determinado número de Reynolds ao passo que o número de Sherwood continua a crescer. A partir desses resultados foram coletados dados para construir a Tabela B. e Tabela B. que serviram de base para a polinomial linear.

Figura B.1 – Efeito do número de Reynolds e da inclinação da placa no número de Nusselt médio (Karami e Farhanieh, 2011).

Figura B.2 – Efeito do número de Reynolds e da inclinação da placa no número de Sherwood médio (Karami e Farhanieh, 2011).

Tabela B.1 – *Valores de número de Nusselt médio em função de Reynolds e ângulo de inclinação da placa.*

Reynolds	Ângulo de inclinação da placa						
	10°	15°	25°	35°	45°	70°	90°
4	0,490	0,495	0,500	0,505	0,505	0,510	0,510
6	0,495	0,495	0,490	0,490	0,490	0,490	0,490
8	0,515	0,510	0,500	0,495	0,495	0,490	0,490
10	0,535	0,525	0,515	0,510	0,505	0,500	0,500
12	0,550	0,540	0,530	0,525	0,520	0,515	0,515
14	0,560	0,550	0,540	0,535	0,530	0,525	0,525
16	0,570	0,560	0,555	0,545	0,540	0,535	0,535
18	0,575	0,570	0,560	0,555	0,550	0,545	0,545
20	0,580	0,570	0,565	0,560	0,560	0,555	0,555
22	0,584	0,580	0,572	0,568	0,564	0,560	0,560
24	0,584	0,584	0,576	0,572	0,568	0,564	0,564
26	0,588	0,584	0,580	0,576	0,574	0,570	0,570
28	0,590	0,586	0,582	0,580	0,578	0,574	0,574
30	0,592	0,588	0,586	0,582	0,580	0,578	0,576
32	0,594	0,590	0,588	0,584	0,584	0,580	0,580
34	0,594	0,592	0,590	0,586	0,586	0,582	0,582
36	0,596	0,594	0,590	0,588	0,586	0,584	0,584
38	0,596	0,594	0,592	0,590	0,588	0,586	0,586
40	0,596	0,596	0,592	0,592	0,590	0,588	0,588
42	0,598	0,596	0,594	0,592	0,592	0,590	0,590
44	0,598	0,596	0,594	0,594	0,592	0,590	0,590
46	0,598	0,598	0,596	0,594	0,594	0,592	0,592
48	0,598	0,598	0,596	0,594	0,594	0,592	0,592
50	0,598	0,598	0,596	0,596	0,594	0,594	0,594

Tabela B.2 – *Valores de número de Sherwood médio em função de Reynolds e ângulo de inclinação da placa.*

Reynolds	Ângulo de inclinação da placa					
	10°	15°	25°	40°	60°	90°
4	0,700	0,650	0,650	0,600	0,600	0,600
6	0,900	0,800	0,750	0,700	0,700	0,650
8	1,250	1,250	0,950	0,850	0,800	0,800
10	1,750	1,500	1,250	1,250	1,000	0,950
12	2,000	1,750	1,500	1,500	1,250	1,250
14	2,500	2,000	1,750	1,500	1,500	1,500
16	2,750	2,500	2,000	1,750	1,750	1,750
18	3,000	2,750	2,500	2,000	2,000	1,750
20	3,500	3,250	2,750	2,500	2,250	2,000
22	4,000	3,500	3,000	2,750	2,500	2,500
24	4,500	4,000	3,500	3,000	2,750	2,750
26	5,000	4,500	3,750	3,250	3,000	3,000
28	5,500	4,750	4,000	3,500	3,250	3,250
30	6,000	5,000	4,500	4,000	3,500	3,500
32	6,250	5,500	4,750	4,250	4,000	3,750
34	7,000	6,000	5,000	4,500	4,250	4,000
36	7,250	6,500	5,500	5,000	4,500	4,250
38	7,750	7,000	6,000	5,250	4,750	4,500
40	8,250	7,250	6,250	5,500	5,000	4,750
42	9,000	7,500	6,500	6,000	5,500	5,250
44	9,250	8,000	7,000	6,250	5,500	5,500
46	9,750	8,500	7,500	6,500	6,000	5,750
48	10,500	9,000	8,000	7,000	6,250	6,000
50	11,000	9,500	8,250	7,250	6,500	6,250

Para realizar a regressão polinomial são propostas expressões conforme mostrado abaixo, pois essas expressões têm Nusselt e Sherwood como uma função de Reynolds, Prandtl, Schmidt e o ângulo de inclinação da placa, sendo que e após a linearização todos esses termos ficam desacoplados.

$$\frac{Nu}{Pr^{0,334}} = e^{a_0 + a_1 \theta + b_2 \cdot \theta^2 + b_3 \cdot \theta^3} \cdot Re^{b_0} \quad (B.3)$$

$$\frac{Sh}{Sc^{0,334}} = e^{c_0 + c_1 \theta + c_2 \cdot \theta^2 + c_3 \cdot \theta^3} \cdot Re^{d_0} \quad (B.4)$$

Para linearizar essa expressão basta aplicar a função neperiana dos dois lados:

$$\underbrace{\ln\left(\frac{Nu}{Pr^{0,334}}\right)}_y = a_0 + a_1 \cdot \theta + a_2 \cdot \theta^2 + a_3 \cdot \theta^3 + b_0 \cdot \underbrace{\ln(Re)}_x \quad (B.5)$$

$$\underbrace{\ln\left(\frac{Sh}{Sc^{0,334}}\right)}_w = c_0 + c_1 \cdot \theta + c_2 \cdot \theta^2 + c_3 \cdot \theta^3 + d_0 \cdot \underbrace{\ln(Re)}_z \quad (B.6)$$

Optou-se por aplicar o método dos mínimos quadrados para achar os coeficientes $a_0, a_1, a_2, a_3, b_0, c_0, c_1, c_2, c_3$ e d_0 que minimizam o erro de estimação, de modo que os coeficientes associados ao número de Nusselt e Sherwood são encontrados resolvendo um sistema de cinco equações e cinco incógnitas para cada fator de correção.

$$\begin{bmatrix} \sum 1 & \sum \theta_k & \sum \theta_k^2 & \sum \theta_k^3 & \sum x_k \\ \sum \theta_k & \sum \theta_k^2 & \sum \theta_k^3 & \sum \theta_k^4 & \sum x_k \cdot \theta_k \\ \sum \theta_k^2 & \sum \theta_k^3 & \sum \theta_k^4 & \sum \theta_k^5 & \sum x_k \cdot \theta_k^2 \\ \sum \theta_k^3 & \sum \theta_k^4 & \sum \theta_k^5 & \sum \theta_k^6 & \sum x_k \cdot \theta_k^3 \\ \sum x_k & \sum x_k \cdot \theta & \sum x_k \cdot \theta_k^2 & \sum x_k \cdot \theta_k^3 & \sum x_k^2 \end{bmatrix} \cdot \begin{bmatrix} a_0 \\ a_1 \\ a_2 \\ a_3 \\ b_0 \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} \sum y_k \\ \sum y_k \cdot \theta \\ \sum y_k \cdot \theta^2 \\ \sum y_k \cdot \theta^3 \\ \sum y_k \cdot x_k \end{bmatrix} \quad (B.7)$$

$$\begin{bmatrix} \sum 1 & \sum \theta_k & \sum \theta_k^2 & \sum \theta_k^3 & \sum z_k \\ \sum \theta_k & \sum \theta_k^2 & \sum \theta_k^3 & \sum \theta_k^4 & \sum z_k \cdot \theta_k \\ \sum \theta_k^2 & \sum \theta_k^3 & \sum \theta_k^4 & \sum \theta_k^5 & \sum z_k \cdot \theta_k^2 \\ \sum \theta_k^3 & \sum \theta_k^4 & \sum \theta_k^5 & \sum \theta_k^6 & \sum z_k \cdot \theta_k^3 \\ \sum z_k & \sum z_k \cdot \theta & \sum z_k \cdot \theta_k^2 & \sum z_k \cdot \theta_k^3 & \sum z_k^2 \end{bmatrix} \cdot \begin{bmatrix} c_0 \\ c_1 \\ c_2 \\ c_3 \\ d_0 \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} \sum w_k \\ \sum w_k \cdot \theta \\ \sum w_k \cdot \theta^2 \\ \sum w_k \cdot \theta^3 \\ \sum w_k \cdot z_k \end{bmatrix} \quad (B.8)$$

Resolvendo os sistemas de equações acima são encontrados os valores dos coeficientes que minimizam o erro de estimação:

Tabela B.3 – Valores dos coeficientes dos fatores de correção.

Coeficiente	Valor°	Unidade°	Coeficiente	Valor°	Unidade°
a_0	-0,818	—	c_0	-1,683	—
a_1	-0,081	1/rad	c_1	-1,712	1/rad
a_2	0,054	1/rad ²	c_2	1,402	1/rad ²
a_3	-0,012	1/rad ³	c_3	-0,392	1/rad ³
b_0	0,088	—	d_0	1,085	—

Retomado as expressões para os fatores de correção e utilizando os valores obtidos:

$$F_{Nu}(\theta) = e^{-0,081 \cdot (\theta - \frac{\pi}{2}) + 0,054 \cdot (\theta^2 - \frac{\pi^2}{4}) - 0,012 \cdot (\theta^3 - \frac{\pi^3}{8})} \quad (\text{B.9})$$

$$F_{Sh}(\theta) = e^{-1,712 \cdot (\theta - \frac{\pi}{2}) + 1,402 \cdot (\theta^2 - \frac{\pi^2}{4}) - 0,392 \cdot (\theta^3 - \frac{\pi^3}{8})} \quad (\text{B.10})$$

Os fatores de correção foram representados de forma gráfica na Figura B.3 em função do ângulo de inclinação da placa e nela fica claro que o número de Sherwood é muito mais influenciado pelo ângulo de inclinação da placa que o número de Nusselt. Uma possível explicação para isso se deve ao fato de que a transferência de massa esta sujeita à ação direta da gravidade enquanto a transferência de calor sofre ação indireta da gravidade.

Figura B.3 – Fator de correção em função do ângulo de inclinação da placa.

APÊNDICE C – TRANSFERÊNCIA DE MASSA ATRAVÉS DA INTERFACE

A análise da transferência de massa através da interface envolve o estudo das equações desenvolvidas por Colburn e Drew (1937) e apresentadas por Erickson et al. (1998). Essas expressões podem ser utilizadas tanto para a absorção como para a dessorção, sendo que o sentido positivo sempre é da fase vapor para a fase líquida.

$$\dot{m}_a = z \cdot h_{mV} \cdot \rho_V \cdot A_{int} \cdot \ln \left(\frac{z - y_{int}}{z - y} \right) \quad (C.1)$$

$$\dot{m}_a = z \cdot h_{mL} \cdot \rho_L \cdot A_{int} \cdot \ln \left(\frac{z - x}{z - x_{int}} \right) \quad (C.2)$$

Essas expressões permitem calcular os fluxos mássicos de amônia e água através da interface se for conhecido o estado da fase líquido e vapor e a temperatura da interface. Entretanto, na maioria dos problemas reais a temperatura de interface não é conhecida a priori e são utilizados métodos iterativos para calculá-la. Sieres e Fernandez-Seara (2007) discutem que quando o processo iterativo chega às equações de transferência de massa através da interface é preciso fazer uma sub iteração em z para calcular o fluxo mássico de amônia. Para poder realizar essa sub iteração é preciso escolher valores de z adequados a estimava da temperatura de interface, pois caso contrário a solução do sistema de equações não converge.

Primeiramente é preciso entender que z não esta limitado entre 0 e 1, como ocorre com as frações mássicas de amônia, pois os fluxos mássicos de amônia e água não precisam necessariamente ter o mesmo sentido através da interface e isso faz com que z possa assumir quase qualquer valor dentro dos números reais. z não pode assumir os seguintes valores: $z = x$, $z = x_{int}$, $z = y$, $z = y_{int}$, pois não satisfazem o domínio das expressões C.1 e C.2 e $z = 0$, pois é a solução trivial do sistema de equações.

O segundo ponto envolve estudar os sinais das equações. As expressões B.1 e B.2 devem resultar no mesmo valor do fluxo mássico de amônia através da interface, ou seja, ele deve ter o mesmo módulo e sentido, e para isso ser possível a imagem da função neperiana deve ter o mesmo sinal em ambas as fases, ou seja, deve-se considerar uma solução com imagem positiva e outra solução com imagem negativa.

Quando z e a imagem do neperiano tem mesmo sinal o fluxo mássico de amônia é positivo e quando eles têm sinais opostos o fluxo mássico de amônia é negativo. O fluxo mássico da água e a relação de magnitude entre eles podem ser inferidos a partir das inequações anteriores para montar a Tabela C..

Tabela C.1 – *Relações entre os fluxos mássico de amônia e água através da interface.*

Intervalo de z	Imagem positiva (absorção)			Imagem negativa (dessorção)		
	$\frac{z-x}{z-x_{int}}; \frac{z-y_{int}}{z-y} > 1$			$1 > \frac{z-x}{z-x_{int}}; \frac{z-y_{int}}{z-y} > 0$		
$z > 1$	$\dot{m}_a > 0$	$\dot{m}_w < 0$	$ \dot{m}_a > \dot{m}_w $	$\dot{m}_a < 0$	$\dot{m}_w > 0$	$ \dot{m}_a > \dot{m}_w $
$z = 1$	$\dot{m}_a > 0$	$\dot{m}_w = 0$	$ \dot{m}_a > \dot{m}_w $	$\dot{m}_a < 0$	$\dot{m}_w = 0$	$ \dot{m}_a > \dot{m}_w $
$1 > z > 0,5$	$\dot{m}_a > 0$	$\dot{m}_w > 0$	$ \dot{m}_a > \dot{m}_w $	$\dot{m}_a < 0$	$\dot{m}_w < 0$	$ \dot{m}_a > \dot{m}_w $
$z = 0,5$	$\dot{m}_a > 0$	$\dot{m}_w > 0$	$ \dot{m}_a = \dot{m}_w $	$\dot{m}_a < 0$	$\dot{m}_w < 0$	$ \dot{m}_a = \dot{m}_w $
$0,5 > z > 0$	$\dot{m}_a > 0$	$\dot{m}_w > 0$	$ \dot{m}_a < \dot{m}_w $	$\dot{m}_a < 0$	$\dot{m}_w < 0$	$ \dot{m}_a < \dot{m}_w $
$z < 0$	$\dot{m}_a < 0$	$\dot{m}_w > 0$	$ \dot{m}_a < \dot{m}_w $	$\dot{m}_a > 0$	$\dot{m}_w < 0$	$ \dot{m}_a < \dot{m}_w $

A Tabela C. mostra o compilado de todas as inequações para todos os valores possíveis de z . Analisando o sentido e a magnitude dos fluxos mássicos de amônia e água pode-se concluir que a solução positiva sempre será um processo de absorção de vapor e a solução negativa sempre será um processo de dessorção de vapor. Para valores de z negativos o fluxo mássico de amônia é contrário ao fluxo mássico de vapor e para valores de z maiores que 0,5 ocorre aumento de fração mássica de amônia a jusante do sentido do fluxo mássico de amônia.

Com esses resultados em mente fica fácil a introdução dos quatro tipos de perfis de fração mássica de amônia propostos por Sieres e Fernandez-Seara (2007). Os perfis são representados no diagrama T-x na Figura C.1, onde a temperatura de interface determina as frações mássicas de amônia na interface do lado do líquido e vapor, que combinadas com as restrições de cada perfil delimitam uma área pintada que representa os estados possíveis para a ocorrência para cada perfil de fração mássica de amônia.

Figura C.1 – Estados possíveis para cada caso de perfil de fração mássica de amônia.

Combinado as premissas de cada caso (apresentadas na Secção 3.4) com as restrições de domínio da função neperiana para imagem positiva e negativa é possível atribuir um intervalo de z para a solução positiva (absorção de vapor) e para a solução negativa (dessorção de vapor) conforme ilustrado na Tabela C..

Tabela C.2 – Intervalos de soluções para a relação dos fluxos mássicos através da interface.

Caso	Processo	Intervalo do lado líquido	Intervalo do lado vapor	Condição adicional	Intervalo solução
I	Absorção	$z < x_{int}$	$z < y$	$L < V$	$z < x_{int}, y$
	Dessorção	$z > x$	$z > y_{int}$	$L > V$	$z > y_{int}, x$
II	Absorção	$z > x_{int}$	$z < y$		$y > z > x_{int}$
	Dessorção	$z < x$	$z > y_{int}$		$\emptyset$
III	Absorção	$z < x_{int}$	$z > y$		$\emptyset$
	Dessorção	$z > x$	$z < y_{int}$		$y_{int} > z > x$
IV	Absorção	$z > x_{int}$	$z > y$	$L < V$	$z > y$
	Dessorção	$z < x$	$z < y_{int}$	$L > V$	$z < x$

Na Tabela C. L e V são abreviações para as expressões abaixo:

$$L = h_{mL} \cdot \rho_L \cdot (x - x_{int}) \quad (C.3)$$

$$V = h_{mV} \cdot \rho_V \cdot (y_{int} - y) \quad (C.4)$$

As colunas “intervalo do lado líquido” e “intervalo do lado vapor” representam a intersecção da premissa de cada caso com a condição de domínio para cada processo para a fase líquido e vapor, respectivamente. A coluna “intervalo solução” representa o intervalo de possíveis valores de z para cada caso e cada processo, ela leva em consideração a combinação das restrições impostas pelas colunas “intervalo do lado líquido”, “intervalo do lado vapor” e “condição adicional”.

Essa condição adicional foi discutida por Sieres e Fernandez-Seara (2007), pois os casos II e III só admitem uma solução, sendo que ela sempre será absorção e dessorção respectivamente, mas os casos I e IV admitem duas soluções, sendo que elas podem ser absorção ou dessorção. Nesses dois últimos casos Sieres e Fernandez-Seara (2007) discutem que o determina a solução correta e o tipo de processo é o termo de transferência de massa dominante entre fase líquida e vapor, se o termo da fase vapor for maior será absorção e se o termo da fase líquida for maior será dessorção.

APÊNDICE D – PROCESSOS ITERATIVOS E CONDICIONAIS DESENVOLVIDOS PARA EES

APÊNDICE D.1 – Normalização

O estado da célula de cálculo é calculado pela função NH3H2O e ocasionalmente pode ocorrer da combinação de dados fornecida a essa função produzir um estado dentro da região de saturação, ou seja, existência de líquido na célula de vapor e existência de vapor na célula de líquido. Como os volumes discretos do modelo separam a fase líquida da fase vapor pela interface ele não admite essa mistura de fases dentro de uma célula de líquido ou vapor. Para evitar erro nas simulações é preciso fazer um procedimento de normalização, o qual garanta que em cada célula as fases separadas. O processo de normalização considera que todo o líquido irá compor a fase líquida da célula e que todo o vapor irá compor a fase vapor da célula.

Primeiramente é feita uma verificação do real estado das condições de entrada (sobrescrito in) ao se comparar os títulos das fases, e em seguida são calculadas as frações mássicas de amônia e entalpias específicas que cada condição de entrada em cada fase:

Se $q_{Lin} \leq 0$ a condição de entrada da fase líquida esta correta:

$$x_L = x^{in} \quad H_{LL} = H_L^{in} \quad (D.1)$$

$$x_V = 0 \quad H_{LV} = 0 \quad (D.2)$$

Se $q_{Lin} > 0$ a condição de entrada da fase líquida esta incorreta:

$$x_L = f(T_L^{in}, P, q = 0) \quad H_{LL} = f(T_L^{in}, P, q = 0) \quad (D.3)$$

$$x_V = f(T_L^{in}, P, q = 1) \quad H_{LV} = f(T_L^{in}, P, q = 1) \quad (D.4)$$

Se $q_{Vin} \geq 0$ a condição de entrada da fase vapor esta correta:

$$y_L = 0 \quad H_{VL} = 0 \quad (D.5)$$

$$y_V = y^{in} \quad H_{VV} = H_V^{in} \quad (D.6)$$

Se $q_{Vin} < 0$ a condição de entrada da fase vapor esta incorreta:

$$y_L = f(T_V^{in}, P, q = 0) \quad H_{VL} = f(T_V^{in}, P, q = 0) \quad (D.7)$$

$$y_V = f(T_V^{in}, P, q = 1) \quad H_{VV} = f(T_V^{in}, P, q = 1) \quad (D.8)$$

Realizando os balanços de massa, espécie de amônia e energia são calculadas os fluxos mássicos, frações mássicas de amônia e entalpias específicas das fases líquido e vapor na célula i.

Balanco de massa:

$$\dot{m}_L^i = \dot{m}_L^{in} \cdot (1 - q_L^{in}) + \dot{m}_V^{in} \cdot (1 - q_V^{in}) \quad (D.9)$$

$$\dot{m}_V^i = \dot{m}_L^{in} \cdot q_L^{in} + \dot{m}_V^{in} \cdot q_V^{in} \quad (D.10)$$

Balanco de espécie de amônia:

$$\dot{m}_L^i \cdot x^i = \dot{m}_L^{in} \cdot (1 - q_L^{in}) \cdot x_L + \dot{m}_V^{in} \cdot (1 - q_V^{in}) \cdot y_L \quad (D.11)$$

$$\dot{m}_V^i \cdot y^i = \dot{m}_L^{in} \cdot q_L^{in} \cdot x_V + \dot{m}_V^{in} \cdot q_V^{in} \cdot y_V \quad (D.12)$$

Balanco de energia:

$$\dot{m}_L^i \cdot H_L^i = \dot{m}_L^{in} \cdot (1 - q_L^{in}) \cdot H_{LL} + \dot{m}_V^{in} \cdot (1 - q_V^{in}) \cdot H_{VL} \quad (D.13)$$

$$\dot{m}_V^i \cdot H_V^i = \dot{m}_L^{in} \cdot q_L^{in} \cdot H_{LV} + \dot{m}_V^{in} \cdot q_V^{in} \cdot H_{VV} \quad (D.14)$$

APÊNDICE D.2 – Estimativa Inicial da Temperatura de Interface

O cálculo da temperatura de interface é iterativo e consome algum tempo de simulação, portanto quanto mais assertivo for a estimativa inicial melhor será para a convergência do problema. Como tentativa de criar uma boa estimativa inicial para a temperatura de interface é calculada a temperatura de equilíbrio que a célula i teria se fosse mantida em um absorvedor ou gerador adiabático de comprimento infinito, ou seja, até a fase líquida e vapor entram em equilíbrio. Partindo de uma temperatura inicial arbitrária, como por exemplo, temperatura da superfície:

$$T_{int} = T^{eq} = T_s \quad (D.15)$$

Em sequência calcula-se o estado da interface:

$$x^{eq} = f(T^{eq}) \quad y^{eq} = f(T^{eq}) \quad (D.16)$$

$$H_L^{eq} = f(T^{eq}) \quad H_V^{eq} = f(T^{eq}) \quad (D.17)$$

Realizando os balanços de massa, espécie de amônia e energia se obtêm:

$$\dot{m}_L^i + \dot{m}_V^i = \dot{m}_L^{eq} + \dot{m}_V^{eq} \quad (D.18)$$

$$\dot{m}_L^i \cdot x^i + \dot{m}_V^i \cdot y^i = \dot{m}_L^{eq} \cdot x^{eq} + \dot{m}_V^{eq} \cdot y^{eq} \quad (D.19)$$

$$\dot{m}_L^i \cdot H_L^i + \dot{m}_V^i \cdot H_V^i = \dot{m}_L^{eq} \cdot H_L^{eq} + \dot{m}_V^{eq} \cdot H_V^{eq} \quad (D.20)$$

As duas últimas equações formam um sistema para calcular os fluxos mássicos que a mistura teria no equilíbrio.

$$\dot{m}_L^{eq} = \frac{H_V^{eq} \cdot (\dot{m}_L^i \cdot x^i + \dot{m}_V^i \cdot y^i) - y^{eq} \cdot (\dot{m}_L^i \cdot H_L^i + \dot{m}_V^i \cdot H_V^i)}{H_V^{eq} \cdot x^{eq} - H_L^{eq} \cdot y^{eq}} \quad (D.21)$$

$$\dot{m}_V^{eq} = \frac{-H_L^{eq} \cdot (\dot{m}_L^i \cdot x^i + \dot{m}_V^i \cdot y^i) - x^{eq} \cdot (\dot{m}_L^i \cdot H_L^i + \dot{m}_V^i \cdot H_V^i)}{H_V^{eq} \cdot x^{eq} - H_L^{eq} \cdot y^{eq}} \quad (D.22)$$

E a primeira equação é utilizada para cálculo do erro:

$$erro_{T_{int}} = \dot{m}_L^{eq} + \dot{m}_V^{eq} - \dot{m}_L^i - \dot{m}_V^i \quad (D.23)$$

Com esse erro se calcula uma nova T_{int} e repete-se o processo da eq. C.15 a 8.23 até o erro absoluto ser menor que 10^{-6} kg/s. Esse procedimento irá calcular a estimativa inicial da temperatura de interface, o verdadeiro valor da temperatura de interface é calculado no corpo do programa principal, a função dessa sub-rotina é apenas fornecer um valor inicial para os cálculos.

APÊNDICE D.3 – Estimativa Inicial de Z

O cálculo de z é outro procedimento iterativo que consome algum tempo de simulação, portanto quanto mais assertivo for a estimativa inicial melhor será para a convergência do problema. Tendo um valor número para a temperatura de interface é possível calcular as frações mássicas de amônia da interface para determinar o valor de z . O primeiro passo é determinar o tipo de perfil para fixar um intervalo de z e sua estimativa inicial:

Se $y_{int} > y$ e $x_{int} < x$ é o caso 1.

Se $L > V$ é uma dessorção e as estimativas e iniciais e limites são:

$$z = 1 \quad z_{max} = 100 \quad z_{min} = y_{int} \quad (D.24)$$

Se $L < V$ é uma absorção e as estimativas e iniciais e limites são:

$$z = 0 \quad z_{max} = x_{int} \quad z_{min} = -100 \quad (D.25)$$

Se $y_{int} > y$ e $x_{int} > x$ é o caso 2 e as estimativas e iniciais e limites são:

$$z = \frac{x_{int} + y}{2} \quad z_{max} = y \quad z_{min} = x_{int} \quad (D.26)$$

Se $y_{int} < y$ e $x_{int} < x$ é o caso 3 e as estimativas e iniciais e limites são:

$$z = \frac{x + y_{int}}{2} \quad z_{max} = y_{int} \quad z_{min} = x \quad (D.27)$$

Se IV $y_{int} < y$ e $x_{int} > x$ é o caso 4.

Se $L > V$ é uma dessorção e as estimativas e iniciais e limites são:

$$z = 0 \quad z_{max} = x \quad z_{min} = -100 \quad (D.28)$$

Se $L < V$ é uma absorção e as estimativas e iniciais e limites são:

$$z = 1 \quad z_{max} = 100 \quad z_{min} = y \quad (D.29)$$

Embora z possa assumir valores infinitos é inviável computacionalmente trabalhar com números muito grandes e é preciso estabelecer limites para os valores de z . Nos intervalos abertos foi assumido um limite superior de 100 e um limite inferior de -

100. A estimativa inicial de z foi escolhida de modo que ela essa sempre fosse um valor pertencente ao intervalo independentemente das condições do líquido, vapor ou interface, o valor de z só deve ser verificado nas iterações seguintes.

Definida a estimativa inicial e os intervalos pode-se utilizar a expressão abaixo para calcular o erro de z e repetir as eq. C.24 a C.30 até que ele atinja um valor inferior a 10^{-3} , sendo que caso z ultrapasse o limite do intervalo estabelecido a o processo iterativo deve ser interrompido e o valor de z deve ser assumido como o limite do intervalo.

$$erro_z = \left(\frac{z - x}{z - x_{int}} \right)^{h_{mL} \cdot \rho_L} - \left(\frac{z - y_{int}}{z - y} \right)^{h_{mV} \cdot \rho_V} \quad (D.30)$$

Esse procedimento irá calcular a estimativa inicial do z , o verdadeiro valor de z é calculado no corpo do programa principal, a função dessa sub-rotina é apenas fornecer um valor inicial para os cálculos.

APÊNDICE E – PRINCIPAIS VARIAÇÕES DOS MODELOS MATEMÁTICOS

Essa secção se dedica a reunir os principais trabalhos que realizaram modelagem das trocas de calor e massa em filmes descendentes e apresentar as principais hipóteses e o equacionamento necessário para descrever o problema.

A primeira etapa da modelagem nos trabalhos desenvolvidos por Grossman (1983) e Wekken e Wassenaar (1988), entre outros é apresentar as equações diferenciais de conservação de massa, momento, espécie e energia para escoamento bidimensional em regime estacionário de um fluido newtoniano e propriedades constantes. Em muitas modelagens também é considerado escoamento incompressível, nesse caso as equações de conservação de massa e momento são desacopladas das equações de conservação de energia e espécies, permitindo que primeiro seja obtido o campo de velocidades $V_x(x, y)$ e $V_y(x, y)$ ou seja assumido um perfil de velocidade e essa informação utilizada para obter os campos de temperatura $T(x, y)$ e espécies $C_a(x, y)$. As equações diferenciais de conservação em uma forma mais genérica são escritas como:

Equação da conservação da massa:

$$\frac{\partial \rho}{\partial t} + \rho \cdot \frac{\partial V_x}{\partial X} + \rho \cdot \frac{\partial V_y}{\partial Y} + \rho \cdot \frac{\partial V_z}{\partial Z} = 0 \quad (\text{E.1})$$

Equação da conservação do momento:

$$\rho \left(\frac{\partial V_x}{\partial t} + V_x \frac{\partial V_x}{\partial X} + V_y \frac{\partial V_x}{\partial Y} + V_z \frac{\partial V_x}{\partial Z} \right) = - \frac{\partial P}{\partial X} + \mu \left(\frac{\partial^2 V_x}{\partial X^2} + \frac{\partial^2 V_x}{\partial Y^2} + \frac{\partial^2 V_x}{\partial Z^2} \right) + F_x \quad (\text{E.2})$$

$$\rho \left(\frac{\partial V_y}{\partial t} + V_x \frac{\partial V_y}{\partial X} + V_y \frac{\partial V_y}{\partial Y} + V_z \frac{\partial V_y}{\partial Z} \right) = - \frac{\partial P}{\partial Y} + \mu \left(\frac{\partial^2 V_y}{\partial X^2} + \frac{\partial^2 V_y}{\partial Y^2} + \frac{\partial^2 V_y}{\partial Z^2} \right) + F_y \quad (\text{E.3})$$

$$\rho \left(\frac{\partial V_z}{\partial t} + V_x \frac{\partial V_z}{\partial X} + V_y \frac{\partial V_z}{\partial Y} + V_z \frac{\partial V_z}{\partial Z} \right) = - \frac{\partial P}{\partial Z} + \mu \left(\frac{\partial^2 V_z}{\partial X^2} + \frac{\partial^2 V_z}{\partial Y^2} + \frac{\partial^2 V_z}{\partial Z^2} \right) + F_z \quad (\text{E.4})$$

Equação da conservação de energia:

$$\rho \cdot C_p \cdot \left(\frac{\partial T}{\partial t} + V_x \frac{\partial T}{\partial X} + V_y \frac{\partial T}{\partial Y} + V_z \frac{\partial T}{\partial Z} \right) = k \left(\frac{\partial^2 T}{\partial X^2} + \frac{\partial^2 T}{\partial Y^2} + \frac{\partial^2 T}{\partial Z^2} \right) + \mu \Phi + \dot{q} \quad (\text{E.5})$$

Sendo a dissipação viscosa definida por:

$$\mu \Phi = \mu \left\{ \left(\frac{\partial V_x}{\partial Y} + \frac{\partial V_y}{\partial X} + \frac{\partial V_z}{\partial Z} \right)^2 + 2 \left[\left(\frac{\partial V_x}{\partial X} \right)^2 + \left(\frac{\partial V_y}{\partial Y} \right)^2 + \left(\frac{\partial V_z}{\partial Z} \right)^2 \right] \right\} \quad (\text{E.6})$$

Equação da conservação de espécies:

$$\frac{\partial C_a}{\partial t} + V_x \frac{\partial C_a}{\partial X} + V_y \frac{\partial C_a}{\partial Y} + V_z \frac{\partial C_a}{\partial Z} = D_{aw} \left(\frac{\partial^2 C_a}{\partial X^2} + \frac{\partial^2 C_a}{\partial Y^2} + \frac{\partial^2 C_a}{\partial Z^2} \right) + N_a \quad (\text{E.7})$$

Devido a sua grande complexidade não é usual resolver as equações diferenciais de conservação em sua forma completa e a maioria dos autores adota, ainda que não explicitamente, as seguintes hipóteses simplificadoras que não implicam em grandes perdas de informação:

- Escoamento bidimensional $\left(\frac{\partial}{\partial Z} = 0; V_z = 0 \right)$;
- Escoamento incompressível (*Número de Mach* $< 0,3$);
- Escoamento sem geração de energia ($\dot{q} = 0$);
- Escoamento não reativo ($\dot{N}_a = 0$);
- Regime estacionário $\left(\frac{\partial}{\partial t} = 0 \right)$;
- Regime laminar ($Re_L < 1500$);
- Fluido newtoniano $\left(\tau = \mu \cdot \frac{\partial V}{\partial Y} \right)$;
- Propriedades constantes (D_{aw}, ρ, μ, C_p são constantes);
- A fase vapor não exerce força de cisalhamento sobre a fase líquida ($\tau_{int} = 0$);
- A única força de corpo que atua no escoamento é a gravidade ($F_x = g \cdot \sin(\theta); F_y = -g \cdot \cos(\theta); F_z = 0$);
- Dissipação viscosa desprezível ($\Phi = 0$);
- Variação de pressão desprezível $\left(\frac{\partial P}{\partial X} = 0; \frac{\partial P}{\partial Y} = 0; \frac{\partial P}{\partial Z} = 0 \right)$.

Utilizando essas hipóteses e reescrevendo as equações se obtém

Equação da conservação da massa:

$$\frac{\partial V_x}{\partial X} + \frac{\partial V_y}{\partial Y} = 0 \quad (\text{E.8})$$

Equação da conservação do momento:

$$V_x \frac{\partial V_x}{\partial X} + V_y \frac{\partial V_x}{\partial Y} = \nu \left(\frac{\partial^2 V_x}{\partial X^2} + \frac{\partial^2 V_x}{\partial Y^2} \right) + g \cdot \sin(\theta) \quad (\text{E.9})$$

$$V_x \frac{\partial V_y}{\partial X} + V_y \frac{\partial V_y}{\partial Y} = \nu \left(\frac{\partial^2 V_y}{\partial X^2} + \frac{\partial^2 V_y}{\partial Y^2} \right) - g \cdot \cos(\theta) \quad (\text{E.10})$$

Equação da conservação de energia:

$$V_x \frac{\partial T}{\partial X} + V_y \frac{\partial T}{\partial Y} = \alpha \left(\frac{\partial^2 T}{\partial X^2} + \frac{\partial^2 T}{\partial Y^2} \right) \quad (\text{E.11})$$

Equação da conservação de espécies:

$$V_x \frac{\partial C_a}{\partial X} + V_y \frac{\partial C_a}{\partial Y} = D_{aw} \left(\frac{\partial^2 C_a}{\partial X^2} + \frac{\partial^2 C_a}{\partial Y^2} \right) \quad (\text{E.12})$$

Além das hipóteses já citadas existe uma série de outras hipóteses que tratam de efeitos de menor ordem ou que são particulares a uma geometria ou fluido de trabalho específico. O uso dessas hipóteses varia muito entre as referências, algumas delas são:

- Escoamento sem formação de ondas;
- Efeitos Dufour e Soret desprezíveis;
- Efeitos de convecção natural desprezíveis;
- Efeitos de difusão térmica e mássica no sentido axial desprezível;
- Efeitos de curvatura desprezíveis (somente para tubos horizontais);
- Espessura do filme e velocidade média do escoamento constante;
- Superfície de contato placa completamente molhada;
- Todo calor absorvido é liberado na interface;
- Não existe transferência de calor na fase vapor (somente para água/brometo de lítio);
- Somente um dos componentes esta presente na fase vapor (somente para água/brometo de lítio).

Nesse ponto do desenvolvimento matemático ocorre uma maior variedade de abordagens, na qual a particularidade de cada estudo e objetivo tem muita influência. A Tabela E. contempla as características das principais variações de modelos e o equacionamento utilizado.

Feito o equacionamento o próximo passo é definir as condições de contorno. As modelagens da variante de Grossman (1983) e Wekken e Wassenaar (1988) consideram que na secção de entrada do absorvedor ou gerador a alimentação seja uniforme, ou seja, ela tem a mesma temperatura e concentração de amônia:

$$T_L(x, y) = T_L^{in} \quad em \quad X = 0 \quad (\text{E.13})$$

$$C_{aL}(x, y) = C_{aL}^{in} \quad em \quad X = 0 \quad (\text{E.14})$$

Na superfície da placa assume-se que não existam poros e a superfície seja impermeável, ou seja, não existe difusão de espécies:

$$\frac{\partial}{\partial Y} (C_{aL}(x, y)) = 0 \quad em \quad Y = 0 \quad (\text{E.15})$$

Ainda na superfície da placa duas linhas de estudo são identificadas, pode-se assumir temperatura de parede constante ou parede adiabática.

$$T_L(x, y) = T_s \quad em \quad Y = 0 \quad (E.16)$$

Ou:

$$\frac{\partial}{\partial Y}(T_L(x, y)) = 0 \quad em \quad Y = 0 \quad (E.17)$$

Na interface líquido/vapor assume-se que a fase líquida e vapor estejam em equilíbrio, ou seja, as duas fases estão na mesma temperatura e as concentrações são concentrações de equilíbrio.

$$T_L(x, y) = T_{int} \quad em \quad Y = \delta \quad (E.18)$$

$$C_{aL}(x, y) = C_{aL,int} \quad em \quad Y = \delta \quad (E.19)$$

É importante observar que na interface a temperatura e concentração de amônia da fase líquida e vapor estão correlacionadas, alguns autores simplificam assumindo uma relação linear da temperatura com a concentração de amônia, já outros autores obtém a concentração de amônia diretamente das curvas de saturação.

A modelagem desenvolvida nos trabalhos de Fernandez-Seara et al. (2005) e Sieres e Fernandez-Seara (2007) entre outros adota praticamente a mesma série de hipóteses, com exceção óbvia das hipóteses relativas a não existência de transferência de calor na fase vapor e não existência de um dos componentes na fase vapor. O equacionamento não utiliza equações diferenciais, mas sim balanços de massa, espécie e energia:

Balanço de massa no volume de controle discreto:

$$\Delta \dot{m}_V = -\Delta \dot{m}_L \quad (E.20)$$

Balanço de massa na fase vapor:

$$\Delta \dot{m}_V = -(\dot{m}_a + \dot{m}_w) \cdot \frac{\Delta A_{int}}{A_{int}} \quad (E.21)$$

Balanço de espécie no volume de controle discreto:

$$\Delta(\dot{m}_V \cdot y) = -\Delta(\dot{m}_L \cdot x) \quad (E.22)$$

Balanço de espécie na fase vapor:

$$\Delta(\dot{m}_V \cdot y) = -\dot{m}_a \cdot \frac{\Delta A_{int}}{A_{int}} \quad (E.23)$$

Balanço de energia no volume de controle discreto:

$$\Delta(\dot{m}_V \cdot H_V) = -\Delta(\dot{m}_L \cdot H_L) - \dot{Q}_C \cdot \frac{\Delta A_c}{A_c} \quad (E.24)$$

Balanço de energia na fase vapor:

$$\Delta(\dot{m}_V \cdot H_V) = -(\dot{m}_a + \dot{m}_w + \dot{Q}_V) \cdot \frac{\Delta A_{int}}{A_{int}} \quad (E.25)$$

As condições de contorno dessa vertente são muito semelhantes a as condições de contorno da outra abordagem, a grande diferença é não considerar a interface como uma condição de contorno.

Na secção de entrada é assumido fluxo mássico, fração mássica de amônia, e temperaturas constantes para ambas as fases:

$$T_L^i = T_L^{in} \quad em \quad i = 0 \quad (E.26)$$

$$T_V^i = T_V^{in} \quad em \quad i = 0 \quad (E.27)$$

$$C_{aL}^i = C_{aL}^{in} \quad em \quad i = 0 \quad (E.28)$$

$$C_{aV}^i = C_{aV}^{in} \quad em \quad i = 0 \quad (E.29)$$

$$\dot{m}_L^i = \dot{m}_L^{in} \quad em \quad i = 0 \quad (E.30)$$

$$\dot{m}_V^i = \dot{m}_V^{in} \quad em \quad i = 0 \quad (E.31)$$

Nessa abordagem também é considerado que não existe transferência de massa nas superfícies do absorvedor e gerador e não se considera a transferência de calor do vapor para a superfície do absorvedor ou gerador.

$$\frac{\partial}{\partial Y}(C_{aL}(x, y)) = 0 \quad em \quad Y = 0 \quad (E.32)$$

$$\frac{\partial}{\partial Y}(T_L(x, y)) = 0 \quad em \quad Y = d \quad (E.33)$$

Também existem linhas de estudo que consideram temperatura de parede constante e outras linhas que consideram ou parede adiabática.

$$T_L(x, y) = T_s \quad em \quad Y = 0 \quad (E.34)$$

Ou:

$$\frac{\partial}{\partial Y}(T_L(x, y)) = 0 \quad em \quad Y = 0 \quad (E.35)$$

A Tabela E. também contempla as características das principais variações de modelos e o equacionamento utilizado.

Tabela E.1 – Características, equações e expressões das principais variações de modelos matemáticos.

Referência	Característica	Equação	Expressão
Grossman (1983) Van der Wekken e Wassenaar (1988)	Mistura binária Placa vertical Absorvedor	Velocidade	$V_x = \frac{3 \cdot \bar{V}_x}{2} \left[2 \left(\frac{Y}{\delta} \right) - \left(\frac{Y}{\delta} \right)^2 \right] \quad V_y = 0 \quad \bar{V}_x = \frac{\Gamma}{\rho \cdot \delta}$
		Espécie	$V_x \frac{\partial C_a}{\partial X} = D_{aw} \cdot \frac{\partial^2 C_a}{\partial Y^2}$
		Energia	$V_x \frac{\partial T}{\partial X} = \alpha \cdot \frac{\partial^2 T}{\partial Y^2}$
Assad e Lampinen (2002)	H ₂ O Placa vertical Gerador	Velocidade	$V_x = \frac{\rho \cdot g}{2 \cdot \mu} \cdot (\delta^2 - Y^2) \quad V_y = 0$
		Energia	$\frac{dT}{dX} = \frac{R \cdot T^2}{H_{Liq/vap,int} \cdot P} \cdot \frac{dP}{dX}$
		Pressão	$\frac{dP}{dX} = 12 \cdot \frac{\dot{m}_{vap} \cdot v_{vap}}{(d - 2\delta)^3 \cdot w}$
Ibrahim e Vinnicombe (1993)	H ₂ O/LiBr Placa inclinada Absorvedor	Velocidade	$V_x = \frac{3}{2} \cdot \bar{V}_x \cdot \left[1 - \left(\frac{Y}{\delta} \right)^2 \right] \quad V_y = 0 \quad \bar{V}_x = \frac{\rho \cdot g \cdot \delta^2 \cdot \sin(\theta)}{3 \cdot \mu}$
		Espécie	$V_x \frac{\partial C_a}{\partial X} = D_{aw} \cdot \frac{\partial^2 C_a}{\partial Y^2}$
		Energia	$V_x \frac{\partial T}{\partial X} = \alpha \cdot \frac{\partial^2 T}{\partial Y^2}$
Nakaryakov et al. (2002)	H ₂ O/LiBr Placa vertical Absorvedor	Espécie	$V_x \frac{\partial C_a}{\partial X} = D_{aw} \cdot \frac{\partial^2 C_a}{\partial Y^2}$
		Energia	$V_x \frac{\partial T}{\partial X} = \alpha \cdot \frac{\partial^2 T}{\partial Y^2}$

Referência	Característica	Equação	Expressão
Fracés e Ojer (2003)	H ₂ O/LiBr Tubo horizontal Absorvedor	Espécie	$V_x \frac{\partial C_a}{\partial X} + V_y \frac{\partial C_a}{\partial Y} = D_{aw} \cdot \frac{\partial^2 C_a}{\partial Y^2}$
		Energia	$V_x \frac{\partial T}{\partial X} + V_y \frac{\partial T}{\partial Y} = \alpha \cdot \frac{\partial^2 T}{\partial Y^2}$
Yoon et al. (2005) Bo et al. (2010)	H ₂ O/LiBr Placa vertical Absorvedor	Velocidade	$V_x = \frac{3 \cdot \bar{V}_x}{2} \left[2 \left(\frac{Y}{\delta} \right) - \left(\frac{Y}{\delta} \right)^2 \right] \quad V_y = 0 \quad \bar{V}_x = \frac{\Gamma}{\rho \cdot \delta}$
		Espécie	$V_x \frac{\partial C_a}{\partial X} + V_y \frac{\partial C_a}{\partial Y} = D_{aw} \left(\frac{\partial^2 C_a}{\partial X^2} + \frac{\partial^2 C_a}{\partial Y^2} \right)$
		Energia	$V_x \frac{\partial T}{\partial X} + V_y \frac{\partial T}{\partial Y} = \alpha \left(\frac{\partial^2 T}{\partial X^2} + \frac{\partial^2 T}{\partial Y^2} \right) + \frac{1}{\rho \cdot C_p} \cdot \frac{\partial}{\partial Y} \left(\sum_{i=1}^2 \rho \cdot D_{aw} \cdot \frac{\partial C_i}{\partial Y} \cdot H_i \right)$
Papaefthimiou et al. (2006)	H ₂ O/LiBr Tubo horizontal Absorvedor	Velocidade	$V_x = \frac{\rho \cdot g}{2 \cdot \mu} \cdot \text{sen}(\theta) \cdot (2 \cdot \delta \cdot Y - Y^2) \quad V_y = -\frac{\rho \cdot g}{2 \cdot \mu} \cdot Y^2 \cdot \left[\frac{d\delta}{dX} \cdot \text{sen}(\theta) + \frac{2}{D} \cdot \left(\delta - \frac{Y}{3} \right) \cdot \cos(\theta) \right]$
		Espécie	$V_x \frac{\partial C_a}{\partial X} = D_{aw} \cdot \frac{\partial^2 C_a}{\partial Y^2}$
		Energia	$V_x \frac{\partial T}{\partial X} = \alpha \cdot \frac{\partial^2 T}{\partial Y^2}$
Kyung et al. (2007)	H ₂ O/LiBr Tubo horizontal Absorvedor	Espécie	$V_x \frac{\partial C_a}{\partial X} = D_{aw} \cdot \frac{\partial^2 C_a}{\partial Y^2}$
		Energia	$V_x \frac{\partial T}{\partial X} = \alpha \cdot \frac{\partial^2 T}{\partial Y^2}$

Referência	Característica	Equação	Expressão
Castro et al. (2008; 2009)	H ₂ O/LiBr//NH ₃ /H ₂ O Tubo vertical/ horizontal Absorvedor/Gerador	Massa	$\frac{\partial V_x}{\partial X} + \frac{\partial V_y}{\partial Y} = 0$
		Momento	$V_x \frac{\partial V_x}{\partial X} + V_y \frac{\partial V_x}{\partial Y} = v \cdot \frac{\partial^2 V_x}{\partial Y^2} + g \cdot \text{sen}(\theta)$
		Espécie	$V_x \frac{\partial C_a}{\partial X} + V_y \frac{\partial C_a}{\partial Y} = D_{aw} \cdot \frac{\partial^2 C_a}{\partial Y^2}$
		Energia	$V_x \frac{\partial T}{\partial X} + V_y \frac{\partial T}{\partial Y} = \alpha \cdot \frac{\partial^2 T}{\partial Y^2}$
Karami e Farhanieh (2009)	H ₂ O/LiBr Placa vertical Absorvedor	Velocidade	$V_x = \frac{\rho \cdot g \cdot \delta^2}{2 \cdot \mu} \cdot \left[2 \cdot \left(\frac{Y}{\delta} \right) - \left(\frac{Y}{\delta} \right)^2 \right] \quad V_y = -\frac{\rho \cdot g \cdot Y^2}{2 \cdot \mu} \cdot \frac{d\delta}{dX}$
		Momento	$0 = v \cdot \frac{\partial^2 V_x}{\partial X^2} - g$
		Espécie	$V_x \frac{\partial C_a}{\partial X} + V_y \frac{\partial C_a}{\partial Y} = D_{aw} \cdot \frac{\partial^2 C_a}{\partial Y^2}$
		Energia	$V_x \frac{\partial T}{\partial X} + V_y \frac{\partial T}{\partial Y} = \alpha \cdot \frac{\partial^2 T}{\partial Y^2}$
Karami e Farhanieh (2011)	H ₂ O/LiBr Placa inclinada Absorvedor	Velocidade	$V_x = \frac{\rho \cdot g \cdot \text{sen}(\theta) \cdot \delta^2}{2 \cdot \mu} \cdot \left[2 \cdot \left(\frac{Y}{\delta} \right) - \left(\frac{Y}{\delta} \right)^2 \right] \quad V_y = -\frac{\rho \cdot g \cdot \text{sen}(\theta) \cdot Y^2}{2 \cdot \mu} \cdot \frac{d\delta}{dX}$
		Momento	$0 = v \cdot \frac{\partial^2 V_x}{\partial Y^2} + g \cdot \text{sen}(\theta)$
		Espécie	$V_x \frac{\partial C_a}{\partial X} + V_y \frac{\partial C_a}{\partial Y} = D_{aw} \cdot \frac{\partial^2 C_a}{\partial Y^2}$
		Energia	$V_x \frac{\partial T}{\partial X} + V_y \frac{\partial T}{\partial Y} = \alpha \cdot \frac{\partial^2 T}{\partial Y^2}$

Referência	Característica	Equação	Expressão
Shi et al. (2009)	H ₂ O/LiBr Placa vertical Gerador	Massa	$\frac{\partial V_x}{\partial X} + \frac{\partial V_y}{\partial Y} = 0$
		Momento	$V_x \frac{\partial V_x}{\partial X} + V_y \frac{\partial V_x}{\partial Y} = v \cdot \frac{\partial^2 V_x}{\partial Y^2} + g$
		Espécie	$V_x \frac{\partial C_a}{\partial X} + V_y \frac{\partial C_a}{\partial Y} = D_{aw} \cdot \frac{\partial^2 C_a}{\partial Y^2}$
		Energia	$V_x \frac{\partial T}{\partial X} + V_y \frac{\partial T}{\partial Y} = \alpha \cdot \frac{\partial^2 T}{\partial Y^2}$
Fernandez-Seara et al. (2005)	NH ₃ /H ₂ O Tubo vertical Absorvedor	Massa	$\Delta \dot{m}_V = -\Delta \dot{m}_L \quad \Delta \dot{m}_V = -\frac{(\dot{m}_a + \dot{m}_w)}{A_{int}} \cdot \Delta A_{int}$
		Espécie	$\Delta(\dot{m}_V \cdot y) = -\Delta(\dot{m}_L \cdot x) \quad \Delta(\dot{m}_V \cdot y) = -\frac{\dot{m}_a}{A_{int}} \cdot \Delta A_{int}$
		Energia	$\Delta(\dot{m}_V \cdot H_V) = -\Delta(\dot{m}_L \cdot H_L) - \frac{\dot{Q}_C}{A_c} \cdot \Delta A_c \quad \Delta(\dot{m}_V \cdot H_V) = -(\dot{m}_a \cdot H_a + \dot{m}_w \cdot H_w + \dot{Q}_V) \cdot \frac{\Delta A_{int}}{A_{int}}$
Sieres e Fernandez-Seara (2007) (sinal de (+) para corrente paralela e sinal de (-) para contra corrente)	NH ₃ /H ₂ O Tubo vertical Absorvedor/Gerador	Massa	$\Delta \dot{n}_V \pm \Delta \dot{n}_L = 0 \quad \Delta \dot{m}_V = \frac{(\dot{n}_a + \dot{n}_w)}{A_{int}} \cdot \Delta A_{int}$
		Espécie	$\Delta(\dot{m}_V \cdot y) \pm \Delta(\dot{m}_L \cdot x) = 0 \quad \Delta(\dot{n}_V \cdot y) = \frac{\dot{n}_a}{A_{int}} \cdot \Delta A_{int}$
		Energia	$\Delta(\dot{n}_V \cdot H_V) \pm \Delta(\dot{n}_L \cdot H_L) \pm \dot{n}_C \cdot C_{PC} \cdot \Delta T_C = 0 \quad \Delta(\dot{n}_V \cdot H_V) = (\dot{n}_a \cdot H_a + \dot{n}_w \cdot H_w + \dot{Q}_V) \cdot \frac{\Delta A_{int}}{A_{int}}$
Bu et al. (2012)	NH ₃ /H ₂ O Tubo vertical Gerador	Massa	$\frac{\partial \rho V_x}{\partial X} + \frac{\partial \rho V_y}{\partial Y} = 0$
		Momento	$\rho \cdot V_x \frac{\partial V_x}{\partial X} + \rho \cdot V_y \frac{\partial V_x}{\partial Y} = \frac{\partial}{\partial Y} \left(\mu \cdot \frac{\partial V_x}{\partial Y} \right) + \rho \cdot g$
		Espécie	$\rho \cdot V_x \frac{\partial C_a}{\partial X} + \rho \cdot V_y \frac{\partial C_a}{\partial Y} = \frac{\partial}{\partial Y} \left(\rho \cdot D_{aw} \cdot \frac{\partial T}{\partial Y} \right)$
		Energia	$\rho \cdot C_p \cdot V_x \frac{\partial T}{\partial X} + \rho \cdot C_p \cdot V_y \frac{\partial T}{\partial Y} = \frac{\partial}{\partial Y} \left(k \cdot \frac{\partial T}{\partial Y} \right)$

APÊNDICE F – DESENVOLVIMENTO MATEMÁTICO PARA UM CICLO DE REFRIGERAÇÃO POR ABSORÇÃO DE CALOR IDEAL

Como o absorvedor e gerador são elementos do ciclo de refrigeração por absorção de calor é coerente que as condições de contorno desses componentes estejam atreladas às condições de projeto e operação do ciclo. Para essa finalidade considera-se a configuração ilustrada na Figura F. que é composta de condensador, evaporador, absorvedor, bomba de solução, trocador de calor, gerador, retificador e duas válvulas de expansão (VE-1 e VE-2).

Figura F.1 – *Ciclo de refrigeração por absorção de calor ideal.*

No projeto do ciclo de refrigeração é preciso definir três parâmetros de operação fundamentais: a carga térmica, que define o tamanho do refrigerador; a temperatura do condensador que esta associada à temperatura da fonte fria e a temperatura do evaporador que esta associada à temperatura da fonte quente. São adotadas as seguintes condições de operação:

$$T_{10} = 40 \text{ }^{\circ}\text{C} \quad (\text{F.1})$$

$$T_{12} = -10 \text{ }^{\circ}\text{C} \quad (\text{F.2})$$

$$\dot{Q}_{evap} = 1 \text{ TR} = 3,517 \text{ kW} \quad (\text{F.3})$$

Também é preciso definir as condições de operação do absorvedor e gerador, o que é equivalente a estabelecer a temperatura da fonte fria e quente respectivamente:

$$T_1 = 25 \text{ } ^\circ\text{C} \quad (\text{F.4})$$

$$T_4 = T_7 = 110 \text{ } ^\circ\text{C} \quad (\text{F.5})$$

Como se trata de um ciclo ideal e não de um ciclo real algumas simplificações podem ser adotadas:

- No absorvedor, gerador, retificador e condensador a fase líquida sai saturada ($q_1 = q_4 = q_8 = q_{10} = 0$);
- No gerador, retificador e evaporador a fase vapor sai saturada ($q_7 = q_9 = q_{12} = 1$);
- O processo de retificação consegue obter amônia pura ($x_9 = 1$);
- A temperatura da fase líquida no retificador é uma média das temperaturas na fase vapor ($T_8 = 0,5 \cdot T_7 + 0,5 \cdot T_9$);
- O rendimento da bomba de solução é constante ($\eta_b = 0,85$);
- Regime permanente;
- Perda de carga desprezível;
- O trocador de calor é de tubos concêntricos em contra corrente com NUT constante ($NUT = 2,5$);
- Expansão isentálpica nas válvulas de expansão ($H_{10} = H_{11}, H_5 = H_6$).

Dada à disposição do ciclo é possível fazer uma série de conclusões triviais que envolvem os balanços de massa e espécie de amônia para os componentes com uma entrada e uma saída. Seque que:

$$\dot{m}_1 = \dot{m}_2 = \dot{m}_3 \quad (\text{F.6})$$

$$x_1 = x_2 = x_3 \quad (\text{F.7})$$

$$\dot{m}_4 = \dot{m}_5 = \dot{m}_6 \quad (\text{F.8})$$

$$x_4 = x_5 = x_6 \quad (\text{F.9})$$

$$\dot{m}_9 = \dot{m}_{10} = \dot{m}_{11} = \dot{m}_{12} \quad (\text{F.10})$$

$$x_9 = x_{10} = x_{11} = x_{12} \quad (\text{F.11})$$

Com essas informações é possível determinar o estado dos pontos 10 e 12 em função da temperatura, fração mássica de amônia e título:

$$E6 = f(T_{10}, x_{10} = x_9, q_{10}) \quad (\text{F.12})$$

$$E12 = f(T_{12}, x_{12} = x_9, q_{12}) \quad (\text{F.13})$$

E assim fica determinada a alta e a baixa pressão do ciclo que são utilizadas para determinar o estado nos pontos 1, 4, 7 e 8 em função da temperatura, pressão e título. O estado do ponto 9 fica determinado em função da pressão, fração mássica de amônia e título e o estado do ponto 11 em função da pressão, fração mássica de amônia e entalpia específica:

$$E1 = f(T_1, P_1 = P_{12}, q_0) \quad (F.14)$$

$$E4 = f(T_4, P_4 = P_{10}, q_4) \quad (F.15)$$

$$E7 = f(T_7, P_7 = P_{10}, q_7) \quad (F.16)$$

$$E7 = f(T_8, P_8 = P_{10}, q_8) \quad (F.17)$$

$$E9 = f(P_9 = P_{10}, x_9, q_9) \quad (F.18)$$

$$E11 = f(P_{11} = P_{12}, x_{11} = x_{12}, H_{11} = H_{10}) \quad (F.19)$$

O estado do ponto 2s é determinado pela pressão, fração mássica de amônia e entropia específica e o estado do ponto 2 é determinado pressão, fração mássica de amônia e entalpia específica, sendo que esta é calculada pela equação do rendimento da bomba de solução.

$$E2s = f(P_{2s} = P_{12}, x_{2s} = x_1, S_{2s} = S_1) \quad (F.20)$$

$$E2 = f(P_2 = P_{12}, x_2 = x_1, H_2) \quad (F.21)$$

$$\eta_b = \frac{H_{2s} - H_1}{H_2 - H_1} \quad (F.22)$$

Ainda é preciso determinar os estados dos pontos 3, 5 e 8, mas para isso é preciso conhecer os fluxos mássicos através de cada componente. O balanço de energia no evaporador fornece o fluxo mássico dos pontos 9 a 12:

$$\dot{m}_{11} \cdot H_{11} + \dot{Q}_{evap} = \dot{m}_{12} \cdot H_{12} \quad (F.23)$$

Os balanços de massa, espécie de amônia e energia no retificador fornecem os fluxos mássicos nos pontos 7 e 8 e o fluxo de calor do retificador:

$$\dot{m}_7 = \dot{m}_8 + \dot{m}_9 \quad (F.24)$$

$$\dot{m}_7 \cdot x_7 = \dot{m}_8 \cdot x_8 + \dot{m}_9 \cdot x_9 \quad (F.25)$$

$$\dot{m}_7 \cdot H_7 = \dot{m}_8 \cdot H_8 + \dot{m}_9 \cdot H_9 + \dot{Q}_{ret} \quad (F.26)$$

Os balanços de massa, espécie de amônia no absorvedor fornecem os fluxos mássicos nos pontos 1 e 6 e consequentemente os fluxos mássicos dos pontos 2 a 6, determinado assim todos os fluxos mássicos:

$$\dot{m}_{12} + \dot{m}_6 = \dot{m}_1 \quad (F.27)$$

$$\dot{m}_{12} \cdot x_{12} + \dot{m}_6 \cdot x_6 = \dot{m}_1 \cdot x_1 \quad (F.28)$$

Com os estados e fluxos mássicos dos pontos 1 e 4 é possível calcular o fluxo de calor transferido no trocador de calor pelo método do ε -NUT. O calor específico de cada ponto é determinado no EES em função dos estados dos pontos 1 e 4 e com esses valores é possível determinar qual fluido tem a menor capacidade térmica:

Se $C_{P1} \cdot \dot{m}_1 \leq C_{P4} \cdot \dot{m}_4$

$$C_r = \frac{C_{P1} \cdot \dot{m}_1}{C_{P4} \cdot \dot{m}_4} \quad (F.29)$$

$$C_{min} = C_{P1} \cdot \dot{m}_1 \quad (F.30)$$

Se $C_{P1} \cdot \dot{m}_1 > C_{P4} \cdot \dot{m}_4$

$$C_r = \frac{C_{P4} \cdot \dot{m}_4}{C_{P1} \cdot \dot{m}_1} \quad (F.31)$$

$$C_{min} = C_{P4} \cdot \dot{m}_4 \quad (F.32)$$

Em ambos os casos se calcula a efetividade e fluxo de calor por:

$$\varepsilon = \frac{1 - e^{-NUT \cdot (1 - C_r)}}{1 - C_r \cdot e^{-NUT \cdot (1 - C_r)}} \quad (F.33)$$

$$\dot{Q}_{TC} = \varepsilon \cdot C_{min} \cdot (T_4 - T_1) \quad (F.34)$$

Com o fluxo de calor do trocador de calor pode-se calcular as entalpias específicas dos pontos 3 e 5 e determinar seus estados em função da pressão, fração mássica de amônia e entalpia específica:

$$E3 = f(P_3 = P_{10}, x_3 = x_2, H_3) \quad (F.35)$$

$$E5 = f(P_5 = P_{10}, x_5 = x_4, H_5) \quad (F.36)$$

$$\dot{m}_4 \cdot H_4 = \dot{m}_5 \cdot H_5 + \dot{Q}_{TC} \quad (F.37)$$

$$\dot{m}_2 \cdot H_2 + \dot{Q}_{TC} = \dot{m}_3 \cdot H_3 \quad (F.38)$$

E finalmente o estado do ponto 6 fica determinado pela pressão, fração mássica de amônia e entalpia específica:

$$E6 = f(P_6 = P_{12}, x_6 = x_4, H_6 = H_5) \quad (F.39)$$

Os fluxos de calor no absorvedor, gerador e condensador e potência da bomba de solução são calculados por seus respectivos balanços de energia:

$$\dot{m}_{12} \cdot H_{12} + \dot{m}_6 \cdot H_6 = \dot{m}_1 \cdot H_1 + \dot{Q}_{abs} \quad (F.40)$$

$$\dot{m}_3 \cdot H_3 + \dot{m}_8 \cdot H_8 + \dot{Q}_{ger} = \dot{m}_4 \cdot H_4 + \dot{m}_7 \cdot H_7 \quad (F.41)$$

$$\dot{m}_9 \cdot H_9 = \dot{m}_{10} \cdot H_{10} + \dot{Q}_{cond} \quad (F.42)$$

$$\dot{m}_1 \cdot H_1 + \dot{W}_{bomba} = \dot{m}_2 \cdot H_2 \quad (F.43)$$

E o COP do ciclo é calculado por:

$$COP = \frac{\dot{Q}_{evap}}{\dot{Q}_{ger}} \quad (F.44)$$

Definido o procedimento para resolução do ciclo é possível programar a rotina de cálculo no EES com as condições projeto e operação para resolver o ciclo. O código de utilizado encontra-se no Apêndice G.3 e os resultados dos cálculos podem ser vistos na Tabela F. e Tabela F..

Tabela F.1 – Estados dos pontos.

Grandeza	T	P	x	H	S	q	$\dot{m}$
Unidade	K	bar	–	$\frac{kJ}{kg}$	$\frac{kJ}{kg.K}$	–	$\frac{kg}{s}$
Ponto 1	298,0	2,89	0,490	-128,7	0,2	0,00	0,0162
Ponto 2	298,1	15,49	0,490	-126,9	0,2	-0,00	0,0162
Ponto 3	341,6	15,49	0,490	69,0	0,8	-0,00	0,0162
Ponto 4	383,0	15,49	0,358	274,3	1,4	0,00	0,0129
Ponto 5	328,4	15,49	0,358	28,0	0,7	-0,00	0,0129
Ponto 6	322,4	2,89	0,358	28,0	0,7	0,02	0,0129
Ponto 7	383,0	15,49	0,939	1558,3	4,9	1,00	0,0038
Ponto 8	348,0	15,49	0,542	103,9	0,9	0,00	0,0005
Ponto 9	313,0	15,49	1,000	1489,9	5,2	1,00	0,0033
Ponto 10	313,0	15,49	1,000	389,8	1,6	0,00	0,0033
Ponto 11	263,0	2,89	1,000	389,8	1,7	0,18	0,0033
Ponto 12	263,0	2,89	1,000	1450,5	5,8	1,00	0,0033

Tabela F.2 – Fluxos de calor, potência e COP.

Componente	Unidade	Valor
Condensado	kW	3,648
Evaporador	kW	3,517
Absorvedor	kW	7,257
Gerador	kW	8,326
Retificador	kW	0,967
Trocador de calor	kW	3,178
Bomba de solução	kW	0,029
COP	-	0,422

APÊNDICE G – CÓDIGOS DESENVOLVIDOS PARA EES

APÊNDICE G.1 – Código para Simulação do Absorvedor

```

*****
*****DADOS DE ENTRADA*****
*****

"CONSTANTES FISICAS"
$CONSTANT Ma#=17,031          [kg/kmol] "Massa molar de amonia"
$CONSTANT Mw#=18,015          [kg/kmol] "Massa molar de agua"
$CONSTANT g#=9,81             [m/s^2] "Gravidade local"

"CELULA DE CALCULO"
$CONSTANT dL#=0,01            [m] "Comprimento da celula de calculo"
$CONSTANT w#=0,20             [m] "Largura da placa"
$CONSTANT d#=0,10             [m] "Altura da placa"
$CONSTANT N#=200              [-] "Numero de celulas de calculo"

"PLACA"
$CONSTANT T_s#=298            [K] "Temperatura da superficie"
$CONSTANT P#=2,89             [bar] "Pressao do sistema"
$CONSTANT theta#=90           [Degree] "Angulo de inclinacao da placa"

"FASE LIQUIDA"
$CONSTANT m_L#=0,0129         [kg/s] "Fluxo massico na fase liquida"
$CONSTANT x#=0,358            [-] "Fracao massica na fase liquida"
$CONSTANT T_L#=322,4 [K] "Temperatura na fase liquida"

"FASE VAPOR"
$CONSTANT m_V#=0,0033         [kg/s] "Fluxo massico na fase vapor"
$CONSTANT y#=1,0              [-] "Fracao massica na fase vapor"
$CONSTANT T_V#=263,1          [K] "Temperatura na fase vapor"

*****
*****PROPRIEDADES TERMOFISICAS*****
*****

"CONDUTIVIDADE TERMICA NA FASE LIQUIDA"
PROCEDURE Condu_L(T; x: k)
x:=x*Mw#/(x*Mw#+(1-x)*Ma#)

```



```

if (T<280) then
  T:=280
Else
  if (T>500) then
    T:=500
  Endif
Endif

k_a:=Conductivity(Ammonia;T=T;P=P#)
k_w:=Conductivity(Water;T=T;P=P#)
k:=x*k_a+(1-x)*k_w
END

"CONDUTIVIDADE TERMICA NA VASE VAPOR"
PROCEDURE Condu_V(T; y: k)
y:=y*Mw#/(y*Mw#+(1-y)*Ma#)
if (T<280) then
  T:=280
Else
  if (T>500) then
    T:=500
  Endif
Endif

k_a:=Conductivity(Ammonia;T=T;P=P#)
mu_a:=Viscosity(Ammonia;T=T;P=P#)
k_w:=Conductivity(Water;T=T;P=P#)
mu_w:=Viscosity(Water;T=T;P=P#)
mu_mix1:=((1+((mu_a/mu_w)^0,5)*((Mw#/Ma#)^0,25))^2)/((8*(1+Ma#/Mw#))^0,5)
mu_mix2:=mu_mix1*(mu_w/mu_a)*(Ma#/Mw#)
k:=(y*k_a/(y+(1-y)*mu_mix1))+((1-y)*k_w/((1-y)+y*mu_mix2))
END

"VISCOSIDADE DINAMICA NA FASE LIQUIDA"
PROCEDURE Visco_L(T; x: mu)
x:=x*Mw#/(x*Mw#+(1-x)*Ma#)
if (T<280) then
  T:=280

```

```

Else
  if (T>500) then
    T:=500
  Endif
Endif
mu_a:=Viscosity(Ammonia;T=T;P=P#)
mu_w:=Viscosity(Water;T=T;P=P#)
f:=6,38*((1-x)^(1,125*x))*(1-exp(-0,585*x*((1-x)^0,18)))*ln(((10^6)*mu_a/1[Pa-
s])^0,5+((10^6)*mu_w/1[Pa-s])^0,5)
mu_mix:=(0,534-0,815*(T/(647,3*1[K])))*f
mu:=exp(x*ln((10^6)*mu_a/1[Pa-s])+(1-x)*ln((10^6)*mu_w/1[Pa-s])+mu_mix)*1[Pa-
s]/(10^6)
END
"VISCOSIDADE DINAMICA NA VASE VAPOR"
PROCEDURE Visco_V(T; y: mu)
y:=y*Mw#/(y*Mw#+(1-y)*Ma#)
if (T<280) then
  T:=280
Else
  if (T>500) then
    T:=500
  Endif
Endif
mu_a:=Viscosity(Ammonia;T=T;P=P#)
mu_w:=Viscosity(Water;T=T;P=P#)
mu_mix1:=((1+((mu_a/mu_w)^0,5)*((Mw#/Ma#)^0,25))^2)/((8*(1+Ma#/Mw#))^0,5)
mu_mix2:=mu_mix1*(mu_w/mu_a)*(Ma#/Mw#)
mu:=(y*mu_a/(y+(1-y)*mu_mix1))+((1-y)*mu_w/((1-y)+y*mu_mix2))
END
"CALOR ESPECIFICO NA FASE LIQUIDA E VAPOR"
PROCEDURE CP_LV(T; x: Cp)
x:=x*Mw#/(x*Mw#+(1-x)*Ma#)
Cp_a:=Cp(Ammonia;T=T;P=P#)
Cp_w:=Cp(Water;T=T;P=P#)

```

```

Cp:=x*Cp_a+(1-x)*Cp_w
END
"DIFUSIVIDADE MASSICA NA FASE LIQUIDA"
PROCEDURE Daw(T; x; rho: D)
x:=x*Mw#/(x*Mw#+(1-x)*Ma#)
M:=x*Ma#+(1-x)*Mw#
fi:=1,7*x+2,6*(1-x)
Call Visco_L(T; x: mu)
D:=1[m^2/s]*117,282*(10^(-18))*(T/1[K])*((fi*M/1[kg/kmol])^0,5)/((mu/1[Pa-
s])*(x*Ma#*1[kg/m^3]/(rho*1[kg/kmol]))^0,6)
END
*****
*****CALCULOS ITERATIVOS E CONDICIONAIS*****
*****
"VERIFICA DELTA T E DELTA X"
PROCEDURE Ver_DeltaTx(T_L; x; T_V; y: deltaT; deltaX)
if T_V>T_L then
    deltaT:=(T_V-T_L)/T_L
else
    deltaT:=(T_L-T_V)/T_L
Endif
if y>x then
    deltaX:=(y-x)/x
else
    deltaX:=(x-y)/x
Endif
END
"NORMALIZA FASE LIQUIDA E VAPOR"
PROCEDURE Normalizar(m_L; T_L; x; H_L; Qu_L; m_V; T_V; y; H_V; Qu_V: Nm_L;
Nx; NH_L; Nm_V; Ny; NH_V)
if (Qu_L<=0) then "Verifica se esta saturado"
    NQu_L:=0
    xq0:=x
    xq1:=0

```

```

H_Lq0:=H_L
H_Lq1:=0
Else
  NQu_L:=Qu_L
  Call NH3H2O(128; T_L; P#; 0: {T}; {P}; xq0; H_Lq0; {s}; {u}; {v}; {Qu})
  Call NH3H2O(128; T_L; P#; 1: {T}; {P}; xq1; H_Lq1; {s}; {u}; {v}; {Qu})
Endif
if (Qu_V>=1) then  "Verifica se esta saturado"
  NQu_V:=1
  yq0:=0
  yq1:=y
  H_Vq0:=0
  H_Vq1:=H_V
Else
  NQu_V:=Qu_V
  Call NH3H2O(128; T_V; P#; 0: {T}; {P}; yq0; H_Vq0; {s}; {u}; {v}; {Qu})
  Call NH3H2O(128; T_V; P#; 1: {T}; {P}; yq1; H_Vq1; {s}; {u}; {v}; {Qu})
Endif
"Nova massa"
Nm_L:=m_L*(1-NQu_L)+m_V*(1-NQu_V)
Nm_V:=m_L*NQu_L+m_V*NQu_V
"Nova fracao massica"
Nx:=(m_L*(1-NQu_L)*xq0+m_V*(1-NQu_V)*yq0)/Nm_L
Ny:=(m_L*NQu_L*xq1+m_V*NQu_V*yq1)/Nm_V
"Nova entalpia"
NH_L:=(m_L*(1-NQu_L)*H_Lq0+m_V*(1-NQu_V)*H_Vq0)/Nm_L
NH_V:=(m_L*NQu_L*H_Lq1+m_V*NQu_V*H_Vq1)/Nm_V
END
"CALCULO DO ESTADO DA INTERFACE"
PROCEDURE Interface(m_L; x; H_L; m_V; y; H_V: x2; y2; H_L2; H_V2)
T:=T_s#      "Estimativa inicial de temperatura"
erro:=0
REPEAT
Call NH3H2O(128; T; P#; 0: {T}; {P}; x2; H_L2; {s}; {u}; {v}; {Qu})

```

```

Call NH3H2O(128; T; P#; 1: {T}; {P}; y2; H_V2; {s}; {u}; {v}; {Qu})
m_L2:=(H_V2*(m_L*x+m_V*y)-y2*(m_L*H_L+m_V*H_V))/(H_V2*x2-H_L2*y2)
m_V2:=(-H_L2*(m_L*x+m_V*y)+x2*(m_L*H_L+m_V*H_V))/(H_V2*x2-H_L2*y2)
erro:=m_L2+m_V2-m_L-m_V
T:=T-erro*10[K*s/kg]
UNTIL abs(erro)<=0,0000001
END

```

"CALCULO DO Z"

```
PROCEDURE Zint(x; x_int; L; y; y_int; V: z)
```

```
z:=0
```

"Caso 1"

```
if (y_int>y) AND (x_int<x) then
```

```
  if (L*(x-x_int)<V*(y_int-y)) then
```

```
    z:=0
```

```
  Else
```

```
    z:=1
```

```
  Endif
```

```
Endif
```

"Caso 2"

```
if (y_int>y) AND (x_int>x) then
```

```
  z:=(y+x_int)/2
```

```
Endif
```

"Caso 3"

```
if (y_int<y) AND (x_int<x) then
```

```
  z:=(y_int+x)/2
```

```
Endif
```

"Caso 4"

```
if (y_int<y) AND (x_int>x) then
```

```
  if (L*(x-x_int)<V*(y_int-y)) then
```

```
    z:=1
```

```
  Else
```

```
    z:=0
```

```
  Endif
```

```

Endif
REPEAT
erro:=abs((z-x)/(z-x_int))^(L*1[s*m^2/kg])-abs((z-y_int)/(z-y))^(V*1[s*m^2/kg])
z:=z+erro*10
UNTIL abs(erro)<=0,0001
END

*****
*****PROGRAMA PRINCIPAL*****
*****
*****
*****CALCULOS PRELIMINARES*****
*****

"FRACAO MASSICA DE SATURACAO"
Call NH3H2O(128; T_s#; P#; 0: {T}; {P}; x_sat; {h}; {s}; {u}; {v}; {Qu})
"DELTA T E DELTA X"
Call Ver_DeltaTx(T_L#; x#; T_V#; y#: deltaT; deltaX)
"FATOR DE CORRECAO"
F_Nu=exp(-0,0807[1/degree]*(theta#-
90[degree])*(Pi/180)+0,0543[1/degree^2]*(theta#^2-90[degree]^2)*(Pi/180)^2-
0,0124[1/degree^3]*(theta#^3-90[degree]^3)*((Pi/180)^3))
F_Sh=exp(-1,7118[1/degree]*(theta#-
90[degree])*(Pi/180)+1,4017[1/degree^2]*(theta#^2-90[degree]^2)*(Pi/180)^2-
0,3917[1/degree^3]*(theta#^3-90[degree]^3)*((Pi/180)^3))
"ESTADO DE ENTRADA"
Call NH3H2O(123; T_L#; P#; x#: {T}; {P}; {x}; H_Lin; {s}; {u}; {v}; Qu_Lin)
Call NH3H2O(123; T_V#; P#; y#: {T}; {P}; {x}; H_Vin; {s}; {u}; {v}; Qu_Vin)
"NORMALIZACAO"
Call Normalizar(m_L#; T_L#; x#; H_Lin; Qu_Lin; m_V#; T_V#; y#; H_Vin; Qu_Vin:
m_L[0]; x[0]; H_L[0]; m_V[0]; y[0]; H_V[0])
"ESTADO DA CELULA 0"
Call NH3H2O(234; P#; x[0]; H_L[0]: T_L[0]; {P}; {x}; {h}; {s}; {u}; 1/rho_L[0]; Qu_L[0])
Call NH3H2O(234; P#; y[0]; H_V[0]: T_V[0]; {P}; {x}; {h}; {s}; {u}; 1/rho_V[0]; Qu_V[0])
*****
*****LOOPING PRINCIPAL*****

```

DUPLICATE i=0;N#

"POSICAO LONGITUDINAL"

L[i]=i*dL#

"PROPRIEDADES"

Call Condu_L(T_L[i]; x[i]: k_L[i])

Call Condu_V(T_V[i]; y[i]: k_V[i])

Call Visco_L(T_L[i]; x[i]: mu_L[i])

Call Visco_V(T_V[i]; y[i]: mu_V[i])

Call CP_LV(T_L[i]; x[i]: Cp_L[i])

Call CP_LV(T_V[i]; y[i]: Cp_V[i])

Call Daw(T_L[i]; x[i]; rho_L[i]: D_aw[i])

"ESPESSURA DO FILME"

$\delta[i] = (3 * \mu_L[i] * m_L[i] / (\rho_L[i] * (\rho_L[i] - \rho_V[i]) * g \# * \sin(\theta \#) * w \#))^{1/3}$

"ADIMENSIONAIS"

$Re_L[i] = 4 * m_L[i] / (\mu_L[i] * w \#)$

$Re_V[i] = 4 * m_V[i] / (\mu_V[i] * (w \# + 2 * d \#))$

$Nu[i] = F_Nu * 0,8530 * (10^{(-$

$3)) * (Re_L[i]^{1,518} * (Re_V[i]^{0,1759} * ((\delta T)^{1,879} * ((\delta X)^{(-0,5756))$

$Sh[i] = F_Sh * 0,6996 * (10^{(-$

$7)) * (Re_L[i]^{0,8874} * (Re_V[i]^{1,265} * ((\delta T)^{0,8844} * ((\delta X)^{(0,5304))$

"COEFICIENTE DE CONVECCAO TERMICA"

$ht_L[i] = k_L[i] * \text{convert}(W; kW) * Nu[i] / \delta[i]$

$ht_V[i] = k_V[i] * \text{convert}(W; kW) * Nu[i] / \delta[i]$

"COEFICIENTE CONVECCAO MASSICA"

$hm_L[i] = (ht_L[i] / (Cp_L[i] * \rho_L[i])) * (Cp_L[i] * \rho_L[i] * D_aw[i] / (k_L[i] * \text{convert}(W; kW)))^{2/3}$

$hm_V[i] = (ht_V[i] / (Cp_V[i] * \rho_V[i])) * (Cp_V[i] * \rho_V[i] * D_aw[i] / (k_V[i] * \text{convert}(W; kW)))^{2/3}$

*****LOOPING SECUNDARIO*****

"ESTADO DA INTERFACE"

Call Interface(m_L[i]; x[i]; H_L[i]; m_V[i]; y[i]; H_V[i]; x_int[i]; y_int[i]; H_Lint[i];
H_Vint[i])

"LOOPING Z"

{Call Zint(x[i]; x_int[i]; rho_L[i]*hm_L[i]; y[i]; y_int[i]; rho_V[i]*hm_V[i]; z[i])}

z[i]=1

"FLUXOS MASSICOS NA INTERFACE"

m_a[i]=z[i]*hm_L[i]*rho_L[i]*dL#*w#*ln((z[i]-x[i])/(z[i]-x_int[i]))

m_w[i]=m_a[i]*(1-z[i])/z[i]

"COEFICIENTE DE CORRECAO DA CONVECCAO TERMICA"

c_L[i]=(m_a[i]*Cp(Ammonia;T=T_L[i];P=P#)+m_w[i]*Cp(Water;T=T_L[i];P=P#))/(dL#*
w#*ht_L[i])

c_V[i]=(m_a[i]*Cp(Ammonia;T=T_V[i];P=P#)+m_w[i]*Cp(Water;T=T_V[i];P=P#))/(dL#*
w#*ht_V[i])

"COEFICIENTE DE CONVECCAO TEMICA CORRIGIDO"

htc_L[i]=ht_L[i]*c_L[i]/(1-exp(-c_L[i]))

htc_V[i]=ht_V[i]*c_V[i]/(1-exp(-c_V[i]))

"BALANCO DE MASSA DA CELULA i"

m_L[i]+m_a[i]+m_w[i]=m_Lb[i]

m_L[i]+m_V[i]=m_Lb[i]+m_Vb[i]

"BALANCO DE ESPECIE DA CELULA i"

m_L[i]*x[i]+m_a[i]=m_Lb[i]*xb[i]

m_L[i]*x[i]+m_V[i]*y[i]=m_Lb[i]*xb[i]+m_Vb[i]*yb[i]

"BALANCO DE ENERGIA DA CELULA i"

m_L[i]*H_L[i]+(m_a[i]+m_w[i])*H_Lint[i]+Q_L[i]=m_Lb[i]*H_Lb[i]+Q_s[i]

m_L[i]*H_L[i]+m_V[i]*H_V[i]=m_Lb[i]*H_Lb[i]+m_Vb[i]*H_Vb[i]+Q_s[i]

(m_a[i]+m_w[i])*H_Vint[i]+Q_V[i]=(m_a[i]+m_w[i])*H_Lint[i]+Q_L[i]

"FLUXOS DE CALOR"

Q_s[i]=ht_L[i]*w#*dL#*(T_Lb[i]-T_s#)

Q_L[i]=htc_L[i]*w#*dL#*(T_int[i]-T_Lb[i])

Q_V[i]=htc_V[i]*w#*dL#*(T_Vb[i]-T_int[i])

"ESTADO DA CELULA i PRE-NORMALIZACAO"

Call NH3H2O(123; T_Lb[i]; P#; xb[i]: {T}; {P}; {x}; H_Lb[i]; {s}; {u}; {v}; Qu_Lb[i])

Call NH3H2O(123; T_Vb[i]; P#; yb[i]: {T}; {P}; {x}; H_Vb[i]; {s}; {u}; {v}; Qu_Vb[i])

"NORMALIZACAO"

Call Normalizar(m_Lb[i]; T_Lb[i]; xb[i]; H_Lb[i]; Qu_Lb[i]; m_Vb[i]; T_Vb[i]; yb[i];
H_Vb[i]; Qu_Vb[i]; m_L[i+1]; x[i+1]; H_L[i+1]; m_V[i+1]; y[i+1]; H_V[i+1])

"ESTADO DA CELULA i POS-NORMALIZACAO"

Call NH3H2O(234; P#; x[i+1]; H_L[i+1]; T_L[i+1]; {P}; {x}; {h}; {s}; {u}; 1/rho_L[i+1];
Qu_L[i+1])

Call NH3H2O(234; P#; y[i+1]; H_V[i+1]; T_V[i+1]; {P}; {x}; {h}; {s}; {u}; 1/rho_V[i+1];
Qu_V[i+1])

END

APÊNDICE G.2 – Código para Simulação do Gerador

*****DADOS DE ENTRADA*****

"CONSTANTES FISICAS"

\$CONSTANT Ma#=17,031 [kg/kmol] "Massa molar de amonia"

\$CONSTANT Mw#=18,015 [kg/kmol] "Massa molar de agua"

\$CONSTANT g#=9,81 [m/s^2] "Gravidade local"

"CELULA DE CALCULO"

\$CONSTANT dL#=0,01 [m] "Comprimento da celula de calculo"

\$CONSTANT w#=0,25 [m] "Largura da placa"

\$CONSTANT d#=0,10 [m] "Altura da placa"

\$CONSTANT N#=200 [-] "Numero de celulas de calculo"

"PLACA"

\$CONSTANT T_s#=383 [K] "Temperatura da superficie"

\$CONSTANT P#=15,49 [bar] "Pressao do sistema"

\$CONSTANT theta#=90 [Degree] "Angulo de inclinacao da placa"

"FASE LIQUIDA"

\$CONSTANT m_L#=0,0162 [kg/s] "Fluxo massico na fase liquida"

\$CONSTANT x#=0,490 [-] "Fracao massica na fase liquida"

\$CONSTANT T_L#=341,6[K] "Temperatura na fase liquida"

*****PROPRIEDADES TERMOFISICAS*****

```
*****
```

```
"CONDUTIVIDADE TERMICA NA FASE LIQUIDA"
```

```
PROCEDURE Condu_L(T; x: k)
```

```
x:=x*Mw#/(x*Mw#+(1-x)*Ma#)
```

```
if (T<280) then
```

```
  T:=280
```

```
  Else
```

```
    if (T>500) then
```

```
      T:=500
```

```
    Endif
```

```
Endif
```

```
k_a:=Conductivity(Ammonia;T=T;P=P#)
```

```
k_w:=Conductivity(Water;T=T;P=P#)
```

```
k:=x*k_a+(1-x)*k_w
```

```
END
```

```
"CONDUTIVIDADE TERMICA NA VASE VAPOR"
```

```
PROCEDURE Condu_V(T; y: k)
```

```
y:=y*Mw#/(y*Mw#+(1-y)*Ma#)
```

```
if (T<280) then
```

```
  T:=280
```

```
  Else
```

```
    if (T>500) then
```

```
      T:=500
```

```
    Endif
```

```
Endif
```

```
k_a:=Conductivity(Ammonia;T=T;P=P#)
```

```
mu_a:=Viscosity(Ammonia;T=T;P=P#)
```

```
k_w:=Conductivity(Water;T=T;P=P#)
```

```
mu_w:=Viscosity(Water;T=T;P=P#)
```

```
mu_mix1:=((1+((mu_a/mu_w)^0,5)*((Mw#/Ma#)^0,25))^2)/((8*(1+Ma#/Mw#))^0,5)
```

```
mu_mix2:=mu_mix1*(mu_w/mu_a)*(Ma#/Mw#)
```

```
k:=(y*k_a/(y+(1-y)*mu_mix1))+((1-y)*k_w/((1-y)+y*mu_mix2))
```

```
END
```

```
"VISCOSIDADE DINAMICA NA FASE LIQUIDA"
```

PROCEDURE Visco_L(T; x: mu)

$x := x * Mw\# / (x * Mw\# + (1 - x) * Ma\#)$

if (T < 280) then

 T := 280

Else

 if (T > 500) then

 T := 500

 Endif

Endif

mu_a := Viscosity(Ammonia; T = T; P = P#)

mu_w := Viscosity(Water; T = T; P = P#)

$f := 6,38 * ((1 - x)^{(1,125 * x)} * (1 - \exp(-0,585 * x * ((1 - x)^{0,18}))) * \ln(((10^6) * \mu_a / 1[\text{Pa-s}])^{0,5} + ((10^6) * \mu_w / 1[\text{Pa-s}])^{0,5}))$

$\mu_{\text{mix}} := (0,534 - 0,815 * (T / (647,3 * 1[\text{K}]))) * f$

$\mu := \exp(x * \ln(((10^6) * \mu_a / 1[\text{Pa-s}]) + (1 - x) * \ln(((10^6) * \mu_w / 1[\text{Pa-s}]) + \mu_{\text{mix}}) * 1[\text{Pa-s}])) / (10^6)$

END

"VISCOSIDADE DINAMICA NA VASE VAPOR"

PROCEDURE Visco_V(T; y: mu)

$y := y * Mw\# / (y * Mw\# + (1 - y) * Ma\#)$

if (T < 280) then

 T := 280

Else

 if (T > 500) then

 T := 500

 Endif

Endif

mu_a := Viscosity(Ammonia; T = T; P = P#)

mu_w := Viscosity(Water; T = T; P = P#)

$\mu_{\text{mix}1} := ((1 + ((\mu_a / \mu_w)^{0,5} * (Mw\# / Ma\#)^{0,25}))^2) / ((8 * (1 + Ma\# / Mw\#))^{0,5})$

$\mu_{\text{mix}2} := \mu_{\text{mix}1} * (\mu_w / \mu_a) * (Ma\# / Mw\#)$

$\mu := (y * \mu_a / (y + (1 - y) * \mu_{\text{mix}1})) + ((1 - y) * \mu_w / ((1 - y) + y * \mu_{\text{mix}2}))$

END

"CALOR ESPECIFICO NA FASE LIQUIDA E VAPOR"

```

PROCEDURE CP_LV(T; x: Cp)
x:=x*Mw#/(x*Mw#+(1-x)*Ma#)
Cp_a:=Cp(Ammonia;T=T;P=P#)
Cp_w:=Cp(Water;T=T;P=P#)
Cp:=x*Cp_a+(1-x)*Cp_w
END

"DIFUSIVIDADE MASSICA NA FASE LIQUIDA"

PROCEDURE Daw(T; x; rho: D)
x:=x*Mw#/(x*Mw#+(1-x)*Ma#)
M:=x*Ma#+(1-x)*Mw#
fi:=1,7*x+2,6*(1-x)
Call Visco_L(T; x: mu)
D:=1[m^2/s]*117,282*(10^(-18))*(T/1[K])*((fi*M/1[kg/kmol])^0,5)/((mu/1[Pa-
s])*(x*Ma#*1[kg/m^3]/(rho*1[kg/kmol]))^0,6)
END

*****

*****CALCULOS ITERATIVOS E CONDICIONAIS*****

*****

"VERIFICA DELTA T E DELTA X"

PROCEDURE Ver_DeltaTx(T_L; x; T_V; y: deltaT; deltaX)
if T_V>T_L then
    deltaT:=(T_V-T_L)/T_L
else
    deltaT:=(T_L-T_V)/T_L
Endif
if y>x then
    deltaX:=(y-x)/x
else
    deltaX:=(x-y)/x
Endif
END

"VERIFICA NUMERO DE NUSSELT E SHERWOOD"

PROCEDURE Ver_NuSh(Re_L; Re_V; F_Nu; F_Sh; deltaT; deltaX: Nu; Sh)
if (Re_V<=0) then

```

```

Nu:=3,66
Sh:=0
Else
  Nu:=F_Nu*0,8530*(10^(-
3))*(Re_L^1,518)*(Re_V^0,1759)*((deltaT)^1,879)*((deltaX)^(-0,5756))
  Sh:=F_Sh*0,6996*(10^(-
7))*(Re_L^0,8874)*(Re_V^1,265)*((deltaT)^0,8844)*((deltaX)^(0,5304))
Endif
END
"NORMALIZA FASE LIQUIDA E VAPOR"
PROCEDURE Normalizar(m_L; T_L; x; H_L; Qu_L; m_V; T_V; y; H_V; Qu_V; Nm_L;
Nx; NH_L; Nm_V; Ny; NH_V)
if (Qu_L<=0) then  "Verifica se esta saturado"
  NQu_L:=0
  xq0:=x
  xq1:=0
  H_Lq0:=H_L
  H_Lq1:=0
Else
  NQu_L:=Qu_L
  Call NH3H2O(128; T_L; P#; 0: {T}; {P}; xq0; H_Lq0; {s}; {u}; {v}; {Qu})
  Call NH3H2O(128; T_L; P#; 1: {T}; {P}; xq1; H_Lq1; {s}; {u}; {v}; {Qu})
Endif
if (Qu_V>=1) then  "Verifica se esta saturado"
  NQu_V:=1
  yq0:=0
  yq1:=y
  H_Vq0:=0
  H_Vq1:=H_V
Else
  NQu_V:=Qu_V
  Call NH3H2O(128; T_V; P#; 0: {T}; {P}; yq0; H_Vq0; {s}; {u}; {v}; {Qu})
  Call NH3H2O(128; T_V; P#; 1: {T}; {P}; yq1; H_Vq1; {s}; {u}; {v}; {Qu})
Endif

```

"Nova massa"

$Nm_L := m_L * (1 - NQu_L) + m_V * (1 - NQu_V)$

$Nm_V := m_L * NQu_L + m_V * NQu_V$

"Nova fase liquida"

$Nx := (m_L * (1 - NQu_L) * xq0 + m_V * (1 - NQu_V) * yq0) / Nm_L$

$NH_L := (m_L * (1 - NQu_L) * H_Lq0 + m_V * (1 - NQu_V) * H_Vq0) / Nm_L$

"Nova fase vapor"

if (Nm_V > 0) then

$Ny := (m_L * NQu_L * xq1 + m_V * NQu_V * yq1) / Nm_V$

$NH_V := (m_L * NQu_L * H_Lq1 + m_V * NQu_V * H_Vq1) / Nm_V$

Else

{Call NH3H2O(238; P#; Nx; 0: Tsat; {P}; {x}; {h}; {s}; {u}; {v}; {Qu})

Call NH3H2O(128; Tsat; P#; 1: {T}; {P}; Ny; NH_V; {s}; {u}; {v}; {Qu})}

Call NH3H2O(128; T_L; P#; 1: {T}; {P}; Ny; NH_V; {s}; {u}; {v}; {Qu})

Endif

END

"CALCULO DO ESTADO DA INTERFACE"

PROCEDURE Interface(m_L; x; H_L; m_V; y; H_V: x2; y2; H_L2; H_V2)

T:=T_s# "Estimativa inicial de temperatura"

erro:=0

REPEAT

Call NH3H2O(128; T; P#; 0: {T}; {P}; x2; H_L2; {s}; {u}; {v}; {Qu})

Call NH3H2O(128; T; P#; 1: {T}; {P}; y2; H_V2; {s}; {u}; {v}; {Qu})

$m_L2 := (H_V2 * (m_L * x + m_V * y) - y2 * (m_L * H_L + m_V * H_V)) / (H_V2 * x2 - H_L2 * y2)$

$m_V2 := (-H_L2 * (m_L * x + m_V * y) + x2 * (m_L * H_L + m_V * H_V)) / (H_V2 * x2 - H_L2 * y2)$

erro:=m_L2+m_V2-m_L-m_V

T:=T-erro*10[K*s/kg]

UNTIL abs(erro)<=0,0000001

END

"CALCULO DO Z"

PROCEDURE Zint(x; x_int; L; y; y_int; V: z)

z:=0

"Caso 1"

if (y_int > y) AND (x_int < x) then

```

if (L*(x-x_int)<V*(y_int-y)) then
    z:=0
Else
    z:=1
Endif
Endif
"Caso 2"
if (y_int>y) AND (x_int>x) then
    z:=(y+x_int)/2
Endif
"Caso 3"
if (y_int<y) AND (x_int<x) then
    z:=(y_int+x)/2
Endif
"Caso 4"
if (y_int<y) AND (x_int>x) then
    if (L*(x-x_int)<V*(y_int-y)) then
        z:=1
    Else
        z:=0
    Endif
Endif
REPEAT
erro:=abs((z-x)/(z-x_int))^(L*1[s*m^2/kg])-abs((z-y_int)/(z-y))^(V*1[s*m^2/kg])
z:=z+erro*10
UNTIL abs(erro)<=0,0001
END

*****
*****PROGRAMA PRINCIPAL*****
*****
*****
*****CALCULOS PRELIMINARES*****
*****

"FRACAO MASSICA DE SATURACAO"

```

```

Call NH3H2O(128; T_s#; P#; 0: {T}; {P}; x_sat; {h}; {s}; {u}; {v}; {Qu})
"DELTA T E DELTA X"
Call Ver_DeltaTx(T_L#; x#; T_V[0]+10[K]; y[0]: deltaT; deltaX)
"FATOR DE CORRECAO"
F_Nu=exp(-0,0807[1/degree]*(theta#-
90[degree])*(Pi/180)+0,0543[1/degree^2]*(theta#^2-90[degree]^2)*(Pi/180)^2-
0,0124[1/degree^3]*(theta#^3-90[degree]^3)*((Pi/180)^3))
F_Sh=exp(-1,7118[1/degree]*(theta#-
90[degree])*(Pi/180)+1,4017[1/degree^2]*(theta#^2-90[degree]^2)*(Pi/180)^2-
0,3917[1/degree^3]*(theta#^3-90[degree]^3)*((Pi/180)^3))
"ESTADO DE ENTRADA"
Call NH3H2O(123; T_L#; P#; x#: {T}; {P}; {x}; H_Lin; {s}; {u}; {v}; Qu_Lin)
Call NH3H2O(123; T_L#; P#; 1: T_Vin; {P}; {x}; H_Vin; {s}; {u}; {v}; Qu_Vin)
"NORMALIZACAO DO INICIO"
{Call Normalizar_Inicio(m_L#; T_L#; x#; H_Lin; Qu_Lin: m_L[0]; x[0]; H_L[0]; m_V[0];
y[0]; H_V[0])}
Call Normalizar(m_L#; T_L#; x#; H_Lin; Qu_Lin; 0[kg/s]; T_Vin; 1; H_Vin; Qu_Vin:
m_L[0]; x[0]; H_L[0]; m_V[0]; y[0]; H_V[0])
"ESTADO DA CELULA 0"
Call NH3H2O(234; P#; x[0]; H_L[0]: T_L[0]; {P}; {x}; {h}; {s}; {u}; 1/rho_L[0]; Qu_L[0])
Call NH3H2O(234; P#; y[0]; H_V[0]: T_V[0]; {P}; {x}; {h}; {s}; {u}; 1/rho_V[0]; Qu_V[0])
"*****"

"*****LOOPING PRINCIPAL *****"

"*****"

DUPLICATE i=0;N#
"POSICAO LONGITUDINAL"
L[i]=i*dL#
"PROPRIEDADES"
Call Condu_L(T_L[i]; x[i]: k_L[i])
Call Condu_V(T_V[i]; y[i]: k_V[i])
Call Visco_L(T_L[i]; x[i]: mu_L[i])
Call Visco_V(T_V[i]; y[i]: mu_V[i])
Call CP_LV(T_L[i]; x[i]: Cp_L[i])
Call CP_LV(T_V[i]; y[i]: Cp_V[i])

```



```

Call Daw(T_L[i]; x[i]; rho_L[i]; D_aw[i])
"ESPESSURA DO FILME"
delta[i]=(3*mu_L[i]*m_L[i]/(rho_L[i]*(rho_L[i]-rho_V[i])*g#*sin(theta#)*w#))^(1/3)
"ADIMENSIONAIS"
Re_L[i]=4*m_L[i]/(mu_L[i]*w#)
Re_V[i]=4*m_V[i]/(mu_V[i]*(w#+2*d#))
Call Ver_NuSh(Re_L[i]; Re_V[i]; F_Nu; F_Sh; deltaT; deltaX: Nu[i]; Sh[i])
"COEFICIENTE DE CONVECCAO TERMICA"
ht_L[i]=k_L[i]*convert(W;kW)*Nu[i]/delta[i]
ht_V[i]=k_V[i]*convert(W;kW)*Nu[i]/delta[i]
"COEFICIENTE CONVECCAO MASSICA"
hm_L[i]=(ht_L[i]/(Cp_L[i]*rho_L[i]))*(Cp_L[i]*rho_L[i]*D_aw[i]/(k_L[i]*convert(W;kW)))^(2/3)
hm_V[i]=(ht_V[i]/(Cp_V[i]*rho_V[i]))*(Cp_V[i]*rho_V[i]*D_aw[i]/(k_V[i]*convert(W;kW)))^(2/3)
"*****"
"*****LOOPING SECUNDARIO*****"
"*****"

"ESTADO DA INTERFACE"
Call Interface(m_L[i]; x[i]; H_L[i]; m_V[i]; y[i]; H_V[i]; x_int[i]; y_int[i]; H_Lint[i];
H_Vint[i])
"LOOPING Z"
{Call Zint(x[i]; x_int[i]; rho_L[i]*hm_L[i]; y[i]; y_int[i]; rho_V[i]*hm_V[i]; z[i])}
z[i]=1
"FLUXOS MASSICOS NA INTERFACE"
m_a[i]=z[i]*hm_L[i]*rho_L[i]*dL#*w#*ln((z[i]-x[i])/(z[i]-x_int[i]))
m_w[i]=m_a[i]*(1-z[i])/z[i]
"COEFICIENTE DE CORRECAO DA CONVECCAO TERMICA"
c_L[i]=(m_a[i]*Cp(Ammonia;T=T_L[i];P=P#)+m_w[i]*Cp(Water;T=T_L[i];P=P#))/(dL#*w#*ht_L[i])
c_V[i]=(m_a[i]*Cp(Ammonia;T=T_V[i];P=P#)+m_w[i]*Cp(Water;T=T_V[i];P=P#))/(dL#*w#*ht_V[i])
"COEFICIENTE DE CONVECCAO TEMICA CORRIGIDO"

```

$$htc_L[i]=ht_L[i]*c_L[i]/(1-\exp(-c_L[i]))$$

$$htc_V[i]=ht_V[i]*c_V[i]/(1-\exp(-c_V[i]))$$

"BALANCO DE MASSA DA CELULA i"

$$m_L[i]=m_Lb[i]+m_a[i]+m_w[i]$$

$$m_L[i]+m_V[i]=m_Lb[i]+m_Vb[i]$$

"BALANCO DE ESPECIE DA CELULA i"

$$m_L[i]*x[i]=m_Lb[i]*xb[i]+m_a[i]$$

$$m_L[i]*x[i]+m_V[i]*y[i]=m_Lb[i]*xb[i]+m_Vb[i]*yb[i]$$

"BALANCO DE ENERGIA DA CELULA i"

$$m_L[i]*H_L[i]+Q_s[i]=m_Lb[i]*H_Lb[i]+(m_a[i]+m_w[i])*H_Lint[i]+Q_L[i]$$

$$m_L[i]*H_L[i]+m_V[i]*H_V[i]+Q_s[i]=m_Lb[i]*H_Lb[i]+m_Vb[i]*H_Vb[i]$$

$$(m_a[i]+m_w[i])*H_Lint[i]+Q_L[i]=(m_a[i]+m_w[i])*H_Vint[i]+Q_V[i]$$

"FLUXOS DE CALOR"

$$Q_s[i]=ht_L[i]*w\#*dL\#*(T_s\#-T_Lb[i])$$

$$Q_L[i]=htc_L[i]*w\#*dL\#*(T_Lb[i]-T_int[i])$$

$$Q_V[i]=htc_V[i]*w\#*dL\#*(T_int[i]-T_Vb[i])$$

"ESTADO DA CELULA i PRE-NORMALIZACAO"

Call NH3H2O(123; T_Lb[i]; P#; xb[i]: {T}; {P}; {x}; H_Lb[i]; {s}; {u}; {v}; Qu_Lb[i])

Call NH3H2O(123; T_Vb[i]; P#; yb[i]: {T}; {P}; {x}; H_Vb[i]; {s}; {u}; {v}; Qu_Vb[i])

"NORMALIZACAO"

Call Normalizar(m_Lb[i]; T_Lb[i]; xb[i]; H_Lb[i]; Qu_Lb[i]; m_Vb[i]; T_Vb[i]; yb[i];
H_Vb[i]; Qu_Vb[i]; m_L[i+1]; x[i+1]; H_L[i+1]; m_V[i+1]; y[i+1]; H_V[i+1])

"ESTADO DA CELULA i POS-NORMALIZACAO"

Call NH3H2O(234; P#; x[i+1]; H_L[i+1]: T_L[i+1]; {P}; {x}; {h}; {s}; {u}; 1/rho_L[i+1];
Qu_L[i+1])

Call NH3H2O(234; P#; y[i+1]; H_V[i+1]: T_V[i+1]; {P}; {x}; {h}; {s}; {u}; 1/rho_V[i+1];
Qu_V[i+1])

END

APÊNDICE G.3 – Código para Simulação do Ciclo de Refrigeração por Absorção de Calor Ideal

"CALOR ESPECIFICO NA FASE LIQUIDA E VAPOR"

PROCEDURE TC(T1; P1; x1;m1; T2; P2; x2; m2; NUT: Q)

$x1:=x1*18/(x1*18+(1-x1)*17)$

$Cp_a1:=Cp(\text{Ammonia};T=T1;P=P1)$

$Cp_w1:=Cp(\text{Water};T=T1;P=P1)$

$Cp1:=x1*Cp_a1+(1-x1)*Cp_w1$

$x2:=x2*18/(x2*18+(1-x2)*17)$

$Cp_a2:=Cp(\text{Ammonia};T=T2;P=P2)$

$Cp_w2:=Cp(\text{Water};T=T2;P=P2)$

$Cp2:=x2*Cp_a2+(1-x2)*Cp_w2$

if $Cp1*m1 \leq Cp2*m2$ then

$Cr:=Cp1*m1/(Cp2*m2)$

$Cmin:=Cp1*m1$

Else

$Cr:=Cp2*m2/(Cp1*m1)$

$Cmin:=Cp2*m2$

Endif

$efi:=(1-\exp(-NUT*(1-Cr)))/(1-Cr*\exp(-NUT*(1-Cr)))$

$Q:=efi*Cmin*(T1-T2)$

END

"CONDICOES DE PROJETO"

$T[10]=40+273$

$T[12]=-10+273$

$Q_evap=3,517*1$

"CONDICOES DE OPERACAO"

$T[1]=25+273$

$T[4]=110+273$

$T[7]=T[4]$

"CICLO IDEAL"

"Liquido saturado"

$q[1]=0$

```
q[4]=0
q[8]=0
q[10]=0
"Vapor saturado"
q[7]=1
q[9]=1
q[12]=1
"Retificador"
x[9]=1
"Bomba"
nb=0,85
"Trocador"
NUT=2,5
"CONDICOES TRIVIAIS"
"Linha 1"
x[9]=x[10]
x[9]=x[11]
x[9]=x[12]
m[11]=m[9]
m[11]=m[10]
m[11]=m[12]
"Linha 2"
x[1]=x[2]
x[1]=x[3]
m[1]=m[2]
m[1]=m[3]
"Linha 3"
x[4]=x[5]
x[4]=x[6]
m[6]=m[5]
m[6]=m[4]
"Alta pressao"
P[10]=P[2]
P[10]=P[3]
```

$$P[10]=P[4]$$

$$P[10]=P[5]$$

$$P[10]=P[7]$$

$$P[10]=P[8]$$

$$P[10]=P[9]$$

"Baixa pressao"

$$P[12]=P[1]$$

$$P[12]=P[6]$$

$$P[12]=P[11]$$

"BALANCOS"

"Massa"

$$m[7]=m[8]+m[9]$$

$$m[12]+m[6]=m[1]$$

"Especie"

$$m[7]*x[7]=m[8]*x[8]+m[9]*x[9]$$

$$m[12]*x[12]+m[6]*x[6]=m[1]*x[1]$$

"Energia"

$$m[11]*h[11]+Q_{\text{evap}}=m[12]*h[12]$$

$$m[7]*h[7]=m[8]*h[8]+m[9]*h[9]+Q_{\text{ret}}$$

$$m[12]*h[12]+m[6]*h[6]=m[1]*h[1]+Q_{\text{abs}}$$

$$m[3]*h[3]+m[8]*h[8]+Q_{\text{ger}}=m[4]*h[4]+m[7]*h[7]$$

$$m[9]*h[9]=m[10]*h[10]+Q_{\text{cond}}$$

$$m[1]*h[1]+W=m[2]*h[2]$$

$$Q_{\text{TC}}=m[4]*h[4]-m[5]*h[5]$$

$$Q_{\text{TC}}=m[3]*h[3]-m[2]*h[2]$$

"COMPONENTE"

"VE-1"

$$h[10]=h[11]$$

"VE-2"

$$h[5]=h[6]$$

"Bomba"

$$nb=(h_{2s}-h[1])/(h[2]-h[1])$$

"Retificador"

$$\alpha=0,5$$

$T[8] = \alpha \cdot T[9] + (1 - \alpha) \cdot T[7]$

"Trocador de calor"

Call TC(T[4]; P[4]; x[4]; m[4]; T[2]; P[2]; x[2]; m[2]; NUT: Q_TC)

"COP"

$COP = Q_{\text{evap}} / Q_{\text{ger}}$

"ESTADO"

Call NH3H2O(128; T[1]; P[1]; q[1]: {T}; {P}; x[1]; h[1]; s[1]; {u}; {v}; {Qu})

Call NH3H2O(235; P[2]; x[1]; s[1]: {T}; {P}; {x}; h2s; {s}; {u}; {v}; {Qu})

Call NH3H2O(234; P[2]; x[2]; h[2]: T[2]; {P}; {x}; {h}; s[2]; {u}; {v}; q[2])

Call NH3H2O(234; P[3]; x[3]; h[3]: T[3]; {P}; {x}; {h}; s[3]; {u}; {v}; q[3])

Call NH3H2O(128; T[4]; P[4]; q[4]: {T}; {P}; x[4]; h[4]; s[4]; {u}; {v}; {Qu})

Call NH3H2O(234; P[5]; x[5]; h[5]: T[5]; {P}; {x}; {h}; s[5]; {u}; {v}; q[5])

Call NH3H2O(234; P[6]; x[6]; h[6]: T[6]; {P}; {x}; {h}; s[6]; {u}; {v}; q[6])

Call NH3H2O(128; T[7]; P[7]; q[7]: {T}; {P}; x[7]; h[7]; s[7]; {u}; {v}; {Qu})

Call NH3H2O(128; T[8]; P[8]; q[8]: {T}; {P}; x[8]; h[8]; s[8]; {u}; {v}; {Qu})

$T[9] = T_{\text{sat}}(\text{Ammonia}; P = P[9])$

$h[9] = \text{Enthalpy}(\text{Ammonia}; P = P[9]; x = q[9])$

$s[9] = \text{Entropy}(\text{Ammonia}; P = P[9]; x = q[9])$

$P[10] = P_{\text{sat}}(\text{Ammonia}; T = T[10])$

$h[10] = \text{Enthalpy}(\text{Ammonia}; T = T[10]; x = q[10])$

$s[10] = \text{Entropy}(\text{Ammonia}; T = T[10]; x = q[10])$

$T[11] = \text{Temperature}(\text{Ammonia}; P = P[11]; h = h[11])$

$s[11] = \text{Entropy}(\text{Ammonia}; P = P[11]; h = h[11])$

$q[11] = \text{Quality}(\text{Ammonia}; P = P[11]; h = h[11])$

$P[12] = P_{\text{sat}}(\text{Ammonia}; T = T[12])$

$h[12] = \text{Enthalpy}(\text{Ammonia}; T = T[12]; x = q[12])$

$s[12] = \text{Entropy}(\text{Ammonia}; T = T[12]; x = q[12])$

APÊNDICE G.4 – Código para Desenho do Diagramas T-x e H-x

```

$CONSTANT N#=1001    [-] "Numero de pontos"
$CONSTANT P#=15,49    [bar] "Pressao do diagrama"
$CONSTANT T#=330      [K] "Temperatura"
$CONSTANT H#=2400     [kJ/kg] "Entalpia"
Escolha$='2'
"1 - Diagramas T-x"
"2 - Detalhes Diagrama H-x"
"3 - Detalhes Diagrama T-x"
$if Escolha$='1'
    DUPLICATE i=1;N#
    x[i]=(i-1)/(N#-1)
    Call NH3H2O(238; P#; x[i]; 0: TL[i]; {P}; {x}; HL[i]; {s}; {u}; {v}; {Qu})
    Call NH3H2O(238; P#; x[i]; 1: TV[i]; {P}; {x}; HV[i]; {s}; {u}; {v}; {Qu})
    END
$Else
    $If Escolha$='2'
        DUPLICATE i=1;N#
        x[i]=(i-1)/(N#-1)
        Call NH3H2O(123; T#; P#; x[i]: {T}; {P}; {x}; H[i]; {s}; {u}; {v}; {Qu})
        END
    $Else
        DUPLICATE i=2;N#-1
        x[i]=(i-1)/(N#-1)
        Call NH3H2O(234; P#; x[i]; H#: T[i]; {P}; {x}; {h}; {s}; {u}; {v}; {Qu})
        END
    $Endif
$Endif

```

ANEXOS

ANEXO A – NÚMEROS ADIMENSIONAIS

O uso de números adimensionais é muito recorrente na literatura e está presente em muitas expressões para cálculo da transferência de calor e massa. Um breve resumo com a definição e interpretação dos adimensionais mais relevantes pra o problema pode ser visto na Tabela A.1.

Tabela A.1 – *Números adimensionais. Reproduzido de Incropera et al. (2006).*

Adimensional	Definição	Interpretação
Reynolds	$Re = \frac{\rho \cdot V \cdot D}{\mu} = \frac{4 \cdot \dot{m}}{\mu \cdot p_{st}}$	Relação entre forças de inércia e forças viscosas que atuam no fluido
Nusselt	$Nu = \frac{h \cdot D}{k}$	Relação entre transferência de calor por convecção e condução
Sherwood	$Sh = \frac{h_m \cdot D}{D_{aw}}$	Relação entre transferência de massa por convecção e condução
Prandtl	$Pr = \frac{C_p \cdot \mu}{k} = \frac{v}{\alpha}$	Relação entre difusividade de momentum e difusividade térmica do fluido
Schmidt	$Sc = \frac{v}{D_{aw}}$	Relação entre difusividade de momentum e difusividade mássica do fluido
Stanton	$St = \frac{h}{\rho \cdot V \cdot C_p}$	Relação entre o coeficiente de transferência de calor e a capacidade térmica do fluido
Stanton mássico	$St_m = \frac{h_m}{V}$	Relação entre o coeficiente de transferência de massa e a capacidade mássica do fluido
Lewis	$Le = \frac{\alpha}{D_{aw}}$	Relação entre difusividade térmica e difusividade mássica do fluido

A definição de alguns adimensionais indicados na Tabela A.1 exige o uso do diâmetro hidráulico da secção transversal do escoamento. Por definição, o diâmetro hidráulico é calculado por:

$$D = \frac{4 \cdot A_{st}}{p_{st}} \quad (A.1)$$

Mas tendo em vista as dimensões do absorvedor e gerador algumas simplificações podem ser feitas, de modo que o diâmetro hidráulico da fase líquida é expresso por:

$$D = \frac{4 \cdot w \cdot \delta}{w + 2 \cdot \delta} \cong 4 \cdot \delta \quad (\text{A.2})$$

E o diâmetro hidráulico da fase vapor é expresso por:

$$D = \frac{4 \cdot w \cdot (d - \delta)}{w + 2 \cdot (d - \delta)} \cong \frac{4 \cdot w \cdot d}{w + 2 \cdot d} \quad (\text{A.3})$$

Os números de Nusselt e Sherwood podem ser calculados de maneiras diferentes da indicada na Tabela A.1 dependendo da literatura considerada. Autores como Karami e Farhanieh (2011) preferem utilizar a espessura do filme no lugar do diâmetro hidráulico, como indicado nas equações abaixo:

$$Nu = \frac{h \cdot \delta}{k} \quad (\text{A.4})$$

$$Sh = \frac{h_m \cdot \delta}{D_{aw}} \quad (\text{A.5})$$

E existem outros autores como Kang et al. (1999) que preferem expressar os números de Nusselt e Sherwood em função de um termo equivalente a espessura do filme:

$$Nu = \frac{h}{k} \cdot \left[\frac{\mu_L^2}{\rho_L \cdot (\rho_L - \rho_V) \cdot g \cdot \sin(\theta)} \right]^{\frac{1}{3}} \quad (\text{A.6})$$

$$Sh = \frac{h_m}{D_{aw}} \cdot \left[\frac{\mu_L^2}{\rho_L \cdot (\rho_L - \rho_V) \cdot g \cdot \sin(\theta)} \right]^{\frac{1}{3}} \quad (\text{A.7})$$

ANEXO B – CORROSÃO E INIBIDORES DE CORROSÃO

Os materiais que compõem os componentes do ciclo de absorção são importantes, pois eles influenciam as trocas de calor (especialmente no evaporador, condensador, absorvedor e gerador), no entanto esse não é o aspecto mais relevante na sua escolha. A principal característica que deve ser levada em consideração é a capacidade de resistir à corrosão, pois meios que contêm amônia e soluções de amônio têm a tendência a atacar a maioria das ligas metálicas (ASM, 1988).

- Aços sem liga e baixa liga – A única incompatibilidade com amônia anídrica líquida e gasosa é a ocorrência de fraturas causadas por corrosão (SSC do inglês *stress-corrosion cracking*). Para evitar esse fenômeno o armazenamento geralmente é feito na forma líquida, seja por diminuição de temperatura ou por aumento de pressão. O principal problema desse material é a contaminação por oxigênio (ou oxigênio presente no ar), pois uma concentração superior a 0,01 ppm já é suficiente para acelerar o processo de corrosão e causar SSC, por esta razão é comum misturar pelo menos 0,2% em volume de água para neutralizar esse efeito (ASM, 1988). Em soluções aquosas de hidróxido de amônio o comportamento é semelhante, porém a mistura pode se tornar amarela (Dechema, 1987).
- Alumínio e ligas de alumínio – Eles são altamente resistentes à amônia e soluções de amônio, mesmo em temperaturas moderadas (370 K). A maior taxa de corrosão acontece para soluções aquosas de hidróxido de amônio com concentrações próximas a 5%, mas deve-se evitar a presença de cloretos, íons e sais pesados na solução, pois eles causam um fenômeno altamente corrosivo (Dechema, 1987).
- Cobre e ligas de cobre – Todas as ligas têm comportamentos semelhantes, elas são levemente corroídas por amônia anídrica líquida e vapor, mesmo em altas temperaturas (500 a 1000 K), mas são severamente corroídas quando existem traços de água (mais de 300 ppm). Por essa razão é extremamente importante que não seja utilizado ligas com cobre em sua composição (Dechema, 1987).
- Aço inoxidável (ferrítico, ferrítico-austenítico, ferrítico-martensítico e martensítico) – Ele é resistente à corrosão de amônia anídrica vapor até

temperaturas moderadas (570 K) e é completamente resistente a amônia anídrica líquida até 373 K. Em soluções aquosas de hidróxido de amônio a taxa de corrosão é baixa e tem um ligeiro crescimento com a temperatura (Dechema, 1987).

- Aço inoxidável (austenítico) – Ele é completamente resistente à corrosão por amônia anídrica líquida e vapor, e em soluções aquosas de hidróxido de amônio a corrosão é pequena, porem tem um aumento suave com a temperatura (Dechema, 1987).

Na Tabela B. são mostradas as velocidades de corrosão de amônia e soluções de amônio para várias ligas metálicas em algumas condições de temperatura e contaminantes.

Tabela B.1 – Corrosão por amônia e soluções de amônio.

Material	Meio	Velocidade de corrosão	Condições	Referência
Aço sem liga Aço baixa liga	Líquido	A	297 – 589 K; Sem O_2	Dechema (1987)
		A	< 480 K	Schweitzer (1989)
		A	< 530 K	NACE (1985)
	Vapor	A	297 – 589 K; Sem O_2	Dechema (1987)
		A	< 310 K	Schweitzer (1989)
	Solução	A	< 297 K; Sem O_2	Dechema (1987)
		B	297 – 373 K; Sem O_2	Dechema (1987)
		A	< 300 K	Schweitzer (1989)
		B	300 – 365 K	Schweitzer (1989)
		A	< 283 K	NACE (1985)
		B	283 – 366 K	NACE (1985)
Alumínio	Líquido	A	< 373 K	Dechema (1987)
		A	< 355 K	Schweitzer (1989)
		A	< 366 K	NACE (1985)
	Vapor	A	Sem H_2O	Dechema (1987)
	Solução	C	293 K; Sem cloreto	Dechema (1987)
		B	< 445 K	Schweitzer (1989)
		B	< 366 K	NACE (1985)

Material	Meio	Velocidade de corrosão	Condições	Referência
Cobre	Líquido	B	Sem H_2O ; Sem O_2	Dechema (1987)
		A	< 300 K	Schweitzer (1989)
		A	< 533 K	NACE (1985)
	Vapor	B	< 1073; Sem H_2O	Dechema (1987)
		D	> 300 ppm H_2O	Dechema (1987)
		D	< 290 K	Schweitzer (1989)
	Solução	D	25 % NH_3	Dechema (1987)
		D	< 290 K	Schweitzer (1989)
		D	< 283 K	NACE (1985)
CuAl	Líquido	B		Dechema (1987)
	Vapor	B	Sem H_2O	Dechema (1987)
		D	Com H_2O ; Com O_2	Dechema (1987)
	Solução	D	293 – 450 K	Dechema (1987)
		D	< 283 K	NACE (1985)
CuNi CuSn (bronze) CuSnZn	Líquido	D	> 300 ppm H_2O	Dechema (1987)
		A	< 300 K	Schweitzer (1989)
		A	< 533 K	NACE (1985)
	Vapor	D	< 290 K	Schweitzer (1989)
	Solução	D	30 % NH_3	Dechema (1987)
		D	< 290 K	Schweitzer (1989)
		D	< 283 K	NACE (1985)
CuZn (latão)	Líquido	B	Sem O_2	Dechema (1987)
		D	Com O_2	Dechema (1987)
		A	< 300 K	Schweitzer (1989)
		A	< 283 K	NACE (1985)
	Vapor	B	Sem O_2	Dechema (1987)
		D	Com O_2	Dechema (1987)
		D	< 290 K	Schweitzer (1989)
	Solução	D		Dechema (1987)
		D	< 290 K	Schweitzer (1989)
		D	< 283 K	NACE (1985)

Material	Meio	Velocidade de corrosão	Condições	Referência
Aço inoxidável, Cr > 12%	Líquido	A	< 323 K	Dechema (1987)
	Vapor	A	< 589 K	Dechema (1987)
Ferrítico				
Ferrítico-austenítico		A	< 297 K	Dechema (1987)
Ferrítico-martensítico	Solução	B	325 – 373 K	Dechema (1987)
Martensítico				
Aço inoxidável Austenítico	Líquido	A	< 589 K	Dechema (1987)
		B	< 520 K	Schweitzer (1989)
		A	< 533 K	NACE (1985)
	Vapor	A	< 589 K	Dechema (1987)
		A	< 300 K	Schweitzer (1989)
	Solução	A	< 297 K	Dechema (1987)
		B	297 – 373 K	Dechema (1987)
		B	< 365 K	Schweitzer (1989)
		A	< 283 K	NACE (1985)
		B	283 – 366 K	NACE (1985)

Legenda

A < 0,05 mm/a

B < 0,50 mm/a

C < 1,27 mm/a

D > 1,27 mm/a

Líquido - Amônia anídrica na fase líquida

Vapor - Amônia anídrica na fase vapor

Solução - Solução aquosa de hidróxido de amônio

A respeito da velocidade de corrosão é recomendado o uso de matérias de categoria A ou B em situações de uso prolongado e materiais de categoria C em situações de reposições constantes se houver justificativa financeira. Não é recomendado o uso de matérias de categoria D em nenhuma situação (ASM, 1988).

A influência do meio na corrosão leva em consideração três possibilidades: amônia anídrica na fase líquida ou vapor e solução aquosa de hidróxido de amônio. As condições com amônia anídrica se referem ao comportamento da amônia sem a presença de água ou quaisquer outras substâncias, nos casos em que é indicada a presença de outra substância ela é um contaminante do sistema mesmo em frações mínimas. Os meios com soluções aquosas de hidróxido de amônia são um caso especial, pois além da mistura amônia/água na fase líquida também existe a presença de hidróxido de amônio aquoso:

No lado esquerdo da equação acima se trata de uma mistura amônia/água e no lado direito de uma solução de amônio. A existência do hidróxido de amônio é importante para a corrosão, pois ele altera o pH do sistema e conseqüentemente desloca o equilíbrio químico envolvido no processo de corrosão, o que não aconteceria numa situação de com amônia ou água agindo individualmente. A mistura amônia/água na fase vapor não é um caso especial de corrosão, pois na fase vapor as duas substâncias são inertes (não reagem entre si), entretanto deve-se observar que caso a fase vapor entre em contato com uma superfície fria ela pode condensar e formar fase líquida nessa superfície (ASM, 1988).

Na indústria é muito comum o uso de inibidores de corrosão para neutralizar os efeitos corrosivos ou reduzir a velocidade de corrosão e aumentar o tempo de vida útil dos equipamentos. Alguns inibidores de corrosão utilizados em ambientes com amônia e soluções de amônio podem ser vistos na Tabela B..

Tabela B.2 – *Inibidores de corrosão. Reproduzido de Dechema (1987).*

Material	Meio	Inibidor	Condições
Aço sem liga Aço baixa liga	Líquido	> 0,2% água	
		10 – 100 ppm óleo vegetal	
	Vapor	> 0,2% água	
	Solução	25 – 50 ppm sulfito de sódio	25 – 50% NH_3
		25 – 50 ppm lignina	20 – 30% NH_3
		25 – 50 ppm nitrato de sódio	5 – 10% NH_3
25 – 50 ppm polifostato		5 – 10% NH_3	
	25 – 50 ppm sais de cobalto	0,05 – 1% NH_3	
Alumínio	Solução	0,2 – 0,5% dióxido de carbono	
		0,2 – 0,5% sulfato de amônia	
Cobre	Solução	Glucose	
		Frutose	
		Sacarose	

Legenda

Líquido - Amônia anídrica na fase líquida

Vapor - Amônia anídrica na fase vapor

Solução - Solução aquosa de hidróxido de amônio