



Universidade Federal de Pernambuco
Centro de Tecnologia e Geociências
Pós-Graduação em Engenharia Mecânica

Aida Marelyn Avendaño Gallo

Modelagem de um absorvedor tubular em espiral de Brometo de Lítio-Água

Dissertação de Mestrado

Recife, Brasil

2016

Aida Marelyn Avendaño Gallo

**MODELAGEM DE UM ABSORVEDOR TUBULAR EM ESPIRAL DE
BROMETO DE LÍTIO-ÁGUA**

Dissertação submetida ao Programa de Pós-graduação em Engenharia Mecânica do Centro de Tecnologia e Geociências da Universidade Federal de Pernambuco, como requisito parcial para a obtenção do grau de Mestre em Engenharia Mecânica.

Área de concentração: Processos e sistemas Térmicos

Orientador: Prof. Dr. José Carlos Charamaba Dutra

Co-orientador: Prof. Dr. Álvaro Antonio Ochoa Villa

Recife, Brasil

Janeiro 29 de 2016

Catálogo na fonte
Bibliotecária Maria Luiza de Moura Ferreira, CRB-4 / 1469

A951m Avendaño Gallo, Aida Marelyn.
Modelagem de um absorvedor tubular em espiral de Brometo de Lítio-Água /
Aida Marelyn Avendaño Gallo. - Recife: O Autor, 2016.
104 folhas, il.

Orientador: Prof. Dr. José Carlos Charamba Dutra.
Coorientador: Prof. Dr. Alvaro Antonio Ochoa Villa.
Dissertação (Mestrado) – Universidade Federal de Pernambuco. CTG.
Programa de Pós-Graduação em Engenharia Mecânica, 2016.
Inclui Referências e apêndice.

1. Engenharia Mecânica. 2. Absorvedor. 3. Transferência de calor e massa.
4. Brometo de Lítio-Água $LiBr/H_2O$. 5. Refrigeração. I. Dutra, José Carlos Charamba (Orientador). II. Villa, Alvaro Antonio Ochoa (Coorientador). III. Título.

621 CDD (22. ed.)

UFPE/BCTG/2016-176

29 de janeiro de 2016

“MODELAGEM DE UM ABSORVEDOR TUBULAR EM ESPIRAL DE BROMETO
DE LÍTIO-ÁGUA”

AIDA MARELYN AVENDAÑO GALLO

ESTA DISSERTAÇÃO FOI JULGADA ADEQUADA PARA OBTENÇÃO DO
TÍTULO DE MESTRE EM ENGENHARIA MECÂNICA

ÁREA DE CONCENTRAÇÃO: PROCESSOS E SISTEMAS TÉRMICOS

APROVADA EM SUA FORMA FINAL PELO
PROGRAMA DE PÓS-GRADUAÇÃO EM ENGENHARIA
MECÂNICA/CTG/EOP/UFPE

Prof. Dr. JOSÉ CARLOS CHARAMBA DUTRA
ORIENTADOR/PRESIDENTE

Prof. Dr. ALVARO ANTONIO OCHOA VILLA
CO-ORIENTADOR

Prof. Dr. CEZAR HENRIQUE GONZALEZ
VICE-COORDENADOR DO PROGRAMA

BANCA EXAMINADORA:

Prof. Dr. JOSÉ CARLOS CHARAMBA DUTRA (UFPE)

Prof. Dr. ALVARO ANTONIO OCHOA VILLA (UFPE)

Prof. Dr. JORGUE RECARTE HENRÍQUEZ GUERRERO (UFPE)

Prof. Dr. CARLOS ANTÔNIO CABRAL DOS SANTOS (UFPB)

Em memória de meus avós Isabel e Jesus, dos que guardo grandes lembranças e, porque graças a eles tenho a melhor mãe do mundo.

Agradecimentos

Ao programa de Pos-graduação em Engenharia Mecânica da Universidade Federal de Pernambuco pela oportunidade de continuar com minha formação acadêmica.

Ao programa Petrobras de Formação de Recursos Humanos - PFRH-PB03, pelo suporte financeiro, e a formação em equipamentos durante o mestrado

Aos professor Dr. José Carlos Charamba Dutra pelos aportes para minha formação acadêmica, pela orientação e o apoio no mestrado, e pela sua amizade.

Ao professor Dr. Álvaro Ochoa pela orientação e apoio no desenvolvimento do trabalho, e pela sua amizade.

Especial agradecimento ao professor Dr. Claudino Lira, por fazer parte da orientação do trabalho, por seus conselhos, e amizade.

A minha família que apesar da distância estiveram sempre comigo, apoiando-me com este sonho.

A Leonilde, minha mãe, por ser minha professora na vida e por seu grande amor e dedicação.

A Sandra, Fredy, Rick, Billy e Andrés, por todo seu apoio, amor e por ser mais que meus irmãos, meus amigos.

A meu pai Luis e meus sobrinhos, Nico, Nicole, Marian, Cri, Santi, Cata e Sofi por todo o amor e a felicidade que dão a minha vida.

A Carlos Estupiñan Lopez, que me encorajou a seguir um sonho, por seu apoio, cuidados e todo seu amor. Por sua paciência, sua fortaleza, e sua criatividade para solucionar os problemas que se nos prestaram.

A meus demais familiares e amigos na Colômbia, no Brasil, ou em qualquer outro lugar do mundo, que de alguma ou de outra forma estiveram presentes durante esta etapa de minha vida.

“There is a driving force more powerful than steam, electricity and atomic energy: the will.”

(Albert Einstein)

Resumo

O processo de transferência de calor e massa dentro de um absorvedor tubular em espiral de Brometo de Lítio-Água (LiBr/H₂O), resfriado com água em contracorrente, foi simulado usando um modelo matemático não linear. Para a simulação criou-se um programa em Matlab, usando o método numérico iterativo. Na calibração da malha física foram utilizadas condições de trabalho do absorvedor e o coeficiente de transferência de massa efetivo, K_{ef} , obtidos da literatura. O coeficiente de transferência de calor global, U , foi calculado usando a resistência térmica global dentro do absorvedor. Para o cálculo do coeficiente de transferência de massa e de calor da interface solução-vapor se utilizaram correlações de analogia de transferência de calor e massa. As distribuições da temperatura e concentração da solução de LiBr/H₂O, e a temperatura da água de resfriamento ao longo do comprimento do absorvedor foram determinadas utilizando o programa desenvolvido e os resultados obtidos apresentaram uma boa concordância quando comparados com dados reportados na literatura. Finalmente, foi analisada a influência da variação de alguns dos parâmetros, tais como temperatura e vazão de entrada da água de resfriamento, comprimento do absorvedor e material do tubo absorvedor dentro do absorvedor utilizando o programa desenvolvido. Os resultados obtidos mostraram que o programa desenvolvido permite prever o comportamento do processo de transferência de massa e calor dentro do absorvedor em espiral de LiBr/H₂O, além de representar uma ferramenta para o dimensionamento e/ou otimização deste componente.

Palavras-chave: Absorvedor. Transferência de calor e massa. Brometo de Lítio-Água (LiBr/H₂O). Refrigeração.

Abstract

The mass and heat transfer process in a spiral tubular absorber of the Water/Lithium Bromide ($\text{LiBr}/\text{H}_2\text{O}$), cooled with in counter-current, was simulated using a nonlinear mathematical model. For the simulation was developed a program in Matlab, using the iterative numerical method. For the calibration of physical mesh were used absorber working condition and effective mass transfer coefficient, K_{ef} , obtained from the literature. The global heat transfer coefficient, U , was calculated using the global thermal resistance within the absorber. For the calculation of the mass and heat transfer coefficient of the interface vapor-solution are used analogy correlations of mass and heat transfer. The temperature distribution and concentration of $\text{LiBr}/\text{H}_2\text{O}$, and the cooling water temperature along of the length of the absorber were determined using the program developed, and the result obtained showed good agreement when compared to the data reported in the literature. Finally, the influence of the variation the some parameters were analyzed, such as inlet temperature and mass flow of cooling water, length of the absorber and material absorber tube within the absorber using the developed program. The result obtained showed that this program allowed to predict the behavior of the mass and heat transfer process in the absorber spiral of the $\text{LiBr}/\text{H}_2\text{O}$, also represents a tool for the design and/or optimization of this component.

Keywords: Absorber, heat and mass transfer. Water/Lithium Bromide ($\text{LiBr}/\text{H}_2\text{O}$). Refrigeração.

Lista de Figuras

Figura 2. 1: Circuito básico do ciclo de refrigeração por absorção.	26
Figura 2. 2: Sistema de Refrigeração por absorção.	29
Figura 2. 3: Sistema de refrigeração por absorção de duplo efeito de LiBr/H ₂ O.....	31
Figura 2. 4: Esquema representativo de um absorvedor	31
Figura 2. 5: Tipos de Absorvedor.....	32
Figura 2. 6: Conceito de absorvedor constituído por microcanais.	33
Figura 2. 7: Distribuições da temperatura e a concentração par a solução em um absorvedor em contracorrente de LiBr/H ₂ O	38
Figura 3. 1: Esquema do Chiller de absorção onde está instalado o absorvedor tubular em espiral.....	45
Figura 3. 2: Representação gráfica do absorvedor-evaporador	46
Figura 3. 3: Representação do absorvedor em espiral como uma placa plana vertical.	46
Figura 3. 4: Esquema do Modelo físico do absorvedor tubular em espiral.	48
Figura 3. 5: Esquema dos volumes de controle	50
Figura 3. 6: Balance de energia na interface líquido-vapor.....	54
Figura 3. 7 A relação entre a temperatura e a concentração, no equilíbrio, para a solução de LiBr/H ₂ O variando a pressão de vapor.....	56
Figura 3. 8: Pontos utilizados para o cálculo da primeira derivada da função por diferenças finitas.....	59
Figura 3. 9 Representação da malha no modelo físico.	60
Figura 3. 10 Fluxograma da sub-rotina em Matlab	63
Figura 4.1: Esquema das resistências de transferência de calor no absorvedor tubular em espiral.....	69
Figura 4. 2: Distribuição da temperatura de da solução de LiBr/H ₂ O na saída do absorvedor, variando o número de elementos da malha nas simulações	73

Figura 4. 3 Erro porcentual entre as temperaturas da solução de LiBr/H ₂ O na saída do absorvedor entre as simulações, variando os elementos da malha física.	75
Figura 4. 4: Variação da temperatura da solução de LiBr/H ₂ O no absorvedor, com Ta _e = 21°C.....	76
Figura 4. 5: Variação da temperatura da solução de LiBr/H ₂ O no absorvedor, com Ta _e = 23,5°C.....	76
Figura 4. 6: Variação da temperatura da solução de LiBr/H ₂ O no absorvedor, com Ta _e = 25,6°C.	76
Figura 4. 7 Variação da concentração do LiBr na solução dentro do absorvedor, com Ta _e = 21°C	79
Figura 4. 8 Variação da concentração do LiBr na solução dentro do absorvedor, com Ta _e = 23,5°C	79
Figura 4. 9 Variação da concentração do LiBr na solução dentro do absorvedor, com Ta _e = 25,6°C	79
Figura 4. 10 Variação da temperatura da água de resfriamento dentro do absorvedor, com Ta _e = 21°C.	82
Figura 4. 11 Variação da temperatura da água de resfriamento dentro do absorvedor, com Ta _e = 23,5°C.	82
Figura 4. 12 Variação da temperatura da água de refrigeração dentro do absorvedor, com Ta _e = 25,6°C	82
Figura 4. 13: Variação da vazão de Vapor absorvido no absorvedor, com Ta _e = 23,5 °C	83
Figura 5. 1: Variação da temperatura da solução de LiBr/H ₂ O na saída do absorvedor com a variação do comprimento do tubo absorvedor	86
Figura 5. 2: Variação da concentração da solução na saída do absorvedor com a variação do comprimento do tubo absorvedor	86
Figura 5. 3: Variação do calor transferido dentro do absorvedor com a variação da temperatura de entrada da água de resfriamento na saída do absorvedor.....	87
Figura 5. 4: Variação da temperatura da solução de LiBr/H ₂ O com a variação da temperatura de entrada da água de refrigeração na saída do absorvedor.	88
Figura 5. 5: Variação da concentração da solução de LiBr/H ₂ O com a variação da temperatura de entrada da água de resfriamento na saída do absorvedor.....	88

Figura 5. 6: Variação da temperatura da solução de LiBr/H ₂ O com a variação vazão entrada da água de refrigeração na saída do absorvedor.....	89
Figura 5. 7: Variação da concentração da solução de LiBr/H ₂ O com a variação vazão entrada da água de refrigeração na saída do absorvedor.	89
Figura 5. 8 Variação da temperatura da solução de LiBr/H ₂ O variando o material do tubo absorvedor	91
Figura 5. 9 Variação da concentração da solução de LiBr/H ₂ O variando o material do tubo absorvedor	91
 Anexo 1. Figura 1: Densidade da solução de LiBr/H ₂ O a diferentes concentrações	102
Anexo 1. Figura 2: Viscosidade cinemática da solução de LiBr/H ₂ O para diferentes concentrações.....	103
Anexo 1. Figura 3: Espessura do filme da solução de LiBr/H ₂ O para um diâmetro de tubo de 0,01905 m	103
Anexo 1. Figura 4: Calor específico da solução de brometo de LiBr/H ₂ O	104

Lista de Tabelas

Tabela 2. 1: Pares absorvente-refrigerante.	28
Tabela 2. 2: Comparação dos coeficientes de transferência de massa e calor usando diferentes métodos.....	37
Tabela 4.1: Características do absorvedor em espiral.	66
Tabela 4.2: Condições de trabalho do absorvedor.....	67
Tabela 4.3: Variáveis para um absorvedor tubular de LiBr/H ₂ O, simulado como uma placa plana vertical.....	67
Tabela 4.4: Propriedades da solução, da água de resfriamento e dos tubos do absorvedor, usados na calibração da malha física, nas condições dos dados experimentais do teste 1.....	68
Tabela 4.5: Coeficientes de transferência de massa efetivo e de calor global, K _{ef} e U, para o absorvedor em espiral obtidos da literatura.	71
Tabela 4.6: Coeficientes de transferência de calor massa, calculados para o absorvedor em espiral baixo as condições de trabalho da tabela 4.2.	72
Tabela 4.7: Porcentagem de erro para o coeficiente de transferência de calor global, U, calculado para o absorvedor em espiral.....	73
Tabela 4.8: Calibrações da malha física de comprimento com a temperatura da solução na saída do absorvedor, usando as condições de trabalho para o absorvedor os dados do teste 1 da tabela 4.2.....	75
Tabela 4. 9: Porcentagem de erro da temperatura da solução de LiBr/H ₂ O na saída do absorvedor com T _{a_e} = 21°C.....	78
Tabela 4. 10: Porcentagem de erro da temperatura da solução de LiBr/H ₂ O na saída do absorvedor com T _{a_e} = 23,5°C.....	78
Tabela 4. 11: Porcentagem de erro da temperatura da solução LiBr/H ₂ O na saída do absorvedor com T _{a_e} = 25,6°C.....	78
Tabela 4. 12: Porcentagem de erro da concentração do LiBr na solução na saída do absorvedor, com T _{a_e} = 21°C	80

Tabela 4. 13: Porcentagem de erro da concentração do LiBr na solução na saída do absorvedor, com $T_{a_e} = 23,5^{\circ}\text{C}$	81
Tabela 4. 14: Porcentagem de erro da concentração do LiBr na solução na saída do absorvedor, com $T_{a_e} = 25,6^{\circ}\text{C}$	81
Tabela 4. 15 Porcentagem de erro da temperatura de saída da água de resfriamento na entrada do absorvedor, com $T_{a_e} = 21^{\circ}\text{C}$	83
Tabela 4. 16 Porcentagem de erro da temperatura de saída da água de resfriamento na entrada do absorvedor, com $T_{a_e} = 23,5^{\circ}\text{C}$	83
Tabela 4. 17 Porcentagem de erro da temperatura de saída da água de resfriamento na entrada do absorvedor, com $T_{a_e} = 25,6^{\circ}\text{C}$	83
Tabela 4. 18 Porcentagem de erro da vazão de vapor absorvido com $T_{a_e} = 23,5^{\circ}\text{C}$	84
 Tabela 5. 1: Condutividade do material do tubo absorvedor.....	90
Tabela 5. 2: Coeficientes de transferência de calor global, U, para o absorvedor calculados variando o material do tubo absorvedor	90

Nomenclatura

$\omega_{if};$	Fração mássica de LiBr na interface vapor-solução
$\delta_p;$	Espessura da parede do tubo, [m]
$\rho_s;$	Densidade da solução de LiBr/H ₂ O, [kg/m ³]
$\nu_s;$	Viscosidade cinemática da solução de LiBr/H ₂ O, [m ² /s]
$\delta_s;$	Espessura do filme da solução de LiBr/H ₂ O, [m]
μ_a	Viscosidade dinâmica da água de resfriamento, [N.s/m ²]
$a;$	Constante na relação de equilíbrio
$b;$	Coeficiente na relação de equilíbrio [K ⁻¹]
$C_\omega;$	Constante de entalpia [J/kg]
$C_{p_a};$	Calor específico da água de resfriamento, [kJ/kg]
$C_{p_s};$	Calor específico da solução de LiBr/H ₂ O, [kJ/kg]
$C_s;$	Capacidade térmica da solução de LiBr/H ₂ O a fração molar de LiBr constante, [J/(kg.K)]
$d\omega_s;$	Variação na fração molar do LiBr na solução de LiBr/H ₂ O
$dA;$	Diferencial de Área de Absorção, [m ²]
$dEc;$	Variação da Energia cinética do sistema, [W]
$dEp;$	Variação da Energia potencial, [W]
$dh_s;$	Variação da entalpia da solução de LiBr/H ₂ O, [W/(m ² .K)]
$dm_v;$	Variação na taxa de absorção mássica de vapor de água, [kg/s]
$dM_s;$	Variação na vazão mássica da solução de LiBr/H ₂ O, [kg/s]
dQ	Variação do calor transferido ao sistema, [W]
$dQ_{sa};$	Variação na taxa de fluxo de calor por condução da solução de LiBr/H ₂ O para a parede do tubo, [W]
$dT_a;$	Variação na temperatura da água de resfriamento, [K]
$dT_s;$	Variação na temperatura da solução, [K]
dU	Variação da Energia interna do sistema [W]
$dX;$	Comprimento [m]
dW	Variação do trabalho realizado sobre o sistema [W]

D_m ;	Difusividade mássica da solução de LiBr/H ₂ O, [m ² /s]
$f(x_i)$;	Função $f(x)$ avaliada em x_i
$f(x_{i-1})$;	Função $f(x)$ avaliada em x_{i-1}
$f'(x_i)$;	Derivada da função $f(x)$ avaliada em x_i
h ;	Tamanho do passo, comprimento do intervalo no qual a aproximação é feita, $x_i - x_{i-1}$
h_o ;	Coeficiente de transferência de calor desde a interface para a solução de LiBr/H ₂ O, [W/(m.°K)]
h_a ;	Coeficiente de transferência de calor por convecção na água de refrigeração, [W/(m.°K)]
h_{ab} ;	Entalpia de absorção no líquido [J/kg]
h_i ;	Coeficiente de transferência de calor por convecção na solução de LiBr/H ₂ O, [W/(m.°K)]
h_{pv} ;	Entalpia parcial do vapor de água absorvido na interface líquido-vapor [J/kg]
h_s ;	Entalpia da solução de LiBr/H ₂ O [J/Kg]
h_v ;	Entalpia do vapor de água na interface solução-vapor [J/Kg]
k_a ;	Condutividade térmica da água de resfriamento, [W/m.K]
k_p ;	Condutividade térmica da parede do tubo, [W/m.K]
k_s ;	Condutividade térmica da solução LiBr/H ₂ O, [W/m.K]
K_m ;	Coeficiente de transferência de massa desde a interface para a solução de LiBr/H ₂ O, [m/s]
L ;	Largura da placa plana, [m]
M_a ;	Vazão mássica da água de resfriamento, [kg/s]
M_s ;	Vazão mássica da solução de LiBr/H ₂ O, [kg/s]
Nu_a ;	Número adimensional de <i>Nusselt</i> para água de resfriamento
Nu_s ;	Número adimensional de <i>Nusselt</i> para solução
P ;	Pressão do absorvedor, [KPa]
P_0 ;	Pressão de referência, [KPa]
Pr_a ;	Número adimensional de <i>Prandtl</i> para a água de resfriamento
Pr_s ;	Número adimensional de <i>Prandtl</i> para a solução de LiBr/H ₂ O
r ;	Rádio do tubo absorvedor, [m]
Re_a ;	Número adimensional de <i>Reynolds</i> para água de resfriamento
Re_s ;	Número adimensional de <i>Reynolds</i> para a solução

Sc_s ;	Número adimensional de <i>Schmidt</i> para a solução
Sh ;	Número adimensional de Sherwood para a solução
T_a ;	Temperatura da água de resfriamento, [K]
T_{if} ;	Temperatura na interface solução-vapor, [K]
T_s ;	Temperatura da solução de LiBr/H ₂ O, [K]
U ;	Coeficiente global de transferência de calor desde a solução de LiBr/H ₂ O para a água de resfriamento, [W/(m ² K)]

Sumario

1. Introdução.....	20
1.1 Motivação:	22
1.2 Objetivos.....	23
1.2.1 Objetivo Geral	23
1.2.2 Objetivos Específicos:.....	23
1.3 Metodologia	23
1.4 Estrutura da dissertação:	24
2. Fundamentação Teórica	26
2.1 Sistemas de Refrigeração por absorção:	26
2.1.2 Funcionamento do sistema de refrigeração por absorção	29
2.2 Absorvedor do sistema de refrigeração por absorção:	31
2.2.1 Tipos de absorvedores	32
2.3 Revisão Bibliográfica	34
3. Modelagem do Processo de Transferência de Calor e Massa no Absorvedor	44
3.1 Introdução:	44
3.2 O <i>Chiller</i> de absorção	44
3.3 Descrição do problema físico	45
3.4 Hipóteses adotadas.....	47
3.5 Adaptação do absorvedor a um modelo físico:.....	48
3.6 Modelagem matemática do absorvedor	49
3.7 Modelagem Numérica:	59
4. Calibração e Ajuste	66
4.1 Introdução:	66
4.2 Condições de trabalho do absorvedor:.....	66
4.3 Variáveis e propriedades da solução, da água de refrigeração e dos tubos do absorvedor.....	67

4.4	Coeficiente de transferência de calor global, U	68
4.5	Calibração da malha física:	73
4.6	Validação	75
4.6.1	Variação da Temperatura da solução de LiBr/H ₂ O dentro do absorvedor:.....	75
4.6.2	Variação da concentração do Brometo de Lítio (LiBr) na solução de LiBr/H ₂ O dentro do absorvedor	78
4.6.3	Variação da Temperatura da água de resfriamento dentro do absorvedor:.....	81
4.6.4	Variação na vazão de vapor absorvido.....	83
5.	Variação de Parâmetros	85
5.1	Introdução:	85
5.2	Variação do comprimento do tubo do tubo em espiral do absorvedor	85
5.3	Variação da temperatura da água de resfriamento	87
5.4	Variação da vazão da água de resfriamento:.....	89
5.5	Variação do material do tubo absorvedor:	90
6.	Conclusões e Sugestões para Trabalhos Futuros	93
	Referências	96
	Anexo: Propriedades da solução do Brometo de Lítio Água (LiBr/H₂O)	102

1. Introdução

O encontro dos países do G7 em junho do 2015 fixou a meta de redução do 40% até 70% nas emissões dos gases de efeito estufa comparado a 2010. (*Leaders' Declaration G7 Summit*). Investimentos em projetos de eficiência energética contribuem para a redução da emissão dos gases de efeito estufa e do consumo de energia elétrica (CEBDS, 2014). Segundo Flin (2010), um tipo de solução para sistemas energéticos que busca um alto nível de eficiência energética é a cogeração, meio economicamente efetivo de redução dos poluentes do ar, através controle da poluição tradicional conseguida com o tratamento de gases de combustão, fornecendo nenhuma saída rentável e reduzindo a eficiência e a energia de saída do sistema.

A cogeração usa o combustível de uma maneira altamente eficiente. Por exemplo, centrais elétricas grandes de combustíveis fósseis, operam com eficiência típica de 35 até 40%. Por outro lado, centrais de cogeração, tem eficiências operacionais típicas entre 70 até 90%. As centrais de cogeração produzem mais saídas para o mesmo nível de emissões, usando o calor gerado por as centrais de combustíveis fósseis, o qual é normalmente rejeitado. Alternativamente, as centrais de cogeração gerarão mis baixos níveis de emissões de gases de efeito estufa, enquanto os produzidos na mesma saída gerada por centrais de combustíveis fósseis equivalentes.

Uma central de cogeração consiste essencialmente de um sistema de geração de eletricidade e um sistema de recuperação de calor. O sistema de recuperação de calor pode ser usado para retornar o calor de saída para o sistema de geração de eletricidade, para criar vapor de processo, dirigido a unidades de aquecimento ou refrigeração ou para fornecer agua quente.

Quando na cogeração está incluída a refrigeração, a cogeração é conhecida como trigeração. A combinação de aquecimento, refrigeração e geração de energia oferece uma flexibilidade ainda maior para uma central de cogeração. A trigeração geralmente é aplicada em sistemas de ar condicionado de edifícios, mas também tem aplicações potenciais num número de processos industriais em que pode haver aplicações simultâneas e continuas usando aquecimento e refrigeração.

Os sistemas de refrigeração representam um peso crescente no aumento do consumo de energia elétrica em todo o mundo. Em indústrias de alimentos tais como produtos lácteos e frigoríficos, a refrigeração pode ser responsável por cerca de 60% do consumo de energia

elétrica da planta. O considerável aumento do consumo de energia elétrica e escassez na oferta conduzem a aumento significativo de seu preço levando empresas muitas vezes a optarem por investir em sistemas próprios de cogeração (Rosa et al., 2014)

A chave para uma efetiva refrigeração é um dispositivo extra, um *Chiller* de absorção que gera refrigeração do calor que é produzido pelas unidades de cogeração. Um *Chiller* de absorção pode fornecer refrigeração de baixo custo quando são combinados com uma fonte adequada de calor residual. É por isto que estes dispositivos, podem refrigerar a um preço competitivo usando a maioria de sistemas de cogeração.

Os *Chillers* de absorção tiveram seus desenvolvimentos tecnológicos, depois do primeiro choque do petróleo, na década de 70, nos países asiáticos como Japão e China. Depois da crise do petróleo, foi criada em vários países uma legislação que permitia e regulamentava a cogeração e a energia distribuída, gerando incentivos fiscais e financeiros. Essa mudança chegou ao Brasil no início do Século XX, e foi promulgada uma lei criando condições legais para a cogeração e geração distribuída. Neste contexto, surgiram financiamentos para projetos de pesquisa para compressão e absorção de tecnologias de como fazer cogeração com os diversos insumos já utilizados, como é o caso do gás natural e da célula de combustível (Ochoa, 2014).

Em climas tropicais e quentes como no Estado de Pernambuco, a utilização de energia térmica representa um valor elevado no consumo elétrico, devido à utilização de equipamentos de refrigeração por compressão. Este consumo pode ser diminuído mediante o uso de sistemas de refrigeração por absorção que aproveitam o calor rejeitado por processos externos, por queima direta de combustível, e/ou energia solar.

Os sistemas de refrigeração por absorção podem utilizar diferentes pares de refrigerantes-absorventes, como por exemplo o par Brometo de Lítio-Água (LiBr/H₂O) ou a par Amônia-Água (NH₃/H₂O), entre outros. No entanto, este trabalho considera apenas o par LiBr/H₂O, por razões que serão expostas mais adiante.

No *Chiller* de absorção de LiBr/H₂O, o processo de absorção do vapor de água pela solução pobre de Brometo de Lítio (LiBr) ocorre no interior do componente denominado absorvedor, o qual deve ser criteriosamente selecionado e dimensionado de maneira a possuir conformação e regime de operação que reduzem as resistências a transferência de calor e massa.

O desempenho do ciclo de refrigeração do *Chiller* de absorção é altamente dependente da eficiência do absorvedor. Uma baixa taxa de absorção do vapor de água pela solução do LiBr reduz o fluxo do refrigerante que, na pratica vem a reduzir o desempenho geral do ciclo.

Dentro do absorvedor ocorre um processo de transferência de calor e massa simultâneo, o que faz de este um equipamento complexo do *Chiller* de absorção. Um estudo para aumentar a eficiência do absorvedor, precisa da análise combinada destes dois fenômenos.

Segundo Prata (2010), o absorvedor é um componente-chave não só no que diz respeito ao desempenho do ciclo, mas também no que se refere ao custo do equipamento como um todo, o qual é extremamente elevado em decorrência do tamanho e da complexidade existente. Frente a isso, observa-se um grande volume de trabalho de pesquisa, principalmente nas últimas três décadas, envolvendo estudos experimentais e modelagens de absorvedores destinados a *Chillers* de absorção, que buscam configurações, condições de operação e de projeto que minimizem custos e aumentem a eficiência do processo absorptivo.

1.1 Motivação:

Num *Chiller* de absorção, o evaporador e o condensador são essencialmente os mesmos, mas um absorvedor químico e um gerador substituem o compressor. Uma bomba fornece a carga de pressão, mas como a bomba requer muito menos energia da que um compressor necessita, o consumo de energia elétrica é muito menor. O calor de entrada é requerido para separar as soluções que causaram a evaporação, preparadas para reutilização.

O coração do *Chiller* de absorção é o absorvedor, onde os processos de transferência de calor e massa ocorrem simultaneamente entre as faces líquida e vapor. Como o absorvedor é amplamente reconhecido como a parte mais crítica do *Chiller* de absorção, tanto em termos do desempenho do ciclo e o custo, o estudo dos fenômenos que ocorrem no absorvedor têm sido o alvo de uma grande quantidade de pesquisas. A criação de modelos matemáticos úteis para absorvedor provou ser um desafio, devido à natureza complexa e acoplada do fenômeno de transporte de massa e calor que ocorre dentro de este componente do *Chiller* de absorção.

Os trabalhos de pesquisas encontrados na literatura de absorvedores para *Chillers* de absorção nestas três últimas décadas, envolvem estudos experimentais, modelagens matemáticas e simulações numéricas, buscando ótimas configurações, condições de operação e de projeto, para minimizar os custos e aumentar a eficiência do processo de absorção.

Neste estudo o processo de transferência de calor e massa dentro de um absorvedor de LiBr/H₂O tubular em espiral, resfriado com água em contracorrente, foi simulado usando um modelo matemático não linear. As distribuições para a temperatura e a concentração da solução,

e água de resfriamento foram encontradas utilizando o programa desenvolvido para a simulação do modelo matemático, e comparadas com dados na literatura apresentando boa concordância.

1.2 Objetivos

1.2.1 Objetivo Geral

Análise paramétrica da transferência de calor e massa no absorvedor em espiral tubular de um *Chiller* de absorção que utiliza o Brometo de Lítio-Água (LiBr/H₂O) como fluido de trabalho e água como meio de resfriamento.

1.2.2 Objetivos Específicos:

- Fazer um levantamento bibliográfico dos modelos estudados para um absorvedor espiral tubular de um *Chiller* de absorção de LiBr/H₂O;
- Estudar e compreender o processo de transferência de calor e massa que ocorre dentro do absorvedor espiral tubular de um *Chiller* de absorção de LiBr/ H₂O que usa água como fluido de resfriamento;
- Realizar a modelagem matemática do fenômeno de transferência de calor e massa que ocorre dentro de um absorvedor tubular em espiral de um *Chiller* de absorção de LiBr/H₂O com água como meio de resfriamento;
- Desenvolver o programa numérico em Matlab para simular o modelo matemático do absorvedor espiral tubular de um *Chiller* de absorção de LiBr/H₂O;
- Calibrar e validar o programa numérico com os dados encontrados na literatura;
- Verificar a influência dos parâmetros (Temperatura da solução, da água de resfriamento e concentração) em função da variação de variáveis característica como: comprimento do absorvedor, materiais de construção, vazão de operação, e outros.

1.3 Metodologia

O projeto desta dissertação de mestrado foi desenvolvido considerando uma abordagem numérica. Foi desenvolvida uma análise numérica para descrever o processo da absorção de

vapor de água numa solução de Brometo de Lítio-Água (LiBr/H₂O) dentro de um absorvedor que faz parte de uma bancada de um *Chiller* de absorção.

Um modelo matemático foi desenvolvido para este análise. O modelo foi baseado nos balanços de massa e energia no absorvedor. Como parte inicial do processo foi necessária a compreensão do funcionamento do absorvedor, detalhando os principais parâmetros que influenciam no processo de absorção.

Para a validação do modelo foram utilizadas condições experimentais para o absorvedor extraídos da literatura. Foram incluídas as correlações necessárias para o cálculo dos coeficientes de transferência de calor e massa necessários para a análise numérica. Para a obtenção das propriedades termodinâmicas dos fluidos de trabalho foram usadas correlações e gráficas da literatura.

O modelo matemático obtido para o absorvedor, foi um Sistema de três equações Diferenciais de Primeira Ordem Não Lineares, as quais foram transformadas usando o método das diferenças finitas, e solucionadas usando um método numérico iterativo desenvolvido em MATLAB.

Os resultados obtidos foram comparados com a literatura, e foi feita uma variação de parâmetros para verificar a influência destes no processo de absorção dentro absorvedor.

1.4 Estrutura da dissertação:

Neste capítulo 1, foi apresentada a justificativa do trabalho, o objetivo da refrigeração na cogeração, e a importância dos absorvedores nos *Chillers* de absorção. Também é descrita a motivação para a realização do trabalho e os objetivos de mesmo.

O capítulo 2, será dedicado para a fundamentação teórica necessária para o estudo do absorvedor do *Chiller* de absorção e, também é apresentada uma revisão bibliográfica de trabalhos experimentais e de simulação encontrados na literatura, de absorvedores de sistemas de refrigeração por absorção usando diferentes fluidos de trabalho.

O Capítulo 3, apresenta o modelo matemático desenvolvido para o estudo da transferência de calor e massa num absorvedor de LiBr/H₂O usando água como meio de resfriamento e, o modelo numérico utilizado para resolver o sistema de equações não lineares encontrado no modelo matemático.

O capítulo 4 é dedicado a calibração do modelo, onde são apresentadas as condições de trabalho do absorvedor, as correlações usadas para o cálculo dos coeficientes de transferência

de calor e massa, as distribuições encontradas para a temperatura e a concentração da solução de LiBr, e a água de resfriamento dentro do absorvedor estudado. Finalmente é apresentada a comparação dos resultados obtidos com dados da literatura.

No capítulo 5, é analisado o efeito da variação de parâmetros na transferência de massa e calor dentro do absorvedor.

No capítulo 6, são apresentadas as conclusões e uma proposta para trabalhos futuros.

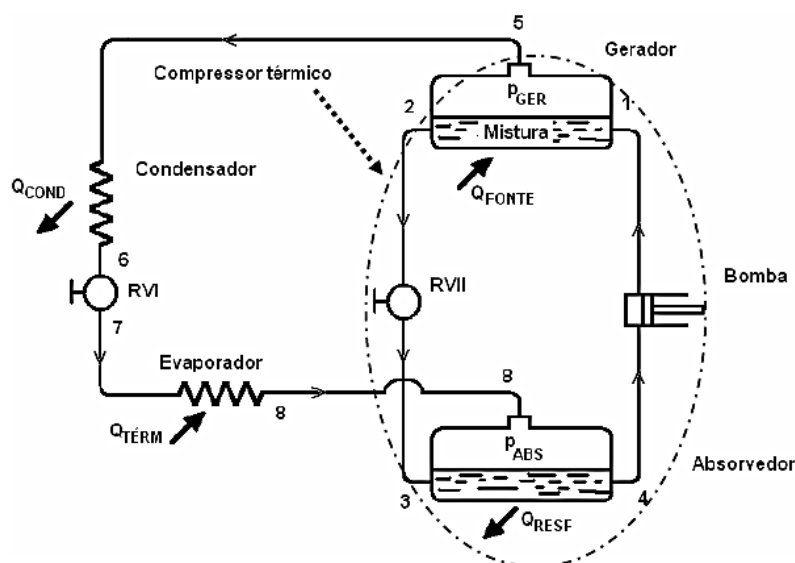
Por último, são apresentadas as referências utilizadas, e os anexos da dissertação.

2. Fundamentação Teórica

2.1 Sistemas de Refrigeração por absorção:

Os sistemas de refrigeração por absorção são essencialmente plantas de compressão de vapor. A elevação da pressão do vapor refrigerante neste tipo de sistemas se deve à combinação de uma fonte de calor e um circuito no qual percorre, por meio de uma bomba, uma solução refrigerante-absorvente. Este conjunto, por fazer a função do compressor é comumente chamado de compressor térmico ou compressor termoquímico (Silva, 2010), composto pelo absorvedor, bomba, válvula de expansão e o gerador, como visualizado na fig. 2.1.

Figura 2. 1: Circuito básico do ciclo de refrigeração por absorção.



Fonte: Silva (2010).

Segundo Ochoa (2014), a capacidade de resfriamento dos sistemas de refrigeração por absorção funciona tanto através da queima de um combustível (o gás natural) como de rejeitos de calor de outros sistemas térmicos (sistemas de cogeração) o qual representa sua vantagem principal. Além disso, a energia elétrica consumida é muito pequena devido às bombas de circulação dos fluidos.

Os sistemas de absorção podem operar com numerosas fontes de calor, entre as principais destacam-se; gases rejeitados por processos de combustão em turbinas e/ou motores

de combustão interna, calor indireto de caldeiras, vapor residual de diferentes processos, fluidos quentes, energia solar, etc. O desempenho dos sistemas de absorção depende fortemente da escolha apropriada dos dois fluidos de trabalho, o primeiro como solução absorvedora (tais como Brometo de Lítio (LiBr), gel) e o segundo como refrigerante (geralmente água ou Amônia (NH₃)).

Em 1859, Ferdinand Carré, obteve a patente da primeira máquina de absorção utilizando NH₃-H₂O, introduzindo assim a primeira unidade de refrigeração por absorção, a qual foi usada para a produção de gelo e conservação de alimentos. Em 1945, os sistemas de absorção de LiBr/H₂O tiveram seu desenvolvimento, sendo amplamente utilizados em condicionamento de ar em grandes edifícios.

Segundo ASHRAE (1981), as substâncias que compõem o par refrigerante-absorvente devem atender umas certas características para ser adequadas ao emprego em sistemas de absorção, as quais são:

- **Afinidade:** o absorvente deve ter grande afinidade química pelo refrigerante nas condições em que o processo de absorção ocorre. Isto reduz a quantidade de absorvente que circula e, conseqüentemente, minimiza o desperdício de energia devido aos efeitos de variação de temperatura. Além disso, o tamanho do trocador de calor que transfere calor do absorvente para a solução refrigerante-absorvente pode ser reduzido. Por outro lado uma elevada afinidade está associada como uma elevada entalpia de diluição tendo como consequência um consumo adicional de energia (na forma de calor) no gerador para separar o refrigerante do absorvente.
- **Relação de Volatilidades:** o refrigerante deve ser muito mais volátil que o absorvente, de forma a permitir a separação das duas substâncias facilmente.
- **Entalpia de Vaporização/Condensação:** as entalpias de vaporização e condensação do refrigerante devem ser elevadas, para que as vazões de refrigerante e absorvente possam ser reduzidas ao mínimo possível.
- **Pressão:** é desejável que as pressões de operação sejam moderadas, já que pressões elevadas requerem o emprego de equipamentos com paredes espessas, e pressões muito baixas (vácuo) demandam equipamentos volumosos, bem como dispositivos especiais para reduzir a perda de carga nos escoamentos de refrigerante na fase vapor.
- **Viscosidade:** os fluidos devem ter baixa viscosidade para promover os processos de transferência de calor e massa, bem como reduzir problemas com bombeamento dos fluidos.

- **Ausência de fase sólida:** o par refrigerante-absorvente não deve formar uma fase sólida na faixa de composições e temperaturas nas condições de operação do sistema de absorção pois isto poderia ocasionar parada do equipamento.
- **Estabilidade:** a estabilidade química deve ser praticamente absoluta pois os fluidos são submetidos a condições severas durante os vários anos de operação do sistema. Eventuais instabilidades podem resultar na formação de substâncias danosas como gases, sólidos ou substâncias corrosivas.
- **Corrosão:** é particularmente importante que os fluidos de trabalho ou qualquer substância resultante da instabilidade química não ataquem os materiais empregados no sistema de absorção. Inibidores de corrosão são geralmente empregados.
- **Segurança:** os fluidos de trabalho não devem ser tóxicos e nem substancialmente inflamáveis caso o sistema seja operado em ambiente ocupados por pessoas. Para aplicações industriais este requisito é menos crítico.

Alguns dos pares refrigerantes-absorventes utilizados são apresentados na tabela 2.1.

Tabela 2. 1: Pares absorvente-refrigerante.

ABSORVENTE		REFRIGERANTE	
<i>Nome</i>	<i>Fórmula</i>	<i>Nome</i>	<i>Fórmula</i>
Água	H ₂ O	Amônia Metilamina Aminas alifáticas	NH ₃ CH ₃ NH ₂
Brometo de Lítio	LiBr	Água	H ₂ O
Cloruro de Lítio	LiCl	Metanol	CH ₃ OH
Ácido Sulfúrico	H ₂ SO ₄	Água (H ₂ O)	H ₂ O
Hidróxido de Sódio	NaOH		
Hidróxido de Potássio	KOH		
Nitrato de Lítio	LiNO ₃	Amônia	NH ₃
Sulfocianeto de Amônia	NH ₄ SCN		
Tetracloroetano	C ₂ H ₂ Cl ₄	Cloreto de Etila	C ₂ H ₅ Cl
Tetraetileno Glicol Dimetil Éter	C ₄ H ₁₀ O ₃	Cloreto de Metila	CH ₃ Cl
Óleo de Parafina	C _n H _{2n+2} , n>20)	Tolueno	C ₆ H ₅ CH ₃
		Pentano	C ₅ H ₁₂
Glicol Etílico	C ₂ H ₆ O ₂	Metil Amina	CH ₃ NH ₂
Éter Dimetílico ou	C ₂ H ₆ O	Diclorometano	CH ₂ Cl ₂

Fonte: Prata (2012)

No sistema que usa mistura de LiBr/H₂O, a água será o refrigerante em quanto o Brometo de Lítio (LiBr) será o absorvente. E nos sistemas que usam a mistura de H₂O/NH₃, a água será o absorvente e Amônia (NH₃) será o fluido refrigerante.

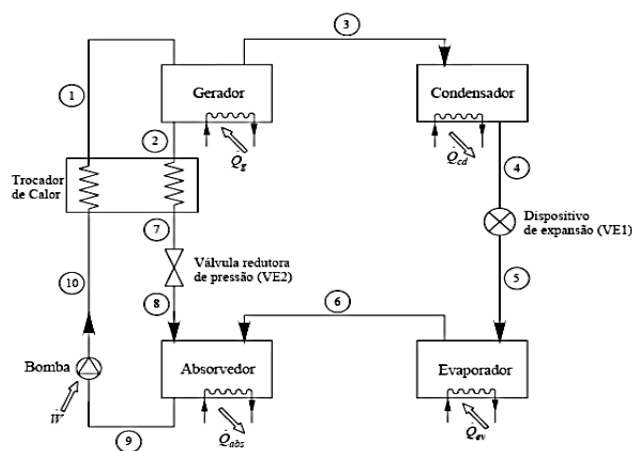
As misturas ou soluções de H₂O/NH₃ e LiBr/H₂O, são quimicamente falando, misturas binárias e dependem do sistema em questão, um dos componentes da mistura agirá como

refrigerante e ou outro como absorvente. A composição da mistura é usualmente expressa por sua fração mássica, frequentemente chamada de concentração e, quando o fluido refrigerante evapora a partir da solução, seu vapor recebe o nome de solução concentrada. Quando o vapor é novamente absorvido pela solução, ele é chamado de solução diluída. Alguns autores se referem à parte líquida em vez do vapor e chamam de solução forte a solução líquida enriquecida no absorvedor e a solução fraca a solução que sai do gerador (Silva 2010).

Por ser o LiBr não tóxico, e usado para o condicionamento de ar. A vantagem principal do uso de LiBr/H₂O é o uso de retificadores nos ciclos de resfriamento, e a água como absorvente evitando o problema da cristalização para uma faixa de temperatura. Não entanto, os problemas inerentes ao uso do LiBr/H₂O têm feito que o design eficiente de sistemas de refrigeração por absorção seja todo um desafio.

2.1.2 Funcionamento do sistema de refrigeração por absorção

Figura 2. 2: Sistema de Refrigeração por absorção.



Fonte: Ochoa (2014).

O ciclo de funcionamento por absorção é semelhante ao ciclo de refrigeração por compressão. A diferença fundamental está no processo de compressão, substituído pela compressão térmica (gerador, trocador de calor da solução e o absorvedor), representado pelo processo 1-2-3-6-7-8-9-10 na fig 2.2.

O ciclo começa com a saída do refrigerante do evaporador (Estado 6), entrando na câmara absorvedora (absorvedor), onde o refrigerante entra em contato com outro fluido, reagindo uma mistura de solvente e refrigerante, e formando uma solução com alta

concentração de refrigerante (Estado 9). O processo 9-10 ocorre um aumento de energia na solução através de uma bomba aumentando a pressão e temperatura da solução.

No Estado 1 a solução é conduzida para a câmara geradora (gerador), onde o refrigerante é separado da solução, processo este conhecido como dessorção. Este processo é possível devido ao fornecimento de energia térmica (Q_g) à solução. Nesse processo a maior parte do refrigerante é vaporizado, restando uma solução pobre ou com pequena concentração de refrigerante (Estado 2), a qual é encaminhada ao absorvedor por meio da redução de pressão na válvula redutora de pressão (processo 7-8). Geralmente usa-se um trocador de calor entre o gerador e absorvedor com a finalidade de melhorar o COP (coeficiente de desempenho) do ciclo por absorção. A transmissão de calor ocorre entre o fluido quente que sai do gerador e o fluido frio que sai do absorvedor para o gerador (processos 10-1 e 2-7).

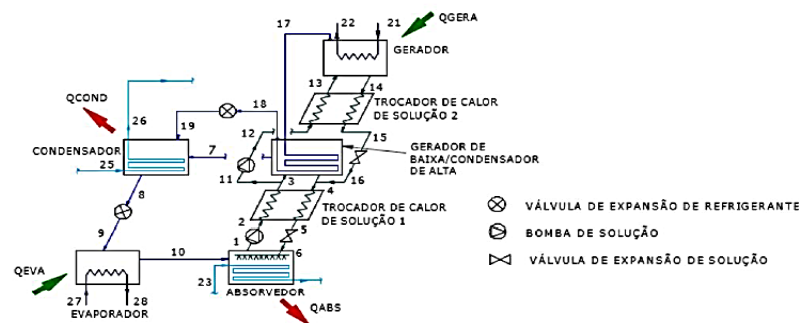
Na saída do gerador (Estado 3) o refrigerante é liberado com alta temperatura e pressão, entrando no condensador, no qual, o vapor do refrigerante, perde calor (Q_{cd}) no trocador, sendo então condensado (Estado 4). Seguidamente ocorre uma redução de pressão e temperatura (Estado 5), através da válvula de expansão. Depois de uma queda brusca de pressão, o refrigerante se dirige ao evaporador na forma de vapor e outra parte líquida. No evaporador ocorre troca de calor (Q_{ev}), saindo refrigerante em forma de vapor saturado para o absorvedor (Estado 6). Seguidamente, o refrigerante, em forma de vapor entra no absorvedor, no qual, ocorre basicamente a transferência de calor (Q_{abs}) e a transferência de massa. Finalmente o ciclo começa novamente com a saída da solução do evaporador (Estado 6).

O sistema descrito anteriormente é um sistema de refrigeração por absorção de simples efeito, o qual possui um estágio de aquecimento do fluido de trabalho. Esse estágio é constituído pelos trocadores de calor: absorvedor, condensador, trocador de calor da solução, gerador e o evaporador; as unidades redutoras de pressão e as bombas de circulação dos fluidos. No funcionamento deste sistema, calor é fornecido ao gerador (entrada de energia) e ao evaporador (remoção de energia para o resfriamento). No condensador e absorvedor calor é removido do sistema. O coeficiente de desempenho é definido como a fração entre a energia removida para o resfriamento (calor removido no evaporador) e a energia fornecida ao sistema de absorção (energia do gerador) (Ochoa, 2014).

Sistemas de absorção de duplo foram desenvolvidos com o objetivo de aumentar a eficiência do ciclo respeito à que fornecem os sistemas de simples efeito. Diferem desde o ponto de vista estrutural principalmente pela presença de dois geradores de vapor refrigerante, em lugar de um só. Esta configuração permite maior produção de refrigerante que se traduz numa

melhora na eficiência da máquina. Para atingir este propósito, o calor fornecido ao ciclo precisa de um nível térmico maior que nos sistemas de simples efeito. Graças a este nível térmico superior, o vapor refrigerante produzido no primer gerado (denominado de alta temperatura) será capaz de provocar a ebulição do refrigerante contido na dissolução que circula por o segundo gerador (denominado de baixa temperatura). Por isso, enquanto para os sistemas de absorção de simples efeito é suficiente uma fonte térmica a 70-90°C, nos sistemas de duplo efeito a fonte térmica pode atingir, e mesmo ultrapassar, os 150°C (Marcos, 2008). A figura 2.3 é um exemplo de uma possível configuração para o sistema de absorção de duplo efeito de LiBr/H₂O com queima direta de gás natural e com fluxo em paralelo.

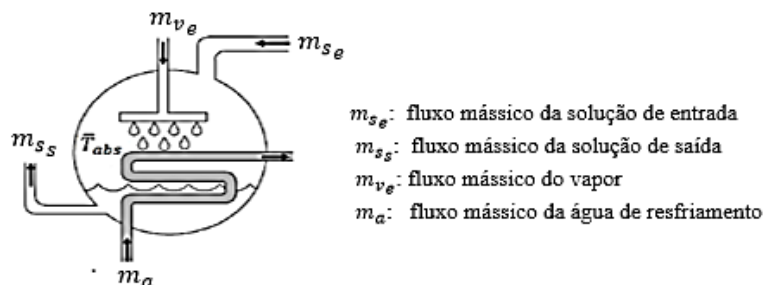
Figura 2. 3: Sistema de refrigeração por absorção de duplo efeito de LiBr/H₂O.



Fonte: Ochoa (2014).

2.2 Absorvedor do sistema de refrigeração por absorção:

Figura 2. 4: Esquema representativo de um absorvedor



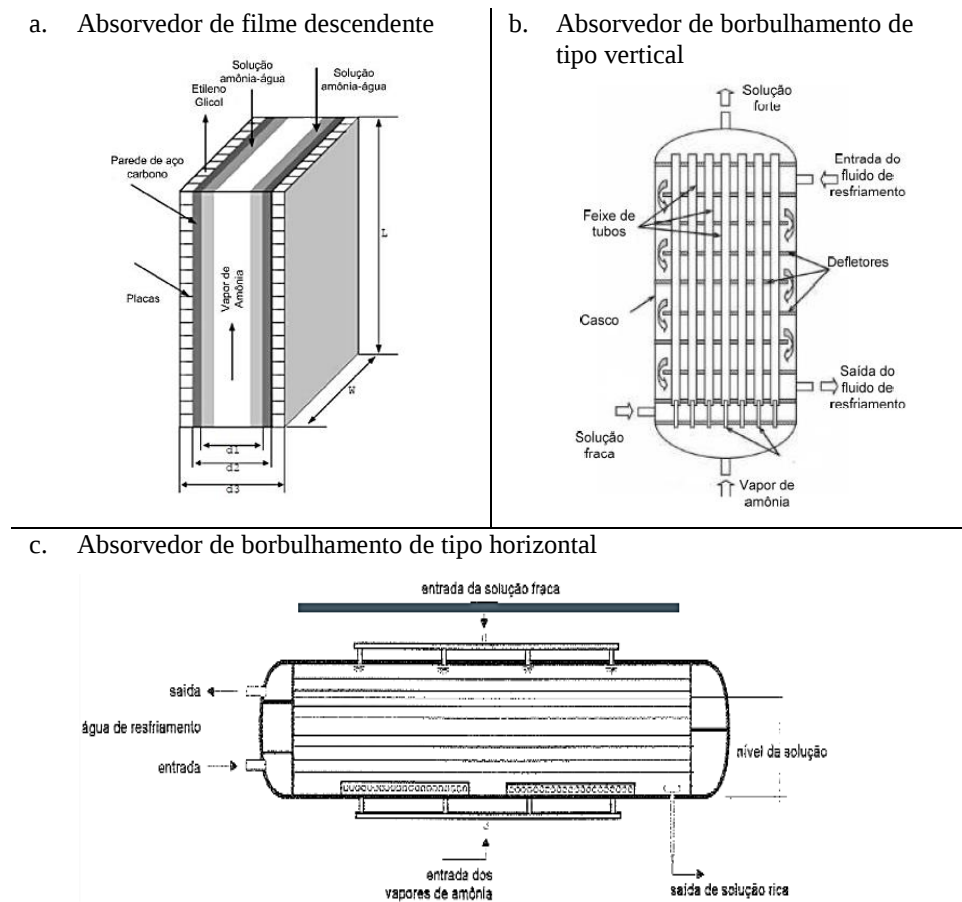
Fonte: Adaptado de Ochoa (2014).

Um dos principais componentes de uma máquina de refrigeração por absorção é o absorvedor e é este componente quem dita, frequentemente, o desempenho do sistema. O processo de absorção que ocorre no interior deste componente é extremadamente complexo.

Num sistema de refrigeração por absorção, o absorvedor tem como função principal reduzir a concentração do absorvente proveniente do gerador, diluindo-o no vapor de refrigerante originado no evaporador. Neste equipamento ocorrem dois processos simultâneos, a transferência de calor no trocador e a transferência de massa para a solução a alta concentração do absorvente. Na figura 2.4 é mostrada a representação esquemática do absorvedor. O processo neste equipamento inicia, logo após, a formação de vapor no gerador do sistema.

2.2.1 Tipos de absorvedores

Figura 2. 5: Tipos de Absorvedor



Fonte: PRATA (2012)

O contato líquido-gás nos sistemas de absorção ocorre, normalmente através de sprays típicos, bandeja, ou torres empacotadas. Diversas configurações de absorvedores têm sido estudadas devida a necessidade de elevar as taxas de transferência de calor e massa, e a exigência de componentes mais compactos e eficientes. Dentro dos tipos de absorvedores mais

estudados, destacam-se os que operam em regime de filmes descendentes e os que operam em regime de bolhas.

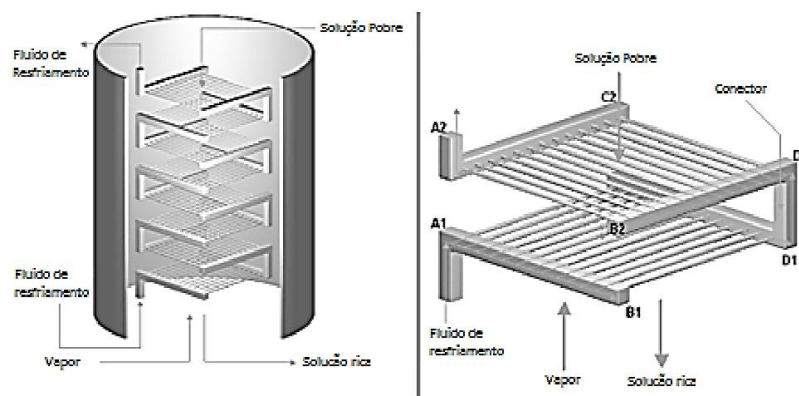
Consideráveis números de estudos têm sido realizados sobre absorção de gás em filmes de líquidos com diferentes regimes de fluxo, geometrias e condições de contorno. (Grossman, 1983). Na figura 2.5 são apresentados três tipos de absorvedores, de filme descendente, borbulhamento de tipo vertical e tipo horizontal.

Os absorvedores de filme descendente (fig 2.5a.) possuem altos coeficiente de transferência de calor e massa e são bastante estáveis durante a operação. Possuem problemas associados à dispersão de fase líquida, necessitando de adequados distribuidores na região de entrada do fluxo líquido no equipamento (Kang et al, 2000).

O absorvedor de borbulhamento de tipo vertical utiliza colunas, nas quais a solução pobre escoa em contracorrente ou paralelamente ao vapor, e o fluido de resfriamento escoa pelo lado externo da coluna (fig 2.5b.).

O absorvedor de casco e tubos é o absorvedor mais empregado dentro dos absorvedores que operam em regime de borbulhamento ou tipo de bolha (fig 2.5c.). O fluido de resfriamento escoa no interior dos tubos, e na carcaça a solução ocupa em torno do 85% do volume. A solução pobre é aspergida pela parte de cima do trocador e o vapor injetado na parte de abaixo na forma de bolhas, o que permite grande área de contato entre as duas fases.

Figura 2. 6: Conceito de absorvedor constituído por microcanais.



Fonte: Prata (2012)

Existem ainda, os absorvedores de leito empacotado ou de recheio (fig 2.6), menos comuns em refrigeração, muito em função da elevada perda de carga imposta ao escoamento em seu interior, sendo mais usados em processos de separação. Segundo Prata (2012), são absorvedores que, por conta de sua estrutura interna não possibilitam a presença de elementos

trocadores de calor em seu interior, dificultando assim a remoção de calor proveniente do processo de absorção.

2.3 Revisão Bibliográfica

As pesquisas encontradas na literatura geralmente são de absorvedores que envolvem filmes de líquidos descendente, por causa de seu potencial para uma alta taxa de transferência de calor e massa com mínimas quedas de pressão, com escoamento laminar completamente desenvolvido, numa dimensão. Na maioria dos estudos, o refrigerante e a solução absorvente estão em configuração de contracorrente dentro do absorvedor.

Nos estudos encontrados, usadas algumas hipóteses gerais para simplificar o processo de absorção, entre estas estão:

- Absorção em regime permanente,
- Sistemas a pressão a pressão constante,
- Equilíbrio termodinâmico na interface líquido vapor,
- Transferência de massa devida somente ao gradiente de concentração, efeitos de temperatura e gradientes de pressão são negligenciados,
- Difusão de calor e massa na direção do fluxo da solução são insignificantes
- Nenhum vapor não condensável

A maioria de modelos encontrados usam a seguinte metodologia para o estudo do processo de transferência de massa e calor dentro do absorvedor:

1. Realizar uma resolução das equações de energia e difusão
2. Estabelecer as condições de contorno de equilíbrio na interface de líquido-vapor.
3. Calcular dos coeficientes de transferência de calor e massa, obtidos do modelo acoplados definido e da abordagem *LMD* (*Logarithmic mean difference*).
4. Solucionar o modelo com um analítico ou um numérico (geralmente, *Runge Kutta*, *Newton-Raphson*, *Gauss Siedel*)

Segundo Prata (2012) a maioria de modelos analíticos é baseada na metodologia originalmente desenvolvida por Colburn & Drew (1937), adequada para o análise do processo de condensação ou absorção de misturas binárias quando a taxa é elevada ou a diferença de temperatura entre o vapor e o fluido de resfriamento é alta. Em qualquer uma dessas situações, é usada hipóteses que existe mistura perfeita na fase líquida, porque o processo será dominado pelo lado do vapor. A temperatura na interface é calculada, usando a hipóteses de que a

concentração do líquido na interface seja igual a concentração no seio do líquido. A concentração de vapor na interface é necessária para calcular a taxa de absorção. As equações Colburn & Drew (1937), para a transferência de massa e calor são aplicáveis localmente, sendo a análise local necessária em função da não uniformidade da composição em ambas fases. Em geral a concentração no seio do fluido irá também a mudar ao longo do absorvedor.

Um resumo das pesquisas de absorvedores para sistemas de refrigeração por absorção, encontrados na literatura é mostrado a seguir:

Grossman (1983), desenvolveu um modelo para a análise do processo de transferência de calor e massa, na absorção de vapor em líquidos de filme laminar. Foram calculados os coeficientes de transferência de calor e massa para duas condições típicas na parede: uma parede a temperatura constante e uma parede adiabática. A relação de equilíbrio entre a temperatura e a concentração encontrada foi linear, e o calor de absorção constante. O número de *Sherwood* (Sh_s) é calculado, para a transferência de massa da interface líquido-vapor para a solução do filme, e o número de *Nusselt* (Nu_s) para a transferência de calor a partir da interface para a solução, e da solução para a parede.

Patnaik *et al* (1993), apresentaram um modelo para um absorvedor de tubo vertical de LiBr/H₂O. Os coeficientes de transferência de massa e calor empregados foram extraídos da literatura. O modelo incorporou informação sobre os fluxos laminar-ondulados. Nos resultados é mostrada uma falta de equilíbrio na região de entrada do absorvedor, devido a instabilidades numéricas, as quais foram resolvidas com a introdução de um fator de amortecimento, baseado em considerações físicas.

Ibrahim & Vinnicombe (1993), descreveram as equações para o comportamento de um absorvedor filme descendente. As equações são solucionadas numericamente usando um método híbrido, combinando uma solução analítica com o método das diferenças finitas. O desempenho teórico do absorvedor é obtido em termos da efetividade de absorção, o número de unidades de transferência e a relação da capacidade do líquido de refrigeração. Do estudo foi concluído que o desempenho do absorvedor pode ser melhorado pelo aumento da taxa do fluxo do refrigerante, e/ou a área de contato para a transferência de massa e calor.

Kim & Kang (1995), investigaram experimentalmente a absorção de vapor de amônia no interior de um tubo vertical com comprimento de 80 cm. Os autores calcularam os números de Nu_s e de Sh_s a partir de dados experimentais para faixas de número de *Reynolds* (Re_s) de 11,25 a 75. Os resultados obtidos foram comparados calculados com os obtidos por Chun & Seban (1971) e Ohm & Kashiwagi (1993).

Tsai & Perez (1998), desenvolveram um modelo para prever os limites teóricos para melhorar a transferência de massa num absorvedor de filme descendente de LiBr/H₂O em contracorrente, assumindo mistura perfeita. São usados o método numérico *Runge-Kutt* e a técnica da *Bisseção* na solução do modelo. Foi obtido que a maior o número de Re_s , maior é a taxa de absorção, mas existe um valor assintótico para o número de Re_s , e para uma melhoria do desempenho do absorvedor, o filme da solução deve ser misturado com uma boa técnica de melhora ativa que seja rentável, ao longo da vida útil desta, de manutenção livre e de fácil implementação.

Selim & Elsayed (1999), desenvolveram um modelo matemático para quantificar a transferência de massa no interior de um absorvedor de leito compactado de NH₃/H₂O. O modelo foi usado para derivar um coeficiente de transferência de massa, baseado na concentração no meio líquido.

Kang et al (2000) apresentam a modelagem de um absorvedor com trocador de calor de placas, no qual o filme da solução de NH₃/H₂O é descendente em contracorrente com o vapor de NH₃. No referido estudo, utiliza-se como fluido de resfriamento etilenglicol (C₂H₆O₂) escoando no interior das placas.

Killon & Garimella (2001), fizeram uma revisão do desenvolvimento de modelos matemáticos para o fenômeno de transferência de massa e calor acoplados que ocorre durante a absorção de filme descendente para os pares de fluidos de trabalho de LiBr/H₂O e NH₃/H₂O. O foco principal do artigo são os modelos analíticos e numéricos, excluindo os trabalhos experimentais na área. Na revisão foi encontrado que absorvedores de filme descendente apresentam maior potencial para uma alta taxa de transferência de calor e massa com mínimas quedas de pressão.

Miller & Keyhani (2001), desenvolveram um estudo da transferência de massa e calor para um absorvedor de filme descendente vertical. São usados Fósforos termográficos, para medir o perfil de temperatura ao longo do comprimento do tubo teste de absorção. No estudo é encontrado que o gradiente de concentração na direção do fluxo é aproximadamente constante, o que permite usar a aproximação de fluxo constante para encontrar a vazão mássica e a carga mássica de absorção.

Tsern *et al.* (2001), pesquisaram as características de desempenho de uma unidade de tubos gêmeos, paralelos de absorvedores-evaporadores e, determinaram os coeficientes de transferência de massa e calor globais do sistema. O método de analogia, entre a transferência de massa e calor adjacente a superfície do filme, é utilizado para calcular a temperatura e a

concentração da interface do filme absorvente. Do estudo é concluído que, a diferença entre a concentração de entrada e saída do filme absorvente, incrementa bruscamente a medida que o número de Re_s de entrada aumenta, mas a taxa de transferência de calor total do absorvedor decresce. A taxa de absorção global, a taxa de transferência de calor total e a diferença de concentração entre a entrada e saída do filme absorvente, incrementam com a pressão de operação.

Garimella (2003), estudo a tecnologia da miniaturização em absorvedores de NH_3/H_2O em filme descendente em contracorrente. Essa tecnologia utiliza tubos de comprimento e diâmetro bastante reduzidos (microcanais), localizados numa espécie de matriz associada a várias outras matrizes empilhadas verticalmente.

Islam *et al* (2003), estudaram a transferência de massa e calor acoplado para um absorvedor de $LiBr/H_2O$ de filme descendente. Foram calculados os coeficientes de transferência e calor, com o modelo acoplado e a abordagem *LMD* (*Logarithmic mean difference*). No estudo é concluído que, o coeficiente de transferência de calor do interior da solução para a parede, incrementa com o aumento da vazão da solução, enquanto os coeficientes de transferência de massa e calor da interface para o interior da solução são menos sensíveis as variações. Todos os coeficientes de transferência incrementam com a elevação da temperatura da água de refrigeração. Na tabela 2.2, são apresentados os diferentes coeficientes de transferência de massa e calor obtidos com as comparações feitas pelos autores, mostrando diferenças, que são explicadas devido principalmente aos diferentes potenciais de transferência de calor e massa de condução usados, e a diferença na maneira como as quantidades da abordagem *LMD* (*Logarithmic mean difference*) foram definidas pelos autores.

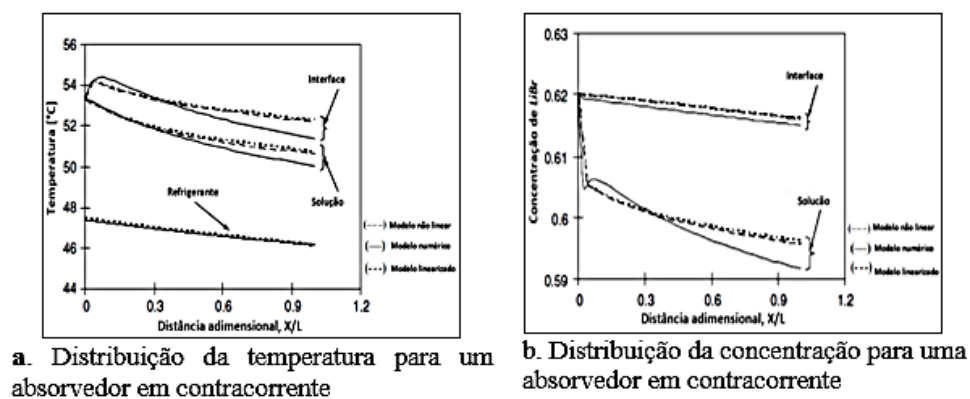
Tabela 2. 2: Comparação dos coeficientes de transferência de massa e calor usando diferentes métodos.

Procedimento de análise de dados	Teste 1		Teste 2	
	U [W/(m.K)]	K _{ef} [kg/(m ² .s)]	U [W/(m.K)]	K _{ef} [kg/(m ² .s)]
Miller & Perez-Blanco	517,0	0.0888	569.4	0.09055
Hoffmann et al.	234,0	---	240.2	---
Cosenza & Vliet	247,5	---	259.7	--
Deng & Ma	799,4	0.01904	691.2	0.01835
Yoon et al.	1856,5	0.01911	2240.3	0.01835
Miller & Keyhani	213,8	0.05179	220.9	0.07446
Islam <i>et al.</i>	$h_i = 1468$	$K_{ef} = 0.01953$	$h_i = 1828$	$K_{ef} = 0,01847$ $K_o = 0,02200$
	$h_o = 1539$	$K_o = 0.02329$	$h_o = 1453$	
	$U = 852$		$U = 838$	

Fonte: ISLAM et al., (2003)

Islam *et al.* (2004), desenvolveram um modelo linearizado para transferência de calor e massa acoplada num absorvedor de LiBr/H₂O de filme descendente, resfriado em contracorrente com água. A precisão do modelo é estabelecida por comparação com um modelo não-linear e uma simulação numérica. Os coeficientes de transferência de calor e massa são calculados usando dados experimentais. O método numérico de *Newton-Raphso* e o de *Runge Kutta* são usados para a solução das equações. No estudo é verificado que, número Nu_s global e o número de Sh_s para absorvedores tubulares, incrementam com o incremento do número de Re_s do filme, e a temperatura de entrada da água de refrigeração. Na figura 2.7, podem ser observadas as predições da distribuição da temperatura e a concentração para a solução absorvente através do absorvedor, calculadas no estudo.

Figura 2. 7: Distribuições da temperatura e a concentração par a solução em um absorvedor em contracorrente de LiBr/H₂O



Fonte: Adaptado de ISLAM et al. (2004).

Fernandes-Seara *et al.* (2005), realizaram uma análise dos processos de transferência de calor e massa durante a absorção da Amônia em água em um absorvedor vertical tubular de correntes paralelas, com água como meio de resfriamento. O modelo desenvolvido leva em conta os diferentes padrões de escoamento (agitado, pistonado e borbulhante), preditos experimentalmente nesse tipo de processo de absorção dentro de tubos verticais. Na resolução das equações do modelo é usado o método das diferenças finitas.

Islam *et al.* (2006), apresentaram um modelo simplificado para a transferência de calor e massa acoplada de um absorvedor em contra-fluxo, o qual é comparado com um modelo numérico de fluxo turbulento. São obtidos os coeficientes de transferência de massa e calor, a distribuição de temperatura do fluido e a concentração no absorvedor. Foi concluído que, a eficiência do absorvedor depende da transferência de massa e calor, e da razão de capacidade

dos fluidos, sendo independente das variações nas condições de operação do absorvedor. As correlações de transferência de massa e calor foram desenvolvidas para os coeficientes de transferência de massa e calor.

Bohra (2007) apresenta o estudo experimental de um absorvedor casco-tubo horizontal, operando em regime de película descendente com o par $\text{NH}_3/\text{H}_2\text{O}$. Água fria escoava no interior dos tubos e a solução pobre é aspergida do lado do casco na parte superior por um distribuidor, enquanto o vapor é injetado na parte inferior.

Kyung *et al* (2007), desenvolveram um modelo para absorção de água em $\text{LiBr}/\text{H}_2\text{O}$, em um tubo horizontal liso, usando três diferentes regimes de fluxo: filme descendente em torno do tubo, formação de gota na parte inferior do tubo e, queda de gota entre tubos. No regime de filme descendente, a variação da temperatura através do filme apresenta um perfil altamente não-linear. O cálculo em torno do tubo mostra que, o caso de absorção sub-resfriada ocorre imediatamente uma vez que a solução entra no tubo. O cálculo ao longo dos três regimes de escoamento indicou a importância do regime de formação de gota, para a predição do desempenho da absorção em que a temperatura, a fração mássica e a taxa de fluxo variam consideravelmente neste regime.

Islam (2008), descreve uma análise experimental e teórica do processo de transferência simultânea de calor e massa, que acontece nos absorvedores de sistemas de refrigeração de $\text{LiBr}/\text{H}_2\text{O}$, onde os efeitos das principais variáveis de operação são investigados experimentalmente. Um modelo matemático que leva em conta os detalhes geométricos do escoamento da solução e do refrigerante é desenvolvido seguindo a análise tradicional dos trocadores de calor para obter a informação adicional ao respeito do absorvedor.

Ali & Schwerdt (2009), realizaram uma pesquisa experimental e analítica das características e propriedades de uma membrana utilizada para o design de um absorvedor compacto para um *Chiller* de absorção de $\text{LiBr}/\text{H}_2\text{O}$. O principal foco do estudo foram os fatores de influência sobre a vazão de vapor de água transferida, dentro da solução de $\text{LiBr}/\text{H}_2\text{O}$, em canais estreitos confinados em condições de vácuo, com também as propriedades limites para a utilização em absorvedores de design compacto. Os resultados indicaram que, as características da membrana para esta aplicação são: alta permeabilidade ao vapor de água, característica hidrofóbica para a solução aquosa, com elevada pressão de entrada do líquido para evitar a molhabilidade dos poros da membrana, e não condensação capilar de vapor de água, para evitar bloqueio de poros.

Castro *et al.* (2009), modelaram absorvedores de filme descendente e de bolhas de $\text{NH}_3/\text{H}_2\text{O}$ resfriados com ar para aplicações de baixa capacidade. Os modelos são validados com dados experimentais obtidos a partir de um dispositivo teste, e resultados numéricos publicados por outros pesquisadores de outro modelo. Um estudo paramétrico é feito para ar condicionado e refrigeração numa aplicação móvel aproveitando os gases de escape de um motor. O absorvedor de bolhas apresenta melhor desempenho que o de filme descendente.

Islam *et al* (2009), realizaram uma simulação numérica da absorção de vapor numa solução aquosa de $\text{LiBr}/\text{H}_2\text{O}$, na intenção de investigar os efeitos de ondas solitárias. A simulação é baseada num método de diferenças finitas. Ondas solitárias são geradas por perturbação periódica da fronteira de entrada. Os resultados mostram que a onda solitária produz recirculação na solução, e está recirculação movimenta o refrigerante e enriquece a solução de LiBr na interface e aumenta a absorção. Os resultados da simulação foram comparados com um filme liso, e mostraram que um filme ondulado proporciona uma taxa de absorção mais elevada que um filme liso.

Kim & Ferreira (2009), propõem um método para determinar os coeficientes de transferência de massa e calor de dados experimentais, e sua aplicação é demonstrada por reprocessamento de dados de dois estudos experimentais relatados na literatura. Os resultados mostraram que alguns dados experimentais foram mal interpretados por métodos convencionais, e os erros eram desprezíveis unicamente quando o fluxo de calor e massa eram pequenos, o que está de acordo com o fato que a soluções analíticas obtidas aproximasse as equações convencionais de transferência de calor e massa logarítmicas em tais condições

Bo *et al.*(2010), investigaram numericamente a absorção num filme descendente de uma solução aquosa de LiBr , usando o pacote de software de dinâmica de fluidos computacionais do FLUENT. O coeficiente de transferência de calor foi assumido constante. Os resultados numéricos obtidos indicaram que o perfil de temperatura é exponencial, e seus gradientes são elevados, devido ao distinto efeito do calor associado com absorção na interface, e o efeito de refrigeração da água de resfriamento para a parede em pequenas distâncias no escoamento. Quando a distância do escoamento aumenta, o perfil é quase linear e, a vazão de absorção de calor e massa atinge um máximo na região de entrada.

Niu *et al.* (2010), desenvolveram experimentos de absorção de $\text{NH}_3/\text{H}_2\text{O}$ em filme descendente, usando campos magnéticos sob variadas condições de funcionamento. Dos resultados obtidos foi concluído que o campo magnético com a mesma direção que o filme

descendente aumenta a absorção, e o campo magnético em direção contrária diminuía a absorção de $\text{NH}_3/\text{H}_2\text{O}$

Kim & Ferreira (2010), desenvolveram as equações de eficiência, para absorvedores em filme descendente de não voláteis, com solução e meio de resfriamento em contracorrente. No estudo é mostrado como a termodinâmica da mistura e a teoria do filme podem ser usadas para simplificar o problema, para dar soluções de autovalor para os perfis de temperatura e concentração. Os resultados indicam que o processo de transferência em um absorvedor é impulsionado por duas forças de condução, isto é, a diferença de temperatura entre a solução e o a água de resfriamento e o desvio inicial da solução de seu estado de equilíbrio. Equações de eficiência assintótica foram derivados para alguns casos limites, para mostrar como se aproximam a seus equivalentes em transferência de calor de única fase e processos de absorção isotérmica.

Harikrishnan *et al.* (2011), investigaram as características de transferência de calor e massa de um absorvedor de R134a (1,1,1,2-tetrafluoroetano) absorvido pela solução de R134a-DMAC (N, N-dimetilacetamida). O absorvedor é composto de tubos horizontais dispostos como banco de tubos, onde fluia a solução. Foi estudado o efeito da velocidade do fluxo da solução, a vazão e a temperatura do líquido de resfriamento, e a concentração do R134a. Nos resultados é encontrado que, para uma vazão da solução baixa e uma vazão do meio de resfriamento alta, a temperatura da solução decrece. Os coeficientes de transferência de calor e massa aumentam com o incremento da vazão da solução. Um aumento na temperatura de entrada do meio de resfriamento, incrementa o coeficiente de transferência de calor global, e num decréscimo no coeficiente global de transferência de massa.

Lee *et al.* (2012), investigaram a transferência de calor e massa num absorvedor de tubo horizontal de filme descendente de $\text{NH}_3/\text{H}_2\text{O}$. Um banco de tubos foi instalado numa carapaça que permitiu as medições transferência de calor e massa, e o acesso óptico para a visualização do fluxo. O absorvedor foi instalado numa bancada de um *Chiller* de ensaio, fabricado para obter as condições de operação reais do absorvedor tendo em conta a influência dos outros componentes no sistema. Os ensaios foram realizados variando a concentração da solução na entrada, para diferentes pressões nominais no absorvedor e vazões da solução. Os coeficientes de transferência de massa e calor foram calculados e comparados com a literatura.

Suresh & Mani (2013), desenvolveram uma pesquisa experimental e numérica para o estudo da transferência de calor e massa do na solução de tetrafluoroetano (R134a) e da dimetilformamida (DMF), num absorvedor compacto de bolha de um sistema de refrigeração

por absorção de 1 TR de capacidade. Foram usados trocadores de placas como componentes do sistema. Verificou-se no estudo que a transferência de calor e massa efetiva no absorvedor é melhor para baixas razões de circulação e altas temperaturas no gerador.

Nabil *et al.*(2014), descrevem o processo dentro de um absorvedor tubular em espiral de LiBr/H₂O, representado como um filme descendente e fluidos em contracorrente. São usados um não-linear e outro não linear. A solução dos modelos é obtida utilizando o método iterativo de *Gauss Siedel*.. É demonstrado que, para número de Re_s usualmente baixos ($Re_s \leq 10$), o modelo não linear aproxima-se melhor ao comportamento global do absorvedor que o modelo linear. No estudo verificou-se que, se a temperatura de entrada da água de refrigeração diminui melhora o processo de absorção, resultando num incremento do coeficiente de transferência de massa efetivo global e no fluxo de massa do vapor total absorvido.

Nabil *et al.*, (2014) (a), realizaram uma modelagem local fina da transferência de calor e massa para um absorvedor tubular em espiral de LiBr/H₂O. São estudadas as três regiões de escoamento presentes no absorvedor: a região de filme descendente existente no tubo, no qual circula a água de resfriamento, a região de formação de gotas no fundo do tubo e, a região de gotas em queda livre entre os tubos espaçados. Com a simulação numérica desenvolvida é destacada a importância dos regimes de formação e queda de gota para melhorar o processo de absorção, quando as gotas são consideradas completamente misturadas. O modelo é avaliado usando dados experimentais de um absorvedor tubular em espiral de um *Chiller* de absorção de duplo efeito.

Li *et al* (2014), apresentam o estudo da absorção de LiBr/H₂O, numa coluna de filme descendente, com absorção adiabática. O coeficiente de transferência de massa para diferentes condições é definido e calculado. Uma correlação experimental do coeficiente de transferência de massa é desenvolvida como uma função da difusividade mássica e o diâmetro da coluna. A configuração da coluna descendente provou ter bom desempenho, e ser uma alternativa para os absorvedores já existentes.

Zhang *et al* (2015), simularam o processo de absorção de LiBr/H₂O, com meio de resfriamento de filme descendente, no software de simulação comercial CFD-FLUENT. Os resultados da simulação indicam que houve um número de Re_s ótimo, o qual conduz para uma vazão de massa máxima média na interface. No estudo é obtido que, o coeficiente de transferência de massa local é máximo na entrada, rapidamente ao longo da direção do fluxo aproximando-se a um valor constante. Os coeficientes de transferência de massa locais

aumentam com o aumento do número de Re_s , enquanto os coeficientes de transferência de calor apresentaram a tendência oposta.

Nos estudos apresentados acima, é mostrado que para aumentar a eficiência do absorvedor de um sistema de refrigeração, independente dos fluidos de trabalho deve ser feita uma análise do processo de transferência de massa e calor que ocorre no absorvedor. Além disso a modelagem feita deve se ter em conta o acoplamento dos processos de transferência de massa e calor.

Baseado nas pesquisas encontradas, nos próximos capítulos deste trabalho é apresentado o modelo desenvolvido para o estudo do processo de transferência de calor e massa dentro de um absorvedor de vapor de água usando uma solução de Brometo de lítio e água como fluido de resfriamento, que faz parte de um Chiller de absorção de Brometo de Litio-Água (LiBr/H₂O). No estudo também é analisada a influência da variação das condições paramétricas do absorvedor.

3. Modelagem do Processo de Transferência de Calor e Massa no Absorvedor

3.1 Introdução:

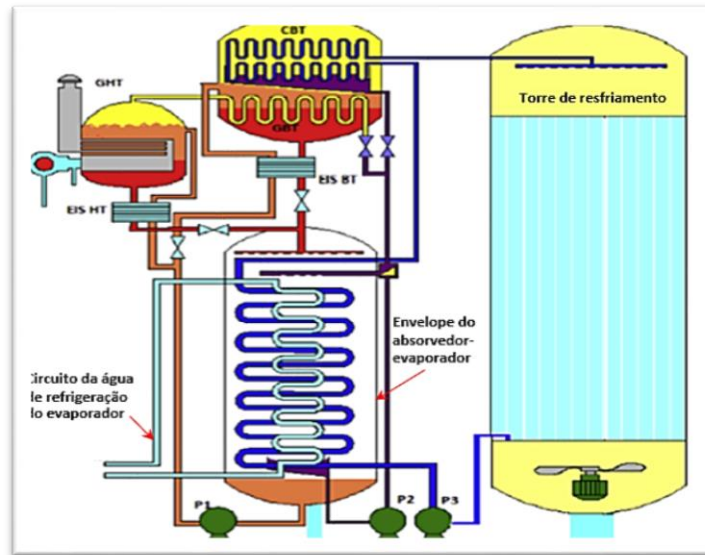
O objetivo do capítulo é apresentar o modelo desenvolvido para a análise do processo de transferência de calor e massa acoplados, para descrever a absorção de vapor numa solução LiBr/H₂O dentro de um absorvedor tubular em espiral, que usa água como meio de resfriamento, e faz parte de uma bancada de um *Chiller* de absorção. Uma descrição do *Chiller* de absorção onde está instalado o absorvedor é apresentada, o modelo físico que adotado para o absorvedor e as hipóteses que foram necessárias para a simulação. Seguidamente é desenvolvido o modelo matemático de acordo com a física do problema, e aplicado o método numérico sobre as equações obtidas, para determinar a variação da temperatura e a concentração da solução, a variação da temperatura da água de resfriamento dentro do absorvedor, e são mostradas as diferentes considerações necessárias para simulação do absorvedor.

3.2 O *Chiller* de absorção

O *Chiller* é uma máquina refrigeração por absorção de dobre efeito, com condensadores duplos, como mostrado na fig. 3.1. Usa LiBr/H₂O como fluido de trabalho e gás como combustível para abastecer o gerador de alta temperatura (GHT). O refrigerante em fase líquida (água destilada) deixa o condensador para o evaporador através de uma válvula de expansão. Uma rápida vaporização ocorre usando o calor da água de resfriamento. O vapor do refrigerante produzido passa através do absorvedor onde este é absorvido pela solução pobre de LiBr. A solução diluída obtida é dividida dois fluxos. Um fluxo alimenta o gerador de alta temperatura (GHT), enquanto o segundo fluxo chega ao gerador de baixa temperatura (GBT). A solução rica entra em ebulição no gerador de alta temperatura (GHT) onde produz vapor de água. Este vapor passa ao gerador de baixa temperatura (GBT) onde parte de este é condensado. O calor produzido serve para vaporizar a solução rica que alimenta o (GBT). O vapor de água produzido no (GBT) chega ao condensador de baixa temperatura (CBT) onde se encontra com o vapor

residual produzido no gerador de alta temperatura (GHT). O vapor resultante é condensado pela água da torre de resfriamento, em seguida deixa o condensador (CBT) para o evaporador e um novo ciclo começa.

Figura 3. 1: Esquema do *Chiller* de absorção onde está instalado o absorvedor tubular em espiral



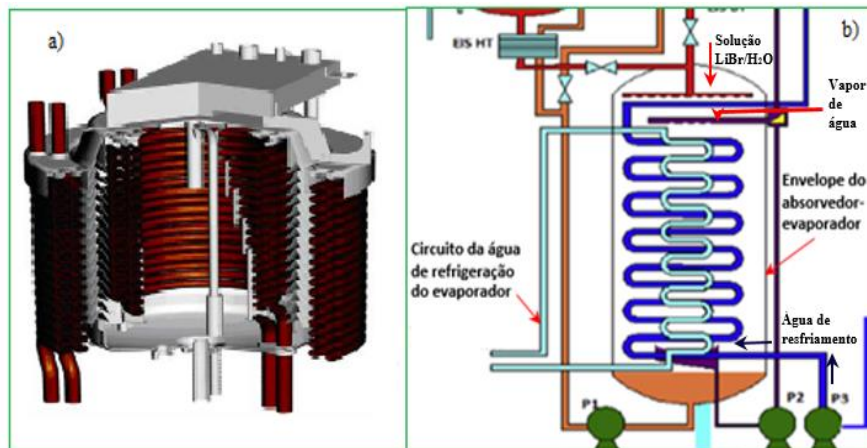
Fonte: NABIL et al. (2014)

3.3 Descrição do problema físico

Como explicado anteriormente o evaporador e o absorvedor estão incorporados num único envelope, e estão constituídos por tubos em forma de espiral (Fig. 3.2). Nesta configuração o evaporador forma o circuito interno e o absorvedor forma o circuito externo. Este arranjo reduz o volume total dos trocadores e permite uma melhor qualidade de absorção.

Na figura 3.2a) observa-se a seção longitudinal do envelope absorvedor-evaporador. O absorvedor está constituído por duas filas de tubos de cobre em forma de espiral. Cada fila consiste de 17 tubos com 1,9 m de comprimento desenvolvido e 19 mm de diâmetro exterior. O conjunto está contido num envelope de aço. Consequentemente, as únicas quantidades mensuráveis são aquelas na entrada e na saída do absorvedor. Na figura 3.2b), a solução de LiBr/H₂O concentrada e o vapor de água são pulverizados desde a parte superior do absorvedor formando um filme com o vapor de água sobre os tubos em espiral que formam o absorvedor. A água de resfriamento entra pela parte de abaixo do absorvedor e escoar dentro dos tubos, e a absorção ocorre na parte externa destes tubos.

Figura 3. 2: Representação gráfica do absorvedor-evaporador

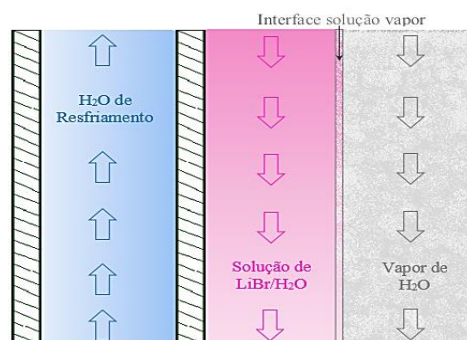


a) Seção longitudinal do envelope absorvedor-evaporador, b) Diagrama dos fluxos dentro do absorvedor

Fonte: Adaptado de NABIL et al. (2014)

Como o diâmetro externo dos tubos em espiral do absorvedor é muito menor que o comprimento, o processo de transferência de calor e massa que ocorre dentro do absorvedor pode ser simplificado como uma placa plana vertical, onde o fluxo da solução absorvente e do fluido de resfriamento estão em contracorrente, como descrito na fig. 3.3.

Figura 3. 3: Representação do absorvedor em espiral como uma placa plana vertical.



Fonte: Adaptado de ISLAM et al. (2004)

Dentro do absorvedor a concentração da solução de LiBr/H₂O decresce ao longo da direção de fluxo da solução como resultado da absorção de vapor de água. O calor da absorção que é gerado na absorção de vapor pela solução de LiBr/H₂O, é acoplado com o calor transferido entre a solução de LiBr/H₂O e água de resfriamento, dando origem à variação da temperatura ao longo do eixo longitudinal em ambos fluidos.

Consequentemente dentro do absorvedor, temos um problema de transferência de massa e calor acoplados; no qual é preciso conhecer o comportamento axial das temperaturas dos dois fluidos, da solução de LiBr/H₂O e da água de resfriamento, e a concentração da solução, formando o conjunto de equações governantes do processo.

3.4 Hipóteses adotadas

O processo de transferência de calor e massa no absorvedor em espiral representado como uma placa plana, será modelado baseado nas seguintes suposições:

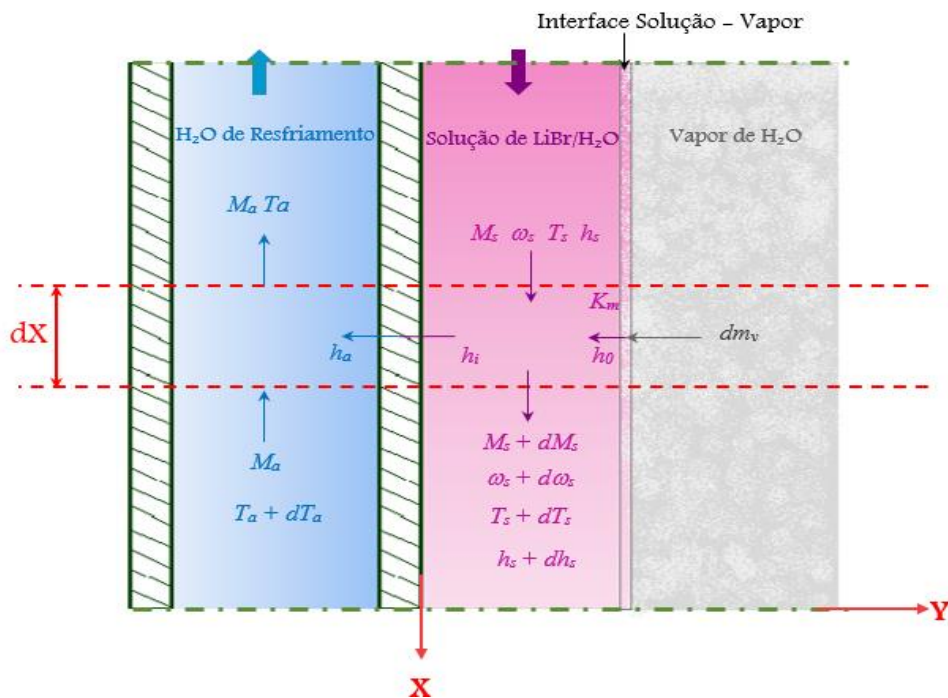
- i. Condições de Estado Estacionário;
 - ii. O problema é reduzido para uma dimensão, variação das propriedades de fluxo na direção vertical-x;
 - iii. O filme da solução é tratado como um meio semi-infinito para transferência de calor e massa
 - iv. O vapor é monofásico;
 - v. Um dos componentes do absorvente é não volátil;
 - vi. As soluções são newtonianas e as propriedades físicas são constantes em relação à temperatura e a concentração
- As seguintes magnitudes são assumidas como constantes:
- vii. O calor específico da água de resfriamento e da solução, usando o valor médio entre a entrada e a saída do absorvedor. Essas suposições segundo Islam (2004) são justificáveis pelo aumento relativamente pequeno na vazão mássica da solução de LiBr/H₂O na saída do absorvedor.
 - viii. Outras propriedades termofísicas da água de resfriamento (desde que sua temperatura permaneça quase constante);
 - ix. O coeficiente de transferência de calor na água de resfriamento no lado do tubo, devido aos perfis de velocidade e temperatura plenamente desenvolvidos;
 - x. O calor de absorção;
- Além disso,
- xi. O filme descendente é laminar ou laminar ondulado;
 - xii. Pressão de equilíbrio existe na interface vapor-solução;
 - xiii. O perfil de temperatura da solução é linear em relação à coordenada transversal;
 - xiv. O vapor continua com pressão (que é a pressão de absorção) e temperatura uniforme;

- xv. O arraste de vapor no filme descendente é desprezível
- xvi. O calor transferido desde a solução para o vapor é desprezível

3.5 Adaptação do absorvedor a um modelo físico:

Na figura 3.4 é mostrado o esquema do modelo físico que será usado para representar o processo de absorção no absorvedor. Neste modelo está incluída a variação na vazão mássica da solução do LiBr/H₂O, dM_s , devido a absorção do vapor de água, e a transferência de massa e calor desde a interface liquido-vapor para o filme da solução de LiBr/H₂O está representada por o coeficiente de transferência de calor, h_o , e o coeficiente de transferência de massa, K_m . (Islam et al., 2004 e 2006 e Kyunga et al., 2007).

Figura 3. 4: Esquema do Modelo físico do absorvedor tubular em espiral.



Adaptado de NABIL et al. (2014)

No modelo físico o coeficiente de transferência de calor da solução de LiBr/H₂O para a parede do tubo é h_i , e o coeficiente de transferência de calor desde parede do tubo para a água de resfriamento é h_a . O coeficiente de transferência de calor global desde a solução de LiBr/H₂O para a água de resfriamento é representado por U .

Em Grossman (1983) e Patnaik et al. (1993) podem ser encontradas variações destes coeficientes para um filme laminar descendente. E nos trabalhos experimentais e teóricos de Yüksel e Schlünder (1983), foram definidos coeficientes de transferência de calor e massa similares.

3.6 Modelagem matemática do absorvedor

O modelo matemático será desenvolvido a partir do balanço de massa e balanço de energia aplicados a um volume elementar, considerando coordenadas cartesianas como mostrado na figura 3.4, e tendo em conta as hipóteses adotada. Para o estudo da transferência de massa e calor dentro do absorvedor, são consideradas três variáveis independentes, a temperatura da água de resfriamento, T_a , a temperatura da solução de LiBr/H₂O, T_s e a concentração ou fração mássica de Brometo de Lítio (LiBr) na solução (ω_s). De acordo com a figura 3.4, o diferencial de área de absorção, dA , pode ser expressado em função do diferencial de comprimento, dX , com largura L , como:

$$dA = LdX \quad (3.1)$$

Com:

$$L = 2\pi R \quad (3.2)$$

Onde:

dA ; diferencial de Área de Absorção, [m²]

L ; largura da placa plana, [m]

dX ; Comprimento, [m]

R ; raio do tubo absorvedor, [m], valor constante

Na figura 3.5 tem-se dois volumes de controle de comprimento dX derivados do esquema do modelo físico do absorvedor (fig. 3.4), um ao redor só da seção do filme descendente da solução LiBr/H₂O, sinalizado na figura por ABCD, e outro volume de controle incluindo a água de resfriamento sinalizado na figura por BCEH. Aplicando a primeira lei da termodinâmica no volume de controle infinitesimal ABCD de comprimento dX da figura 3.5, em estado estacionário tem-se:

$$dQ = dU + dEc + dEp + dW \quad (3.3)$$

Onde:

dEc ; Variação da Energia cinética do sistema, [W]

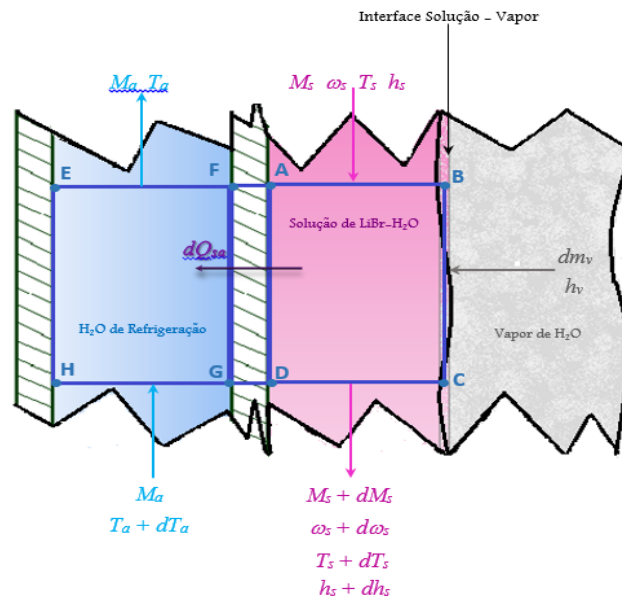
dEp ; Variação da Energia potencial, [W]

dU Variação da Energia interna do sistema, [W]

dQ Variação do calor transferido ao sistema, [W]

dW Variação do trabalho realizado sobre o sistema, [W]

Figura 3. 5: Esquema dos volumes de controle



Adaptado de PATNAIK et al. (1993)

Dentro do absorvedor, não há mudanças de energia cinética nem potencial, e não é aplicado trabalho sobre os fluidos. O balanço do calor no volume de controle ABCD, do lado só da solução só depende do calor de convecção entrando e saindo de ABCD para a solução pela absorção do vapor de água que, está representado a mudança da energia interna da solução e a energia interna entrando pelo vapor absorvido. E para balancear essa mudança de energia, calor é conduzido através da parede do tubo da água de resfriamento, dQ_{sa} . Assim equação de conservação de energia (equação (3.3)) no lado da solução de LiBr/H₂O fica como:

$$dQ_{sa} = M_s h_s - (M_s + dM_s)(h_s + dh_s) + h_v dm_v \quad (3.4)$$

Onde:

M_s ; vazão mássica da solução de LiBr/H₂O, [kg/s]

- h_s ; entalpia da solução de LiBr/H₂O, [J/kg]
 h_v ; entalpia do vapor de água na interface solução-vapor, [J/kg]
 dm_v ; variação na taxa de absorção mássica de vapor de água, [kg/s]
 dM_s ; variação na vazão mássica da solução de LiBr/H₂O, [kg/s]
 dh_s ; variação da entalpia da solução de LiBr/H₂O, [W/(m².K)]
 dQ_{sa} ; variação na taxa de fluxo de calor por condução da solução de LiBr/H₂O para a parede do tubo, [W]

No volume de controle volume de controle ABCD, no lado do filme da solução de LiBr/H₂O (fig. 3.5), há transferência de massa desde a interface do líquido-vapor para a solução de LiBr/H₂O pela absorção do vapor de água. Não há transferência de massa entre a solução e água de resfriamento, só transferência de calor. A taxa de fluxo de massa da água de resfriamento, M_a , mantém-se constante e é, por tanto, um parâmetro de funcionamento no modelo. Logo, aplicando a equação de conservação de massa no lado da solução de LiBr/H₂O é obtida a seguinte equação:

$$(M_s + dM_s) = dm_v + M_s \quad (3.5)$$

Simplificando a equação (3.5) temos que a variação da vazão da solução de LiBr/H₂O é igual à variação de vapor de água absorvido:

$$dM_s = dm_v \quad (3.6)$$

A carga de calor de absorção infinitesimal, dQ_{sa} , que é o calor transferido por condução pela solução de LiBr/H₂O para a água de resfriamento pode ser expressado na forma convencional com o produto do coeficiente de transferência de calor global, U que depende das resistências térmicas, com a diferença da temperatura entre a solução e a água de resfriamento. Com base na área de superfície externa esta relação é:

$$dQ_{sa} = U(T_s - T_a)LdX \quad (3.7)$$

Onde:

- U ; coeficiente global de transferência de calor desde a solução de LiBr/H₂O para a água de resfriamento, [W/(m².K)]
 T_s ; temperatura da solução de LiBr/H₂O, [K]

T_a ; temperatura da água de resfriamento, [K]
 dA ; diferencial de Área de Absorção, [m²]

Combinando as equações (3.4) com as equações (3.6) e (3.7), a equação de conservação de energia do lado da solução fica como:

$$U(T_s - T_a)LdX = M_s h_s - (M_s + dM_s)(h_s + dh_s) + h_v dM_s \quad (3.8)$$

Reorganizando a equação (3.8), a equação de conservação de energia do lado da solução fica como:

$$U(T_s - T_a)L = (h_v - h_s) \frac{dM_s}{dX} + M_s \frac{dh_s}{dX} - \frac{dM_s}{dX} \frac{dh_s}{dX} \quad (3.9)$$

Segundo Islam (2004) o aumento da vazão mássica da solução de LiBr/H₂O na saída do absorvedor é relativamente pequeno, é dizer que em um comprimento infinitesimal dX a variação da vazão mássica da solução dM_s é muito pequena e por tanto a variação da entalpia é muito pequena também. Devido a isto o termo final da equação (3.8) pode ser desprezível, e sabendo pela equação (3.6), do balance de massa do lado da solução, que a variação da vazão da solução de LiBr/H₂O é igual a variação do vapor de água absorvido, a equação de conservação de energia no volume de controle do lado da solução de LiBr/H₂O, pode ser expressada sob a seguinte forma:

$$UL(T_s - T_a)L = h_{vs} \frac{dm_v}{dX} - M_s \frac{dh_s}{dX} \quad (3.10)$$

Com:

$$h_{vs} = h_v - h_s \quad (3.11)$$

Onde:

h_{vs} ; diferença entre a entalpia do vapor de água e da solução de LiBr/H₂O, [J/Kg]

Na equação (3.10), a entalpia da solução de LiBr/H₂O, h_s , é uma função da temperatura, T_s , e a concentração da solução, ω_s , como:

$$h_s = f(T_s, \omega_s) \quad (3.12)$$

Derivando a função da entalpia, h_s , com relação a temperatura e a concentração da solução, T_s e ω_s , é obtida a seguinte expressão:

$$dh_s = \left. \frac{\partial h_s}{\partial T_s} \right|_{\omega_s} dT_s + \left. \frac{\partial h_s}{\partial \omega_s} \right|_{T_s} d\omega_s \quad (3.13)$$

Onde:

ω_s ; fração mássica de LiBr na solução de LiBr/H₂O

Substituindo a equação da derivada entalpia da solução, dh_s , (3.13), na equação de conservação da energia do lado da solução de LiBr/H₂O, (3.10), é obtida a seguinte forma:

$$U(T_s - T_a)L = h_{vs} \frac{dm_v}{dX} - M_s C_s \frac{dT_s}{dX} - M_s C_\omega \frac{d\omega_s}{dX} \quad (3.14)$$

Com:

$$C_s = \left(\frac{\partial h_s}{\partial T_s} \right)_{\omega_s} \quad (3.15)$$

$$C_\omega = \left(\frac{\partial h_s}{\partial \omega_s} \right)_{T_s} \quad (3.16)$$

Onde:

C_s ; capacidade térmica do LiBr/H₂O a fração molar de LiBr constante, [J/(kg.K)]

dT_s ; variação na temperatura da solução, [K]

C_ω ; constante de entalpia, [J/kg]

$d\omega_s$; variação na fração molar do LiBr na solução de LiBr/H₂O

Na equação (3.14) é necessário conhecer a expressão para o incremento de massa absorvida, ou seja a variação na taxa de absorção de vapor, dm_v , a qual pode ser expressada em termos do coeficiente de transferência de massa, K_m , (fig. 3.4), como:

$$dm_v = K_m \rho_s L (\omega_s - \omega_{if}) dX \quad (3.17)$$

Onde:

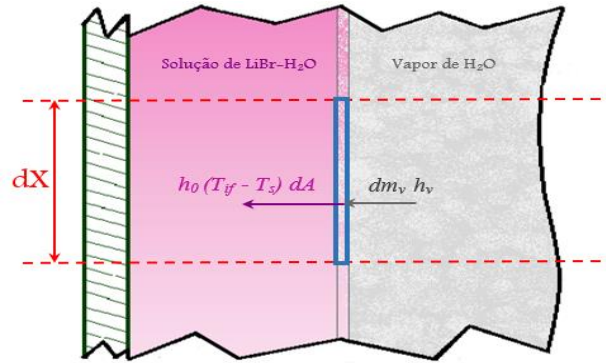
K_m ; coeficiente de transferência de massa desde a interface para a solução, [m/s]

ρ_s ; densidade da solução de LiBr/H₂O [Kg/m³]

ω_{if} ; fração mássica de LiBr na interface vapor-solução

Na equação (3.17) devemos encontrar a expressão para a concentração na interface ω_{if} . Para condição da interface da solução-vapor ou interface liquido-vapor, se deve considerar um pequeno volume de controle infinitesimal fino de comprimento dX , envolvendo a interface, como mostrado na fig. 3.6.

Figura 3. 6: Balance de energia na interface líquido-vapor



Adaptado de TSAI e PEREZ (1998)

Realizando um balance de energia no volume controle da figura 3.6, e obtida a equação de conservação de energia para a interface liquido-vapor:

$$dm_v h_v = dm_v h_{pv} + h_0 (T_{if} - T_s) L dX \quad (3.18)$$

Onde:

h_{pv} ; entalpia parcial do vapor de água absorvido na interface liquido-vapor, [J/kg]

h_0 ; coeficiente de transferência de calor na interface liquido-vapor para a solução de LiBr/H₂O, [W/(m².K)]

T_{if} ; temperatura na interface solução-vapor [K]

A entalpia parcial de vapor de água absorvido na interface h_{pv} , é função da temperatura e a concentração da interface (Islam et al, 2004).

Combinando a equação (3.17) a variação na taxa de absorção de vapor, dm_v , expressada em termos do coeficiente de transferência de massa, K_m , com a equação (3.18) a equação da conservação de energia na interface liquido-vapor, é obtida a condição na interface liquido-vapor como:

$$K_m \rho_s (\omega_s - \omega_{if}) h_{ab} L dX = h_0 (T_{if} - T_{sb}) L dX \quad (3.19)$$

Com:

$$h_{ab} = h_v - h_{pv} \quad (3.20)$$

Onde:

ω_{if} ; fração mássica de LiBr na interface vapor-solução

h_{ab} ; entalpia de absorção no liquido, [J/kg]

h_{pv} ; entalpia parcial do vapor de agua absorvido na interface liquido-vapor, [J/kg]

A entalpia do vapor de água na interface liquido-vapor, h_v , é uma função da temperatura na interface, T_{if} , e a pressão do absorvedor, P .

Segundo Islam et al. (2006), para o range da variação da temperatura na interface encontrado nos sistemas práticos a variação de $(h_v - h_{pv}) = h_{ab}$, é aproximadamente 0,8%. Portanto no presente modelo se deve avaliar a entalpia de absorção no liquido, h_{ab} , na temperatura média.

Para o intervalo relativamente estreito de condições sobre as quais operam um absorvedor pratico, é assumido que a concentração, ω_{if} , e a temperatura do absorvente, T_s , do LiBr/H₂O na solução, estão em equilíbrio na interface liquido-vapor para a pressão de vapor, P_v , constante (Ibrahim E Vinnicombe, 1993), expressa como:

$$\omega_{if} = f(T_{if}) \quad (3.21)$$

A relação de equilíbrio entre a temperatura e a concentração (eq. (3.21)), para a pressão de vapor particular, será conhecida pela combinação vapor/absorvente e os dados de equilíbrio.

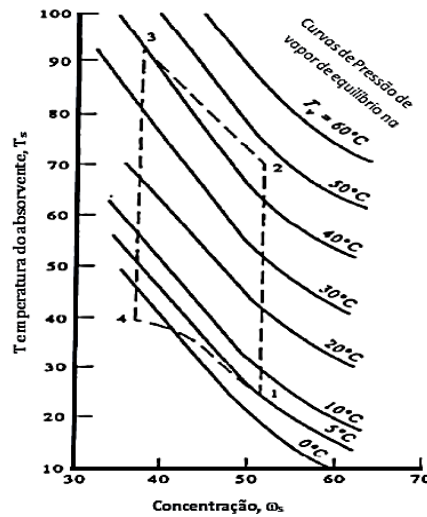
Na figura 3.7 são mostrados os dados de equilíbrio para o par LiBr/H₂O. Esta figura mostra que para os absorvedores operam na faixa de concentração entre 0,45 a 0,52 aproximadamente, pode ser considerado um ajuste linear, e a equação (3.21) pode ser representada por um ajuste de múltiplos que representa a concentração em função da temperatura para a faixa de 38-52%, com pressões que variam entre 0,8 a 2 kPa, e a relação entre a temperatura e a concentração no equilíbrio é aproximadamente linear, pode ser expressa como:

$$\omega_{if} = a + bT_{if} \quad (3.22)$$

Onde:

- a ; constante na relação de equilíbrio
 b ; coeficiente na relação de equilíbrio [K^{-1}]

Figura 3. 7 A relação entre a temperatura e a concentração, no equilíbrio, para a solução de LiBr/H₂O variando a pressão de vapor.



O ciclo 1-2-3-4 é típico para um sistema de refrigeração por absorção.

Fonte: Adaptado Ibrahim e Vinnicombe (1993)

As constantes “ a ” e “ b ”, da relação de equilíbrio dependem da pressão do absorvedor, P . Para o range de pressão de trabalho do sistema de LiBr/H₂O praticamente relevante de 0,8 kPa a 2 kPa, essas constantes estão bem representadas pelas seguintes expressões:

$$a = 0,37794 \left(\frac{P}{P_0} \right)^{-0,188} \quad (3.23)$$

$$b = 4,8688 \times 10^{-3} \left(\frac{P}{P_0} \right)^{-0,06574} \quad (3.24)$$

onde:

P ; pressão do absorvedor [KPa]

P_0 ; pressão de referência [KPa]

Usando a equação (3.19) a condição na interface líquido-vapor, e a equação (3.22) a relação de equilíbrio, a concentração na interface, ω_f , pode ser escrita como:

$$\omega_{if} = \frac{\lambda(a + bT_s) + b\omega_s}{\lambda + b} \quad (3.25)$$

Com:

$$\lambda = \frac{h_0}{h_{ab}K_m\rho_s} \quad (3.26)$$

Substituindo a equação (3.25) a equação da concentração na interface, ω_{if} , e a equação (3.17,) a equação da taxa de transferência de massa desde a interface para a solução, dm_v , na equação (3.6), é obtida a variação no fluxo mássico da solução LiBr/H₂O com relação ao diferencial de comprimento de absorção, dX , como:

$$\frac{dM_s}{dX} = K_{ef}\rho_s L(\omega_s - (a + bT_s)) \quad (3.271)$$

Com:

$$\frac{1}{K_{ef}} = \frac{1}{K_m} + \frac{bh_{ab}\rho_s}{h_0} \quad (3.28)$$

Onde:

K_{ef} ; coeficiente de transferência de massa efetivo a partir do vapor para a solução líquida,
[m/s]

A massa de absorvente, do sal de LiBr, na solução é constante, ou seja, a taxa de fluxo mássico da solução (M_s), deve ter a seguinte expressão:

$$M_s = \frac{M_l}{\omega_s} \quad (3.29)$$

Onde:

M_l ; Vazão mássica de LiBr/H₂O puro, [kg/s]

Derivando a equação (3.29) a taxa de fluxo mássico da solução (M_s), como função da superfície de troca do absorvedor, e reorganizando:

$$\frac{d\omega_s}{dX} = - \left[\frac{M_l}{M_s^2} \right] \left[\frac{dM_s}{dX} \right] \quad (3.30)$$

Substituindo a equação (3.27), a forma da equação de conservação de massa para o volume de controle no lado da solução, na equação (3.30), a equação para a variação da fração mássica de LiBr/H₂O na solução, ω_s com relação ao diferencial de comprimento do absorvedor, dX , fica:

$$\frac{d\omega_s}{dX} = -\frac{K_{ef}\rho_s L M_l}{M_s^2} (\omega_s - (a + bT_s)) \quad (3.31)$$

Substituindo na equação (3.14), a forma da equação de conservação de energia no volume de controle do lado da solução de LiBr/H₂O, a equação (3.27), a variação do fluxo mássico, dM_s , e a equação (3.31), a variação da concentração da solução de LiBr/H₂O, $d\omega_s$, é obtida a equação diferencial que representa a variação da temperatura da solução, T_s , como uma função dos outros parâmetros do modelo:

$$\frac{dT_s}{dX} = K_{ef}\rho_s L \left(\frac{h_{vs}}{M_s C_s} + \frac{C_w M_l}{M_s^2 C_s} \right) (\omega_s - (a + bT_s)) - \frac{UL}{M_s C_s} (T_s - T_a) \quad (3.32)$$

Considerando na figura 3.5, o volume de controle infinitesimal EFGH no lado da água de resfriamento, e que dentro do absorvedor, não há mudanças de energia cinética nem potencial, e não é efetuado trabalho sobre os fluidos. A primeira lei da termodinâmica em estado estacionário (eq. (3.3)) para a solução de resfriamento, fica como a soma do calor de condução a través da parede do tubo desde a solução de LiBr/H₂O, dQ_{sa} , e a variação da energia interna da água de resfriamento, que é o calor de convecção entrando e saindo volume de controle EFGH. Com isso tem-se a terceira equação independente a equação de conservação de energia no lado da água de resfriamento, como:

$$dQ_{sa} - M_a C_{p_a} T_a + M_a C_{p_a} (T_a + dT_a) = 0 \quad (3.33)$$

Onde:

dQ_{sa} ; variação na taxa de fluxo de calor por condução da solução de LiBr/H₂O para a parede do tubo, [W]

M_a ; vazão mássica da água de refrigeração, [kg/s]

C_{p_a} ; capacidade de calor específico da água de refrigeração, [J/(kg.K)]

dT_a ; variação na temperatura da água de refrigeração, [K]

Substituindo a equação (3.7), o calor de absorção infinitesimal, dQ_{sa} , na equação (3.33), e reorganizando obtemos a equação diferencial que representa a variação da temperatura da água de resfriamento, T_a , como uma função dos outros parâmetros do modelo:

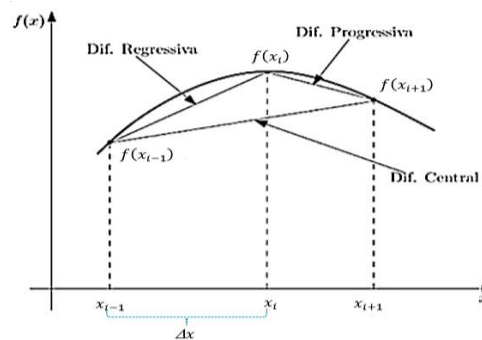
$$\frac{dT_a}{dX} = -\frac{UL}{M_a C_{pa}} (T_s - T_a) \quad (3.34)$$

O conjunto de equações governantes com as quais se prediz a variação da concentração e a temperatura da solução de LiBr/H₂O, e a temperatura da água de resfriamento T_s , ω_s e T_a , para o absorvedor em espiral em estudo, formam um *Sistema de Três Equações Diferenciais de Primeira Ordem Não Lineares* conformado pelas equações (3.31), (3.32) e (3.34).

3.7 Modelagem Numérica:

A forma algébrica das equações (3.31), (3.32) e (3.34), a variação da concentração do LiBr na solução de LiBr/H₂O, a temperatura da solução de LiBr/H₂O, e a temperatura da água de resfriamento, ω_s , T_s e T_a , em função do diferencial do comprimento dX , foram obtidas aplicando o método numérico de Aproximação da primeira derivada por diferenças finitas (Chapra, 2013), e solucionadas usando um Método Iterativo.

Figura 3. 8: Pontos utilizados para o cálculo da primeira derivada da função por diferenças finitas



Para o caso da variação da concentração do LiBr na solução de LiBr/H₂O, ω_s , e a temperatura da solução de LiBr/H₂O, T_s , é usada Aproximação da primeira derivada por diferenças finitas regressivas, que de acordo com a figura 3.8 é:

$$f'(x_i) \cong \frac{f(x_i) - f(x_{i-1})}{\Delta x} \quad (3.35)$$

Com:

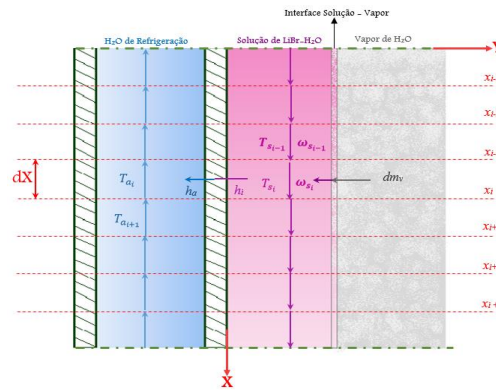
$f'(x_i)$; derivada da função $f(x)$ avaliada em x_i

$f(x_i)$; função $f(x)$ avaliada em x_i

$f(x_{i-1})$; função $f(x)$ avaliada em x_{i-1}

Δx ; tamanho do passo, comprimento do intervalo no qual a aproximação é feita, $x_i - x_{i-1}$

Figura 3.9 Representação da malha no modelo físico.



Para concentração do LiBr na solução de LiBr/H₂O, ω_s , e a temperatura da solução de LiBr/H₂O, T_s , foi usada este tipo de diferença finita porque o novo valor da função temperatura ou a concentração em x_i vai depender do valor anterior em x_{i-1} da temperatura ou a concentração, como mostrado na representação da malha no modelo físico do absorvedor, figura 3.9.

Aplicando a aproximação da primeira derivada por diferença regressiva nas equações (3.31), (3.32) obtém-se:

$$\frac{\omega_{s,i} - \omega_{s,i-1}}{dX} = - \frac{K_{ef} \rho_s M_l}{M_s^2} \left(\omega_{s,i} - (a + b T_{s,i}) \right) L \quad (3.36)$$

$$\frac{T_{s,i} - T_{s,i-1}}{dX} = K_{ef} \rho_s \left(\frac{h_{vs}}{M_s C_s} + \frac{C_w M_l}{M_s^2 C_s} \right) \left(\omega_{s,i} - (a + b T_{s,i}) \right) L - \frac{U}{M_s C_s} (T_{s,i} - T_{a,i}) L \quad (3.37)$$

Para a temperatura da água de resfriamento, T_a , é usada Aproximação da primeira derivada por diferenças finitas progressivas; tendo em conta que o fluxo da água está em contracorrente com o fluxo a solução de LiBr/H₂O, então o novo valor da função da temperatura da água de refrigeração avaliado em x_i , e vai depender do valor anterior da temperatura da água

refrigeração que está em x_{i+1} ; como mostrado na fig. 3.9. Tendo em conta o anterior e aplicando diferenças finitas progressivas na equação (3.34), obtemos:

$$\frac{T_{a_{i+1}} - T_{a_i}}{dX} = -\frac{U}{M_a C_{pa}} (T_{s_i} - T_{a_i}) L \quad (3.38)$$

Simplificando as equações (3.36), (3.37) e (3.38), são obtidas as seguintes equações algébricas para a concentração de LiBr na solução de LiBr/H₂O, ω_s , a temperatura da solução de LiBr/H₂O, T_s , e a temperatura da água de resfriamento, T_a , como:

$$\omega_{s_i} = \frac{\omega_{s_{i-1}} - \frac{[K_{ef} \rho_s M_l (a + b T_{s_i})] L dX}{M_s^2}}{1 - \frac{[K_{ef} \rho_s M_l] L dX}{M_s^2}} \quad (3.39)$$

$$T_{s_i} = \frac{T_{s_{i-1}} + \left[K_{ef} \rho_s \left(\frac{h_{vs}}{M_s C_s} + \frac{C_w M_l}{M_s^2 C_s} \right) (\omega_s - a) \right] L dX + \frac{U}{M_s C_s} T_{a_i} L dX}{1 + \left[K_{ef} \rho_s b \left(\frac{h_{vs}}{M_s C_s} + \frac{C_w M_l}{M_s^2 C_s} \right) \right] L dX + \frac{U}{M_s C_s} L dX} \quad (3.40)$$

$$T_{a_i} = \frac{\frac{UL}{M_a C_{pa}} T_{s_i} dX + T_{a_{i+1}}}{1 + \frac{U}{M_a C_{pa}} L dX} \quad (3.41)$$

No absorvedor, além de calcular a variação na concentração de LiBr na solução de LiBr/H₂O, ω_s , na temperatura da solução de LiBr/H₂O, T_s , e na temperatura da água de resfriamento, T_a , também pode ser calculada a quantidade de massa de vapor absorvida, m_v , a variação na concentração de Brometo de lítio (LiBr) na interface, ω_{if} , e variação na vazão mássica da solução de LiBr/H₂O, (M_s), usando as seguintes equações:

$$dm_v = K_m \rho_s L (\omega_s - \omega_{if}) dX \quad (3.17)$$

$$\omega_{if} = \frac{\lambda(a + b T_s) + b \omega_s}{\lambda + b} \quad (3.25)$$

$$\frac{dM_s}{dX} = K_{ef} \rho_s L (\omega_s - (a + b T_s)) \quad (3.27)$$

De acordo a figura 3.10, é aplicada a aproximação da primeira derivada por diferença regressiva nas equações (3.17) e (3.27), em função do diferencial do comprimento dX , obtendo as seguintes equações:

$$\frac{m_{vi} - m_{vi-1}}{dX} = K_m \rho_s L (\omega_s - \omega_{if}) \quad (3.42)$$

$$\frac{M_{si} - M_{si-1}}{dX} = K_{ef} \rho_s L (\omega_s - (a + bT_s)) \quad (3.43)$$

Simplificando as equações (3.42), (3.43) são obtidas as equações algébricas da quantidade de massa absorvida, m_v , e da variação no fluxo mássico da solução de LiBr/H₂O, M_s , como:

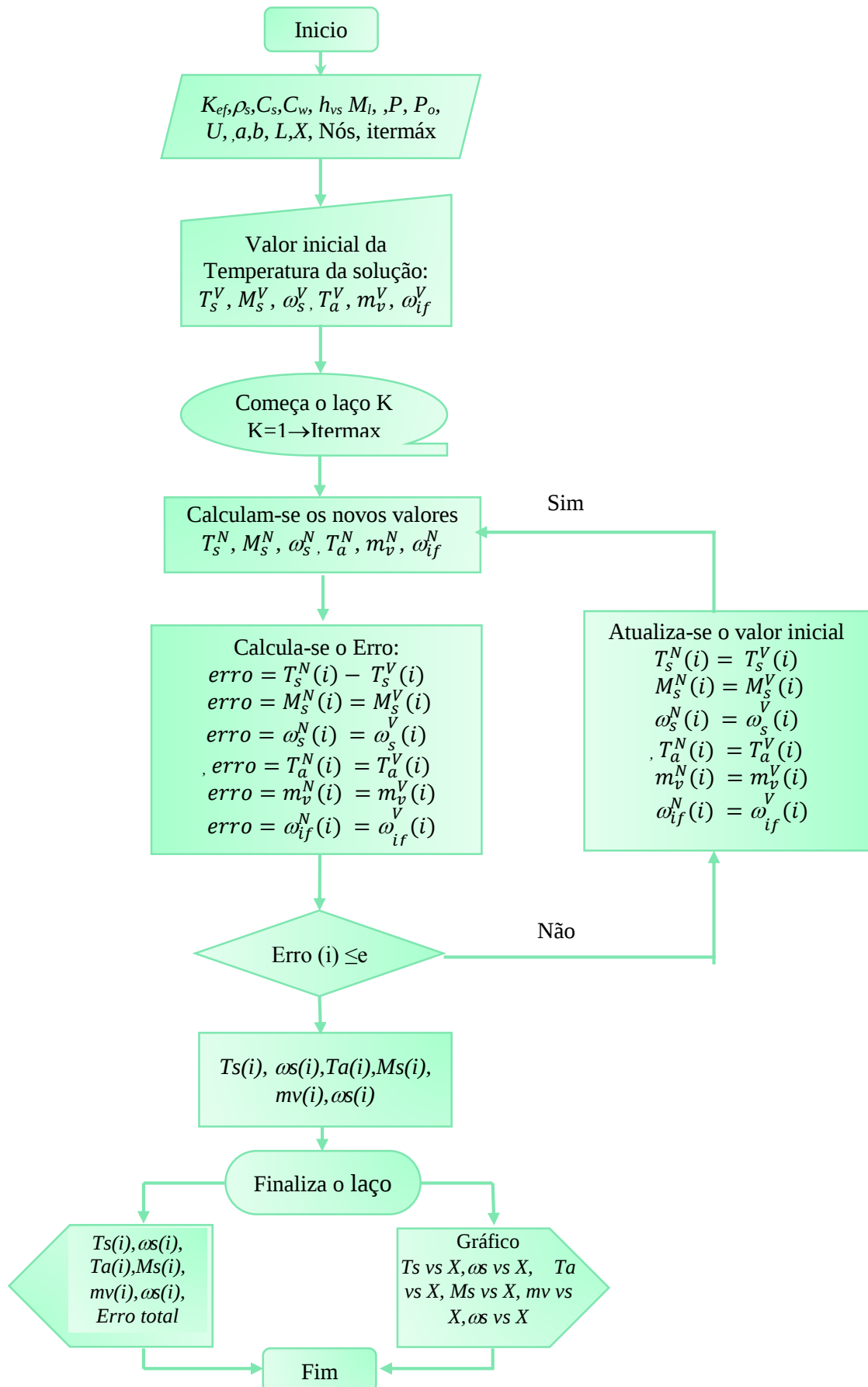
$$m_{vi} = m_{vi-1} + K_m \rho_s (\omega_s - \omega_{if}) L dX \quad (3.44)$$

$$M_{si} = M_{si-1} + K_{ef} \rho_s (\omega_s - (a + bT_s)) L dX \quad (3.45)$$

Na figura 3.10, mostra-se o fluxograma da sub-rotina criada para o cálculo da variação da temperatura e concentração da solução de LiBr/H₂O, T_s e ω_s e a variação da temperatura da água de resfriamento, T_a , dentro do absorvedor. O procedimento da sub-rotina começa com a introdução dos dados iniciais, as propriedades da solução de LiBr/H₂O e água de resfriamento, entre elas a densidade, os calores específicos, as vazões, a entalpias requeridas, a pressão de operação do absorvedor, e a pressão de referência. Também são necessários os valores dos coeficientes de transferência de massa e de calor

Como o problema é de regime permanente, para determinar a temperatura e a concentração da solução, e a temperatura da água de resfriamento, é necessário resolver o sistema de equações (3.39), (3.40), (3.41) usando o método de *Gauss-Seidel*, para o qual precisa-se introduzir um valor inicial da temperatura da solução (T_s^v), da concentração da solução (ω_s^v) e da temperatura da água de resfriamento (T_a^v) para inicializar o procedimento iterativo.

Figura 3. 10 Fluxograma da sub-rotina em Matlab



As equações (3.39), (3.41), (3.40), (3.44), (3.45) e (3.27) são simplificadas para obter os novos valores da temperatura da solução (T_s^N), da concentração da solução (ω_s^N) e da temperatura da água de resfriamento (T_a^N), resumindo suas constantes e escritas da seguinte forma, onde o supraíndice N , indica o valor do parâmetro na nova iteração, e o supraíndice V , indica o valor na iteração anterior:

$$T_{si}^N = \frac{T_{si-1}^V + \left[C_1 \left(\frac{C_2}{M_{si}^V} + \frac{C_3}{(M_{si}^V)^2} \right) (\omega_s - a) \right] LdX + \frac{C_4}{M_{si}^V} T_{ai}^V LdX}{1 + \left[C_1 b \left(\frac{C_2}{M_{si}^V} + \frac{C_3}{(M_{si}^V)^2} \right) \right] LdX + \frac{C_4}{M_s} LdX} \quad (3.46)$$

$$T_{ai}^N = \frac{C_5 T_{si}^V LdX + T_{ai-1}^V}{1 + C_5 LdX} \quad (3.47)$$

$$\omega_{si}^N = \frac{\omega_{si-1}^V - \frac{C_6(a + bT_{si}^V)LdX}{(M_{si}^V)^2}}{1 - \frac{C_6 LdX}{(M_{si}^V)^2}} \quad (3.48)$$

$$M_{si}^N = M_{si-1}^V + C_1 (\omega_{si}^V - (a + bT_{si}^V)) LdX \quad (3.49)$$

$$m_{vi}^N = m_{vi-1}^V + C_7 (\omega_{si}^V - \omega_{if_i}^V) LdX \quad (3.50)$$

$$\omega_{if_i}^N = \frac{\lambda(a + bT_{si}^V) + b\omega_{si}^V}{\lambda + b h} \quad (3.51)$$

Com:

$$C_1 = K_{ef} \rho_s \quad (3.52)$$

$$C_2 = \frac{h_{vs}}{C_s} \quad (3.53)$$

$$C_3 = \frac{C_\omega M_l}{C_s} \quad (3.54)$$

$$C_4 = \frac{U}{C_s} \quad (3.55)$$

$$C_5 = \frac{U}{M_a C_{pa}} \quad (3.56)$$

$$C_6 = K_{ef} \rho_s M_l \quad (3.57)$$

$$C_7 = K_m \rho_s \quad (3.58)$$

O programa determina os novos valores da temperatura da solução (T_s^N) (eq. (3.46)), da concentração da solução (ω_s^N) (eq. (3.48)), e da temperatura da água de resfriamento (T_a^N) (eq. (3.47)), a partir dos valores iniciais, e calcula o erro entre o valor velho e o valor novo, e o compara com um critério de parada, o erro de precisão (ϵ). Se o erro excede o valor do erro de precisão, os valores da temperatura da solução, da concentração da solução e da temperatura da água de resfriamento são atualizados para determinar os novos valores. Se o erro não excedesse o erro permitido os valores obtidos representam as soluções das temperaturas e a concentração. Finalmente o programa visualiza os valores da temperatura da solução, da concentração da solução e da temperatura da água de resfriamento.

No programa foram incluídos também as equações para a variação da vazão da solução de LiBr/H₂O, M_s , a vazão de vapor absorvido, m_v , e a concentração na interface, ω_{if} , com as equações (3.49), (3.50) e (3.51), e as demais equações necessárias ((3.2), (3.11), (3.20), (3.23), (3.24), (3.28) e (3.52-3.58)) para o cálculo da temperatura e a concentração da solução de LiBr, T_s e ω_s , e a temperatura da água de resfriamento, T_a .

Os coeficientes de transferência de calor e massa são calculados como será explicado no seguinte capítulo.

4. Calibração e Ajuste

4.1 Introdução:

Neste capítulo é realizada a calibração da malha física na simulação do modelo proposto para o absorvedor em estudo, e são estabelecidas as condições de trabalho. O coeficiente de transferência de massa e os coeficientes de transferência térmicos são levados em consideração na simulação do modelo. Os perfis da temperatura e a concentração da solução, e a temperatura da água de resfriamento foram encontrados e comparados com os dados encontrados na literatura, para a validação do modelo.

4.2 Condições de trabalho do absorvedor:

Como apresentado no capítulo anterior, o absorvedor estudado, é instalado em posição vertical e está constituído por duas filas de tubos de cobre em forma de espiral. Cada fila consta de 17 tubos e o conjunto dos tubos está contido num envelope de aço. A absorção do vapor de água por a solução de LiBr/H₂O ocorre na superfície externa dos tubos. Na tabela 4.1, são resumidas as dimensões do absorvedor.

Tabela 4.1: Características do absorvedor em espiral.

<i>Item</i>	<i>Características</i>	<i>Símbolo</i>	<i>Unidade</i>	<i>Valor</i>
01	Área total do absorvedor	A_t	m ²	3,86
02	Diâmetro externo do tubo	d	m	0,019
03	Comprimento do tubo em espiral	X	m	1,9

Fonte: Adaptado de Nabil *et al.* (2014)

Na tabela 4.2 estão as condições de trabalho para o absorvedor em espiral, que foram obtidas dos dados experimentais para três testes reportados por Nabil *et al.* (2014).

Tabela 4.2: Condições de trabalho do absorvedor.

Item	Variável	Símbolo	Unidade	Teste 1	Teste 2	Teste 3
01	Temperatura de entrada da água de resfriamento (saída do absorvedor)	T_{ae}	°C	21	23.5	25.6
02	Temperatura de saída da água de resfriamento (entrada absorvedor)	T_{as}	°C	27.4	29	31.4
03	Temperatura da solução de LiBr/H ₂ O na entrada do absorvedor	T_{se}	°C	41.25	41.25	41.25
04	Temperatura da solução de LiBr/H ₂ O na saída do absorvedor	T_{ss}	°C	30.5	32	33.5
05	Fração mássica da solução de LiBr/H ₂ O na entrada do absorvedor	ω_{se}	----	0.5958	0.5958	0.5958
06	Fração mássica da solução de LiBr/H ₂ O na saída do absorvedor	ω_{ss}	-----	0.5405	0.545	0.5489
07	Vazão da solução de LiBr/H ₂ O na entrada do absorvedor	M_{se}	kg/s	0.07845	0.07845	0.07845
08	Vazão da água de resfriamento	M_a	kg/s	0.796	0.796	0.796
09	Pressão do absorvedor	P	kPa	0,8496	0,8496	0,8496

Fonte; Adaptado de Nabil *et al.* (2014)

4.3 Variáveis e propriedades da solução, da água de refrigeração e dos tubos do absorvedor.

No capítulo 3, o processo de transferência de calor e massa que ocorre dentro do absorvedor tubular em espiral estudado, foi modelado como uma placa plana vertical (fig. 3.4). No trabalho de Islam *et al.*, (2004), foram reportadas faixas de operação das variáveis para este tipo de absorvedor, e são mostradas na tabela 4.3. Na simulação do modelo foram usadas as medias destes valores.

Tabela 4.3: Variáveis para um absorvedor tubular de LiBr/H₂O, simulado como uma placa plana vertical

Item	Descrição	Símbolo	Unidade	Valor
01	Diferença entre a entalpia do vapor de água e da solução de LiBr/H ₂ O	h_{vs}	kJ/kg	2503–2519
02	Capacidade térmica da solução de LiBr/H ₂ O a fração molar de LiBr constante	C_s	kJ/(kg.K)	1,937–1,969
03	Constante de entalpia	C_o	kJ/kg	498,9–547,7
04	Pressão de referencia	P_0	kPa	1

Fonte; Adaptado de Islam *et al.*, (2004)

Os dados experimentais do teste 1 da tabela 4.2, foram usados para a calibração da malha física do programa de simulação do modelo. Na tabela 4.4 são especificadas as propriedades da água de resfriamento e da solução de LiBr/H₂O nas condições do teste 1, necessárias para a calibração, obtidas da literatura. No anexo A podem ser encontradas as tabelas e as gráficas usadas para obter estes dados. As propriedades para a solução de LiBr/H₂O e da água de resfriamento foram obtidas na temperatura média e a concentração média a entrada e saída do absorvedor e a água de resfriamento.

Tabela 4.4: Propriedades da solução, da água de resfriamento e dos tubos do absorvedor, usados na calibração da malha física, nas condições dos dados experimentais do teste 1.

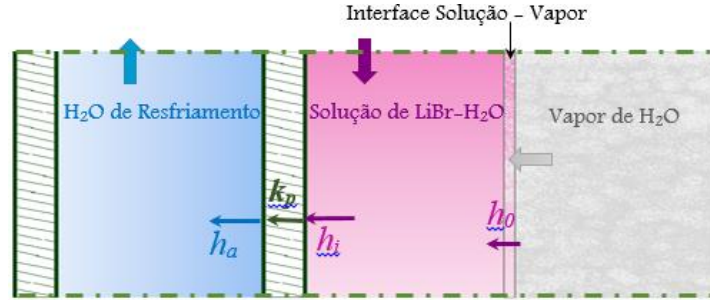
Item	Descrição	Símbolo	Unidade	Valor	Fonte
01	Densidade da solução de LiBr/H ₂ O	ρ_s	kg/m ³	1615,18	Chau <i>et al.</i> (2000)
02	Condutividade térmica da solução LiBr/H ₂ O	k_s	W/m.K	0,4335	Miller (1998)
03	Condutividade térmica da água de resfriamento	k_a	W/m.K	0,609	Incropera <i>et al.</i> (2007)
04	Condutividade térmica da parede do tubo (material cobre, Cu)	k_p	W/m.K	401	
	Viscosidade cinemática da solução de LiBr/H ₂ O	ν_s	m ² /s	2,8332e-6	Miller (1998)
05	Viscosidade dinâmica da água de resfriamento	μ_a	N.s/m ²	9,01e-4	Incropera <i>et al.</i> (2007)
06	Difusividade mássica da solução de LiBr/H ₂ O	D_m	m ² /s	1,3524e-9	Herold <i>et al.</i> (1996)
07	Calor específico da solução de LiBr/H ₂ O	C_{p_s}	kJ/kg	2,0017	Kim & Ferreira (2006)
08	Calor específico da água de resfriamento	C_{p_a}	kJ/kg	4,183	Incropera <i>et al.</i> (2007)
09	Espessura do filme da solução de LiBr/H ₂ O	δ_s	m	0,001892	Miller (1998)
11	Espessura da parede do tubo	δ_p	in	0.5	Dado comercial

4.4 Coeficiente de transferência de calor global, U

No absorvedor existem quatro resistências térmicas que vão desde água de resfriamento até a interface solução-vapor (fig. 4.1), três convectivas e uma condutiva: o coeficiente de transferência de calor por convecção na água de resfriamento, h_a , o coeficiente de transferência

de calor por convecção do lado da solução de LiBr/H₂O, h_i , o coeficiente de transferência de calor na interface solução-vapor h_o , e a condutividade térmica da parede do tubo, k_p .

Figura 4.1: Esquema das resistências de transferência de calor no absorvedor tubular em espiral



O coeficiente global de transferência de calor, U , depende da resistência térmica que há desde a água de resfriamento até a solução de LiBr/H₂O, da seguinte forma, (Incropera, 2008):

$$U = \frac{1}{R_{total}A} \quad (4.12)$$

Onde:

$$\frac{1}{R_{total}A} = \frac{1}{h_a} + \frac{\delta_p}{k_p} + \frac{1}{h_i} \quad (4.23)$$

O coeficiente de transferência de calor por convecção na água de resfriamento, h_a , na parte interna do tubo absorvedor, é calculado usando o número adimensional de *Nusselt* para o fluxo da água de resfriamento, Nu_a (eq. (4.3)), e a correlação de *Dittus Boelter* para aquecimento de fluidos escoando em tubulações, (eq. (4.4)) (Islam & Wijesundera, 2003):

$$Nu_a = \frac{h_a \delta_a}{k_a} \quad (4.3)$$

Com:

$$Nu_a = 0,023 Re_a^{0,8} Pr_a^{0,4} \quad (4.4)$$

Onde

k_a ; condutividade térmica da água de resfriamento, [W/m.K]

δ_a ; espessura do filme de água [m]

- Re_a ; número de *Reynolds* para o fluxo da água de resfriamento
 Pr_a ; número de *Prandtl* para o fluxo da água de resfriamento

Segundo Ochoa (2014) e Albers *et al.* (2010), uma forma simples de determinar o coeficiente de transferência de calor por convecção na solução de LiBr/H₂O, h_i , na parte externa dos tubos do absorvedor, é por meio da teoria de *Nusselt* de filme descendente, desenvolvida a partir do balanço de forças viscosas e gravitacionais, desde que esta espessura seja pequena se comparada com o diâmetro do tubo, esta equação também válida para filmes em placas planas. A correlação é função das propriedades termofísicas, da concentração e da vazão da solução. A equação (4.5), expressa esta teoria de filme descendente para tubos horizontais e verticais (Hoffmann *et al.*, 1996):

$$h_i = \sqrt[3]{\frac{k_s^3 g \rho_s^2}{3 \frac{Ms_e}{X_s} \mu_s}} \quad (4.5)$$

Para um número de Reynolds da solução de $7 \leq Re_s \leq 70$;

Onde :

- k_s ; condutividade térmica da solução LiBr/H₂O, [W/m.K]
 g ; aceleração da gravidade, [m/s²]
 ρ_s ; densidade da solução de LiBr/H₂O, [Kg/m³]
 Ms_e ; vazão da solução de entrada [kg/s]
 X ; comprimento do tubo absorvedor [m]
 μ_s ; viscosidade dinâmica da solução [m²/s]

O coeficiente de transferência de calor desde a interface para a solução de LiBr/H₂O, K_m , é extraído do coeficiente de transferência de massa efetivo, K_{ef} , (eq. (3.25)), usando a analogia de transferência de massa e calor (eq. (4.6)), que relaciona o coeficiente de transferência de calor e de massa desde a interface para a solução, h_o , e, K_m , por meio dos números adimensionais de *Prandtl* (Pr_s) e de *Schmidt* (Sc_s) para o fluxo da solução, (Islam & Wijesundera (2003):

$$\frac{h_o}{K_m} = \left(\frac{k_s}{D_t} \right) \left(\frac{Pr_s}{Sc_s} \right)^{1/3} \quad (4.6)$$

Onde,

k_a ; condutividade térmica da solução de LiBr/H₂O, [W/m.K]

D_t ; difusividade térmica da solução de LiBr/H₂O [m²/s]

Sc_s ; número de Schmidt para o fluxo da solução

Nabil *et al.* (2014), reportou os valores do coeficiente de transferência de massa efetivo, K_{ef} , e do coeficiente de transferência global, U , para as condições de trabalho do absorvedor em espiral da tabela 4.2, obtidos usando um modelo acoplado não linear de transferência de massa e calor para o absorvedor em espiral, os quais foram comparados com dados reportados na literatura, apresentando uma muito boa concordância. Na tabela 4.5 são apresentados estes valores.

Tabela 4.5: Coeficientes de transferência de massa efetivo e de calor global, K_{ef} e U , para o absorvedor em espiral obtidos da literatura.

Item	Descrição	Símbolo	Unidades	Condições de trabalho do absorvedor		
				Teste 1	Teste 2	Teste 3
01	Coeficiente de transferência de massa efetivo	K_{ef}	m/s	3,83e-5	3,66e-5	3,59e-5
02	Coeficiente de transferência de calor global	U	W/(m.°C)	491	470	423,74

Fonte: Adaptado de Nabil *et al.* (2014)

Os valores do coeficiente de transferência de massa efetiva, K_{ef} , da tabela 4.5 foram usados para a obtenção dos coeficientes de transferência de calor e de massa desde a interface para a solução h_o e K_m , com a metodologia descrita acima. Os valores dos coeficientes de transferência de calor global foram usados para avaliar os valores calculados por médio das resistências térmicas.

Na tabela 4.6, são apresentados os valores obtidos do coeficiente de transferência de calor global, U , os demais coeficientes, o número de Re_s e de Re_a , e o número de Nu_s e Nu_a para as condições de trabalho do absorvedor dadas na tabela 4.2.

Na tabela 4,7 é apresentado a porcentagem de erro dos valores calculados para o coeficiente de transferência de calor global, U , para o absorvedor estudado com as condições de trabalho da (tabela 4.2) e com a metodologia descrita anteriormente, comparados com os reportados por Nabil *et al.* (2014).

Tabela 4.6: Coeficientes de transferência de calor massa, calculados para o absorvedor em espiral baixo as condições de trabalho da tabela 4.2.

Item	Descrição	Símbolo	Unidades	Condições de trabalho do absorvedor		
				Teste 1	Teste 2	Teste 3
01	Coeficiente de transferência de calor global	U	W/(m.°K)	428,78	432,72	439,14
02	Coeficiente de transferência de calor por convecção na água de resfriamento	h_a	W/(m.°K)	600,42	608,87	622,31
03	Coeficiente de transferência de calor por convecção na solução de LiBr/H ₂ O,	h_i	W/(m.°K)	1573,0	1568,4	1.5642
04	Coeficiente de transferência de calor desde a interface para a solução de LiBr/H ₂ O	h_o	W/(m.°K)	814,32	786,62	758,15
05	Coeficiente de transferência de massa a interface para a solução de LiBr/H ₂ O	K_m	m/s	1,27e-3	1,22e-3	1,19e-3
06	Número de <i>Reynolds</i> para o fluxo da água de resfriamento	Re_a	----	1740,3	1807,7	1895,1
07	Número de <i>Reynolds</i> para o fluxo da solução LiBr/H ₂ O	Re_s	----	34,11	33,72	34,13
08	Número de <i>Nusselt</i> para o fluxo da água de resfriamento	Nu_a	----	18,73	18,90	19,23
09	Número de <i>Nusselt</i> para o fluxo da solução LiBr/H ₂ O	Nu_s	----	6,86	6,89	6,87

Tabela 4.7: Porcentagem de erro para o coeficiente de transferência de calor global, U , calculado para o absorvedor em espiral.

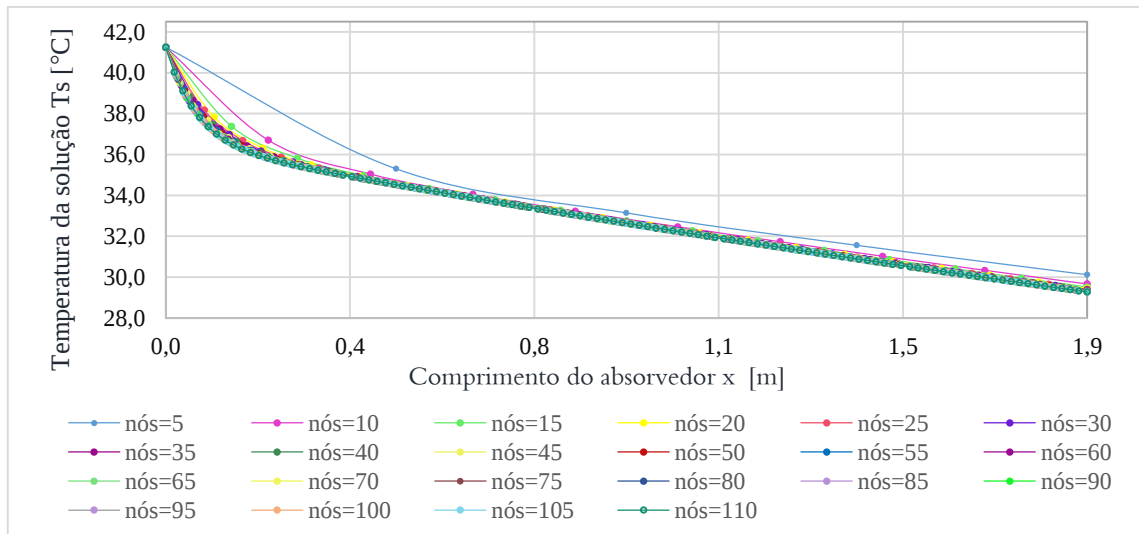
Item	Descrição	Símbolo	Unidades	Condições de trabalho do absorvedor		
				Teste 1	Teste 2	Teste 3
01	Coeficiente de transferência de calor global reportado por Nabil <i>et al.</i> (2014)	U	W/(m.°C)	491	470	423,74
02	Coeficiente de transferência de calor global calculado	U	W/(m.°C)	439,14	432,72	428,78
03	Porcentagem de erro	---	%	10,56	7,93	1,20

Comparando os valores de U , estes se encontram na mesma ordem de grandeza. Os erros relativos encontrados variam entre 1,20% e 10,56%, e são apresentados devido a que as metodologias usadas para o cálculo do coeficiente foram diferentes. Os coeficientes de transferência de calor global, U , que reportou Nabil *et al.* (2014) foram calculados usando um

modelo linear de transferência de massa e calor acoplado, enquanto neste trabalho foi usada resistência térmica total do absorvedor, como explicado anteriormente.

4.5 Calibração da malha física:

Figura 4. 2: Distribuição da temperatura de da solução de LiBr/H₂O na saída do absorvedor, variando o número de elementos da malha nas simulações



$$T_{s_e} = 41,25 \text{ °C}; \omega_{s_e} = 0,5958; T_{a_e} = 21,5 \text{ °C};$$

Para o estudo desenvolvido para a calibração da malha física, foram usados como condições de trabalho para o absorvedor os dados do teste 1 da tabela 4.2. Foram realizadas simulações variando o número de elementos da malha adoptada na figura 3.7. A primeira simulação foi feita com 5 elementos e logo foi aumentado 5 elementos a mais para a seguinte simulação, assim sucessivamente par cada simulação. Os resultados obtidos são mostrados na figura 4.2.

Como parâmetro de calibração, foi considerada só a variação da temperatura da solução de LiBr/H₂O, T_{s_s} , no sentido do comprimento, X dos tubos do absorvedor, e foi calculado a porcentagem de erro com o valor da temperatura da solução na saída do absorvedor, T_{s_s} , entre cada simulação (eq (4.7)):

$$erro (\%) = \frac{|T_{s_1} - T_{s_2}|}{T_{s_1}} \times 100 \quad (4.7)$$

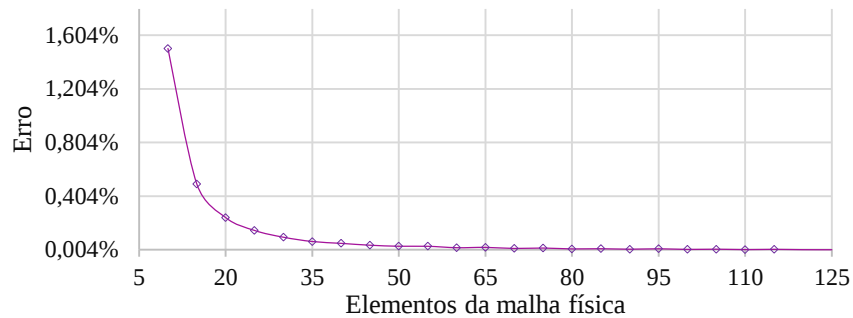
Tabela 4.8: Calibrações da malha física de comprimento com a temperatura da solução na saída do absorvedor, usando as condições de trabalho para o absorvedor os dados do teste 1 da tabela 4.2.

<i>Nós</i>	T_{sout}	<i>Erro</i>	<i>%Erro</i>
5	30,116		
10	29,663	0,015053	1,50535%
15	29,517	0,004938	0,49382%
20	29,445	0,002433	0,24326%
25	29,401	0,001473	0,14726%
30	29,373	0,000969	0,09689%
35	29,354	0,000648	0,06484%
40	29,339	0,000510	0,05102%
45	29,328	0,000372	0,03722%
50	29,319	0,000294	0,02935%
55	29,311	0,000291	0,02913%
60	29,305	0,000187	0,01866%
65	29,299	0,000211	0,02105%
70	29,295	0,000130	0,01303%
75	29,291	0,000160	0,01603%
80	29,288	0,000095	0,00951%
85	29,285	0,000111	0,01111%
90	29,283	0,000071	0,00715%
95	29,279	0,000105	0,01048%
100	29,278	0,000055	0,00552%
105	29,276	0,000074	0,00736%
110	29,274	0,000043	0,00434%
115	29,273	0,000062	0,00622%
120	29,271	0,000039	0,00393%
125	29,270	0,000036	0,00357%

T_{s_s} : Temperatura da solução na saída do absorvedor; $T_{s_e}=41,25$ °C; $\omega_{s_e}=0,5958$; $T_{a_e}=21,5$ °C;

Na tabela 4.8 são recolhidos os valores da temperatura da solução na saída do absorvedor, encontradas nas simulações variando os elementos da malha física. O primeiro erro obtido foi entre a simulação com 5 elementos e simulação com 10 elementos, e o erro percentual calculado foi de 1,50%, valor muito maior que a margem de erro admissível de 0,01%. Na medida que o número de elementos na malha foi aumentado de 5 em 5 o erro percentual entre as simulações foi diminuindo, isso pode ser observado na figura 4.3. Erros menores que 0,01%, foram obtidos a partir da simulação com 80 elementos para a malha.

Figura 4. 3 Erro porcentual entre as temperaturas da solução de LiBr/H₂O na saída do absorvedor entre as simulações, variando os elementos da malha física.



4.6 Validação

O programa foi validado usando os dados experimentais e as distribuições obtidas por Nabil *et al.* (2014), para a variação da temperatura e a concentração da solução de LiBr/H₂O e a variação da temperatura da água de resfriamento para o absorvedor tubular em espiral objeto de estudo, baixo as condições de trabalho apresentadas na tabela 4.2. A temperatura e a concentração da solução de LiBr/H₂O na entrada do absorvedor permanece constante para os três testes, 41,25°C e 0,5958, mas a temperatura da água de resfriamento de entrada, na saída do absorvedor varia em 21°C, 23,5°C e 25,6°C

4.6.1 Variação da Temperatura da solução de LiBr/H₂O dentro do absorvedor:

Nas figuras 4.4, 4.5 e 4.6 são mostradas as distribuições da temperatura da solução de LiBr/H₂O dentro do absorvedor, em contracorrente com a água de resfriamento simuladas e comparadas com os dados experimentais. A distribuição da temperatura da solução encontradas nas simulações são similares a distribuição encontrada por Islam *et al.* (2004) mostrado na figura 2.7 a).

Em cada caso simulado a temperatura da solução de LiBr/H₂O diminui com o comprimento do absorvedor, porque a água de resfriamento retira parte do calor da solução de LiBr/H₂O. A maior diferencia entre a temperatura da solução de LiBr/H₂O e a temperatura da água de resfriamento, maior será o valor absoluto do gradiente da temperatura da solução com o comprimento do absorvedor, $\frac{dT_s}{dx}$, e a temperatura da solução de LiBr/H₂O diminui mais

rapidamente como comprimento do absorvedor , porque há uma maior transferência de calor entre a solução de LiBr/H₂O e água de resfriamento.

Figura 4. 4: Variação da temperatura da solução de LiBr/H₂O no absorvedor, com $T_{a_e} = 21^\circ\text{C}$

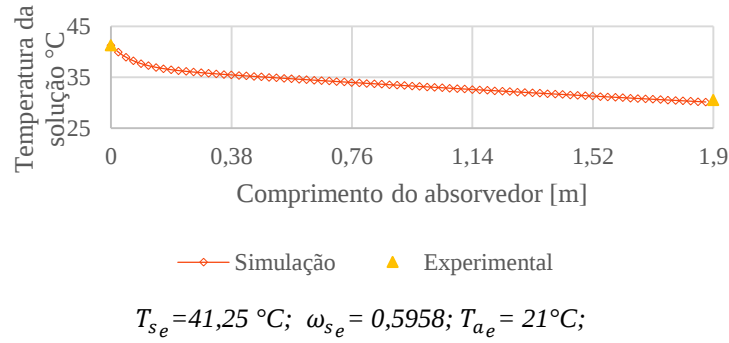


Figura 4. 5: Variação da temperatura da solução de LiBr/H₂O no absorvedor com $T_{a_e} = 23,5^\circ\text{C}$

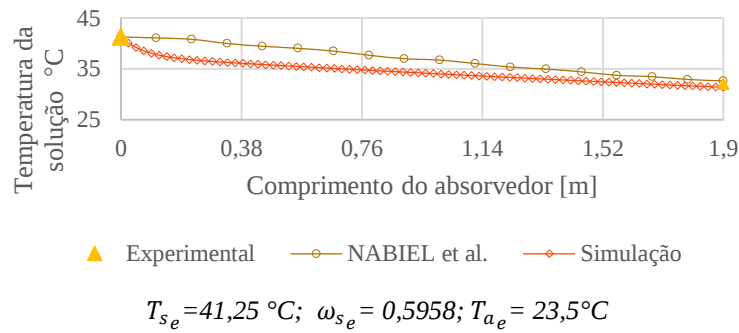
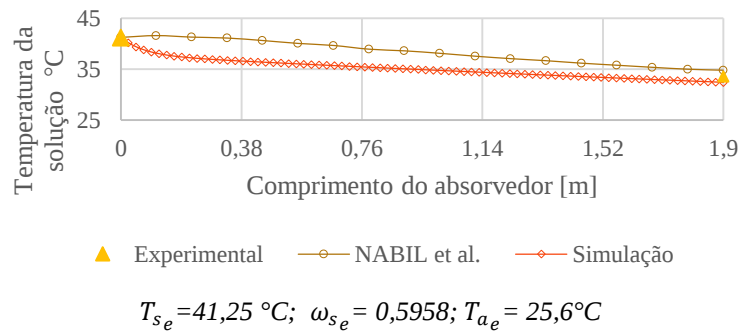


Figura 4. 6: Variação da temperatura da solução de LiBr/H₂O no absorvedor com $T_{a_e} = 25,6^\circ\text{C}$.



A teoria de absorção prediz que os coeficiente de transporte são alto cerca da entrada do absorvedor, havendo uma maior transferência de calor; nas figuras 4.4, 4.5 e 4.6 observa-se este fenômeno; o valor absoluto do gradiente da temperatura da solução com o comprimento

do absorvedor, $\frac{dT_s}{dX}$ é maior na entrada, vai diminuindo com aumento do comprimento e logo permanece quase constante até a saída do absorvedor.

Nas figuras 4.4, 4.5 e 4.6 as distribuições de temperatura para a solução de LiBr/H₂O são comparadas com os dados experimentais reportados Nabil *et al.* (2014) na entrada e na saída do absorvedor. Nas tabelas 4.9, 4.10 e 4.11 são mostradas as porcentagens de erro calculados para os valores da temperatura da solução de LiBr/H₂O na saída do absorvedor comparadas com os dados experimentais. Para uma temperatura de entrada da solução de LiBr/H₂O de 41,25°C, e variando a temperatura de entrada da água de resfriamento na saída do absorvedor de 21°C, 23,5°C e 25,6°C, os resultados da simulação do modelo apresentado, mostram que as temperaturas de saída da solução de LiBr/H₂O são de 30,13°C, 31,35°C e 32,43°C; e a porcentagem de erro calculada entre os resultados experimentais e os valores simulados é de 1,21%, 2,01% e 3,20%.

Nas figuras 4.5 e 4.6. a distribuição da temperatura da solução de LiBr/H₂O dentro do absorvedor além de ser comparada com os dados experimentais é comparada com a distribuição encontrada por Nabil *et. al* (2014) para as mesmas condições de trabalho do absorvedor, a qual foi obtida por os autores simulando um modelo não linear acoplado, onde o coeficiente de transferência de massa efetivo, K_{ef} , e o coeficiente de transferência de calor global, U , e calor, foram calculados linearizando o modelo. As distribuições obtidas por Nabil *et. al.* (2014) aumentam na entrada do absorvedor e logo diminuem. Isto acontece porque, o calor da absorção gerado no processo de absorção de vapor não pode ser completamente removido no processo de resfriamento, o que aumenta a temperatura da solução.

Nos resultados obtidas com a simulação do modelo proposto, a variação temperatura da solução de LiBr/H₂O é representada por uma curva com um gradiente da temperatura da solução com o comprimento do absorvedor, $\frac{dT_s}{dX}$ negativo, é dizer que a temperatura diminui com o comprimento do absorvedor. Mas não há um aumento da temperatura da solução de LiBr/H₂O na entrada, como na distribuição comparada, isto devido a diferença dos valores das propriedades da solução usados. Neste trabalho as propriedades como o calor específico, a entalpia, a densidade foram consideradas constantes, seguindo a metodologia de Islam (2004), já Nabil *et al* (2014) usa a entalpia e o calor específico variando com a temperatura.

Para uma temperatura de água de resfriamento de 23,5°C e 25,6°C, a temperatura da solução na saída do absorvedor simulada como o modelo proposto é de 31,35°C e 32,43°C, e o valor dos dados experimentais é de 32°C 33°C; a porcentagem de erro da simulação é 2,0% e 3,20%, é dizer 1,11% e 0,68% menor que a porcentagem de erro obtido por Nabil *et al* (2014),

com uma temperatura da solução de LiBr/H₂O na saída do absorvedor de 33 e 34,80°C. (tabela 4.10 e 4.11).

Tabela 4. 9: Porcentagem de erro da temperatura da solução de LiBr/H₂O na saída do absorvedor, com $Ta_e = 21^\circ\text{C}$

Item	Descrição	Símbolo	Unidades	Método de obtenção		
				Experimental	Nabiel et al. (2014)	Simulação
01	Temperatura da solução de LiBr/H ₂ O na saída do absorvedor	T_{s_s}	°C	30,5	----	30,13
02	Porcentagem de erro	erro	%	----	----	1,21

Tabela 4. 10: Porcentagem de erro da temperatura da solução de LiBr/H₂O na saída do absorvedor, com $Ta_e = 23,5^\circ\text{C}$.

Item	Descrição	Símbolo	Unidades	Método de obtenção do dato		
				Experimental	Nabiel et al. (2014)	Simulação
01	Temperatura da solução de LiBr/H ₂ O na saída do absorvedor	T_{s_s}	°C	32	33	31,35
02	Porcentagem de erro	erro	%	----	3,12	2,01

Tabela 4. 11: Porcentagem de erro da temperatura da solução LiBr/H₂O na saída do absorvedor, com $Ta_e = 25,6^\circ\text{C}$.

Item	Descrição	Símbolo	Unidades	Método de obtenção do dato		
				Experimental	Nabiel et al. (2014)	Simulação
01	Temperatura da solução de LiBr/H ₂ O na saída do absorvedor	T_{s_s}	°C	33	34,80	32,43
02	Porcentagem de erro	erro	%	----	3,88	3,20

4.6.2 Variação da concentração do Brometo de Lítio (LiBr) na solução de LiBr/H₂O dentro do absorvedor

A distribuição da concentração do LiBr na solução de LiBr/H₂O dentro do absorvedor encontradas nas simulações (fig. 4.7, 4.8 e 4.9) são similares a distribuição encontrada por Islam *et al.* (2004) mostrado na fig. 2.7b). Observa-se que a variação da taxa de concentração

do LiBr na solução de LiBr/H₂O é decrescente sobre o comprimento do absorvedor, indicando que o processo de absorção de vapor de água por a solução LiBr/H₂O é mais importante na entrada do absorvedor.

Figura 4. 7 Variação da concentração do LiBr na solução dentro do absorvedor, com $T_{a_e} = 21^\circ\text{C}$

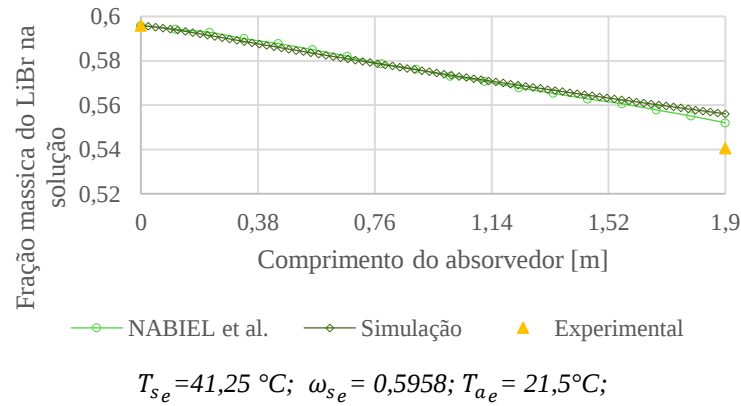


Figura 4. 8 Variação da concentração do LiBr na solução dentro do absorvedor, com $T_{a_e} = 23,5^\circ\text{C}$

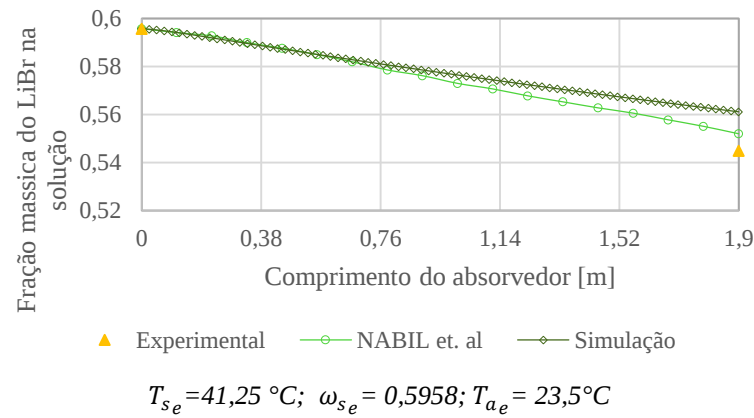
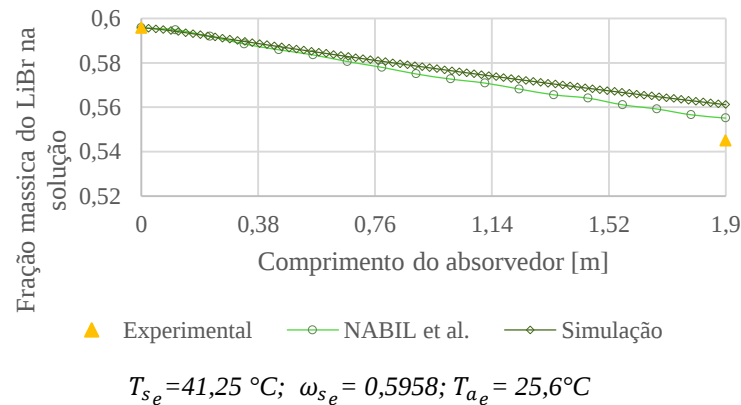


Figura 4. 9 Variação da concentração do LiBr na solução dentro do absorvedor, com $T_{a_e} = 25,6^\circ\text{C}$



Observando as três distribuições acima pode ser concluído que a concentração do LiBr na solução é menor dentro do absorvedor a medida que a temperatura da água de resfriamento é menor, ou seja maior quantidade de o calor gerado pelo processo de absorção de vapor de água por a solução é removida pela água de resfriamento, otimizando o processo de absorção. A distribuição quase linear da distribuição da concentração do LiBr na solução de LiBr/H₂O pode ser explicada pela pequena variação do fluxo de massa de vapor de água absorvido da entrada para a saída do absorvedor.

Comparado as distribuições das simulações para a temperatura da solução de LiBr/H₂O (fig. 4.4, 4.5 e 4.6), com a distribuição da concentração do LiBr na solução de LiBr/H₂O dentro do absorvedor (fig. 4.7, 4.8 e 4.9), para os três testes, pode-se observar que nos trechos iniciais do absorvedor a distribuição da temperatura da solução apresenta um gradiente maior que a concentração da solução, devido a que a difusividade térmica ($D_t = 1,427 \times 10^{-7} \text{ m}^2/\text{s}$) é duas ordens de grandeza maior que a difusividade mássica mássica ($D_m = 1,352 \times 10^{-9} \text{ m}^2/\text{s}$) da solução de LiBr/H₂O. Segundo Silva (2010), na medida que o comprimento do absorvedor aumenta, depois da camada limite térmica ter se desenvolvido completamente, o calor removido pela parede otimiza o processo de transferência de massa.

A distribuição para a concentração do LiBr na solução de LiBr/H₂O é comparada com os dados experimentais (tabela 4.2) e a distribuição reportados por Nabil *et al.* (2014) a na entrada e na saída do absorvedor (fig. 4.7, 4.8 e 4.9). Pode ser observado que as distribuições são semelhantes, e não iguais, devido a diferença dos valores das propriedades da solução usados.

Na tabela 4.12, 4.13 e 4.14 são mostrados os resultados da simulação do modelo apresentado, para a concentração de LiBr na solução na saída os resultados experimentais e a simulação de Nabil *et al.* (2014). O resultados para a concentração de LiBr nas simulações é de 0,5501, 0,5602, 0,5660 A porcentagem de erro comparada com o valor experimental foi de 1,77%, 2,79% e 3,11.

Tabela 4. 12: Porcentagem de erro da concentração do LiBr na solução na saída do absorvedor, com $Ta_e = 21^\circ\text{C}$

Item	Descrição	Símbolo	Unidades	Método de obtenção do dato		
				Experimental	Nabil <i>et al.</i> (2014)	Simulação
01	Fração mássica	ω_{s_s}	---	0,5405	0,5581	0,5501
02	Porcentagem de erro	erro	%	----	3,25	1,77

Tabela 4. 13: Porcentagem de erro da concentração do LiBr na solução na saída do absorvedor, com $Ta_e = 23,5^\circ\text{C}$.

Item	Descrição	Símbolo	Unidades	Método de obtenção do dato		
				Experimental	Nabiel et al. (2014)	Simulação
01	Fração mássica	ω_{s_s}	---	0,545	0,552	0,5602
02	Porcentagem de erro	erro	%	----	1,28	2,79

Tabela 4. 14: Porcentagem de erro da concentração do LiBr na solução na saída do absorvedor, com $Ta_e = 25,6^\circ\text{C}$.

Item	Descrição	Símbolo	Unidades	Método de obtenção do dato		
				Experimental	Nabiel et al. (2014)	Simulação
01	Fração mássica	ω_{s_s}	---	0,5489	0,5551	0,5660
02	Porcentagem de erro	erro	%	----	1,13	3,11

4.6.3 Variação da Temperatura da água de resfriamento dentro do absorvedor:

Nas figuras são mostradas as distribuições da temperatura da água de refrigeração dentro do absorvedor para as condições de trabalho do absorvedor mostrados na tabela 4.2.

Observa-se nas figuras 4.10, 4.11 e 4.12 que, a temperatura da água de refrigeração aumenta com o comprimento do absorvedor. As distribuições da temperatura da água de refrigeração são quase lineais, semelhantes a distribuição encontrada por Islam et al. (2004) mostrado na figura 2.5.

Uma distribuição quase linear da temperatura da água de refrigeração mostra que não existe uma região particular ao longo do absorvedor que marque intensificação ou diminuição do processo de resfriamento da solução de LiBr/H₂O, indicando por tanto que o fluxo de calor transferido desde a solução para a água de refrigeração é praticamente constante.

A distribuição para a temperatura da água de resfriamento é comparada como os dados os dados experimentais (tabela 4.2) na entrada e na saída do absorvedor. Na tabela 4.15, 4.16 e 4.17 são mostrados os valores experimentais para a temperatura da água de refrigeração de saída na entrada do absorvedor sendo comparados com os valores obtidos nas simulações. A porcentagem de erro entre o valor experimental são 4,01% , 3,83% e 5,81% respetivamente

Figura 4. 10 Variação da temperatura da água de resfriamento dentro do absorvedor, com $T_{a_e} = 21^{\circ}\text{C}$.

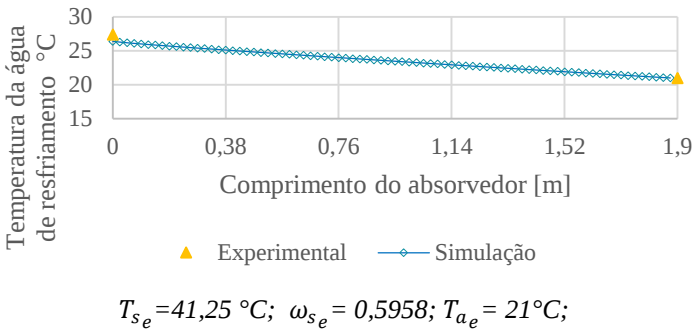


Figura 4. 11 Variação da temperatura da água de resfriamento dentro do absorvedor, com $T_{a_e} = 23,5^{\circ}\text{C}$.

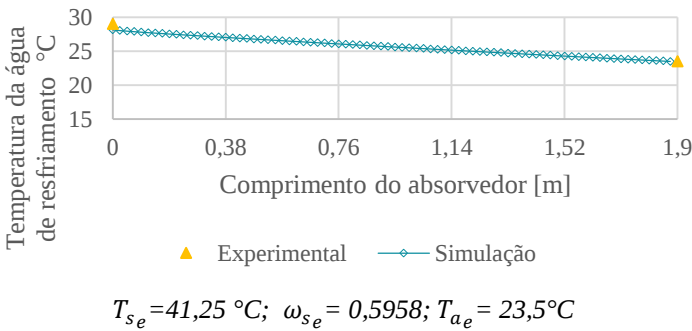


Figura 4. 12 Variação da temperatura da água de refrigeração dentro do absorvedor, com $T_{a_e} = 25,6^{\circ}\text{C}$

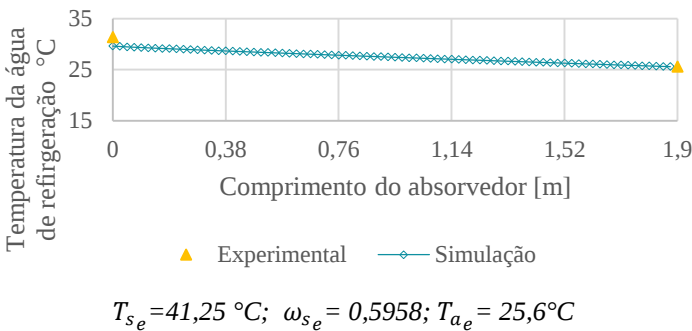


Tabela 4. 15 Porcentagem de erro da temperatura de saída da água de resfriamento na entrada do absorvedor, com $T_{a_e} = 21^{\circ}\text{C}$.

Item	Descrição	Símbolo	Unidades	Método de obtenção do dato		
				Experimental	Nabiel et al. (2014)	Simulação
01	Temperatura de saída da água de resfriamento (na entrada do absorvedor)	T_{s_s}	$^{\circ}\text{C}$	27,4	---	26,3
02	Porcentagem de erro	erro	%	----	---	4,01

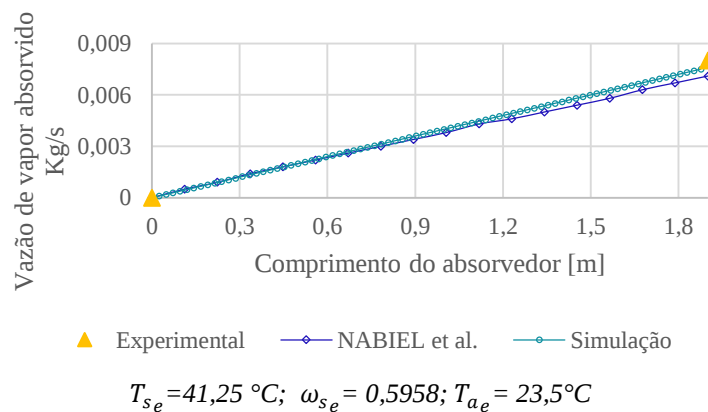
Tabela 4. 16 Porcentagem de erro da temperatura de saída da água de resfriamento na entrada do absorvedor, com $T_{a_e} = 23,5^\circ\text{C}$

Item	Descrição	Símbolo	Unidades	Método de obtenção do dato		
				Experimental	Nabiel et al. (2014)	Simulação
01	Temperatura de saída da água de resfriamento (na entrada do absorvedor)	T_{s_s}	$^\circ\text{C}$	29	---	27,89
02	Porcentagem de erro	erro	%	----	---	3,83

Tabela 4. 17 Porcentagem de erro da temperatura de saída da água de resfriamento na entrada do absorvedor, com $T_{a_e} = 25,6^\circ\text{C}$.

Item	Descrição	Símbolo	Unidades	Método de obtenção do dato		
				Experimental	Nabiel et al. (2014)	Simulação
01	Temperatura de saída da água de resfriamento (na entrada do absorvedor)	T_{s_s}	$^\circ\text{C}$	31,04	---	29,56
02	Porcentagem de erro	erro	%	----	---	5,85

4.6.4 Variação na vazão de vapor absorvido

Figura 4. 13: Variação da vazão de Vapor absorvido no absorvedor, com $T_{a_e} = 23,5^\circ\text{C}$ 

Na figura 4.14 é mostrada a distribuição da variação da vazão de massa de vapor absorvido. A distribuição encontrada na simulação apresenta uma tendência lineal.

Segundo Miller (1998), na absorção a força motriz para a transferência de massa está descrita por o gradiente de concentração desde a interface para o filme. A tendência lineal da

distribuição da concentração do LiBr na solução de LiBr/H₂O com o comprimento do absorvedor está ligada ao efeito da água de resfriamento, cujo perfil de temperatura também deve ser lineal devido a sua capacitância dominante, que absorve facilmente o calor do filme. A força motriz aumenta com a longitude do tubo devido ao efeito da água de resfriamento, porém como a difusividade térmica ($D_t = 1,427 \times 10^{-7} \text{ m}^2/\text{s}$) é duas ordens de grandeza maior que a difusividade mássica ($D_m = 1,352 \times 10^{-9} \text{ m}^2/\text{s}$) da solução de LiBr/H₂O, o calor é transferido desde a interface é transferido rapidamente para a solução, enquanto o vapor absorvido tende a permanecer na superfície. Portanto, enquanto o gradiente de concentração a través do filme incrementa com a longitude a resistência à difusão do lado do liquido obriga ao perfil da concentração seguir a tendência do refrigerante.

Na tabela 4.18, o valor obtido na simulação para a vazão de vapor absorvido na saída do evaporador foi comparado com os dados experimentais (tabela 4.2) e a simulação reportada por Nabil *et al.* (2014). O valor da vazão na saída do absorvedor encontrada na simulação é de 0,0075 kg/s. A porcentagem de erro calculada para a vazão de massa de vapor absorvido na saída do absorvedor encontrada na simulação comparada com o dado experimental é de 6,25%, 5% a menos que o valor calculado por Nabil *et al.* (2014), de 0,007 kg/s. A distribuição encontrada pela simulação para a vazão de vapor absorvido é semelhante à encontrada na literatura.

Tabela 4. 18 Porcentagem de erro da vazão de vapor absorvido com $Ta_e = 23,5^\circ\text{C}$

Item	Descrição	Símbolo	Unidades	Método de obtenção do dato		
				Experimental	Nabil <i>et al.</i> (2014)	Simulação
01	Vazão de vapor absorvido	M_{avs}	Kg/s	0,008	0,0071	0,0075
02	Porcentagem de erro	Erro	%	----	11,25	6,25

5. Variação de Parâmetros

5.1 Introdução:

Neste capítulo foi simulada a variação do comprimento do tubo absorvedor, a temperatura e a vazão da água de entrada resfriamento na saída do absorvedor, e o material do tubo absorvedor, para observar a influência da variação destes parâmetros na distribuição da temperatura e a concentração da solução de LiBr/H₂O dentro do absorvedor

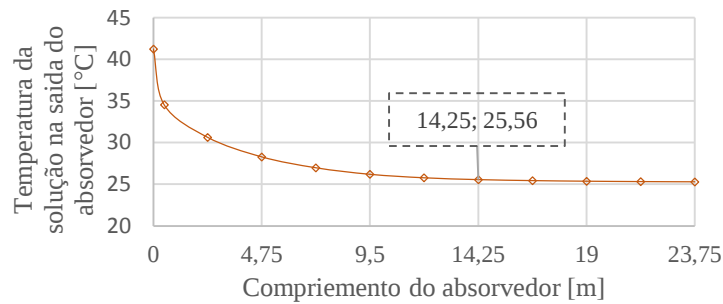
5.2 Variação do comprimento do tubo do tubo em espiral do absorvedor

Na calibração, capítulo 4, é obtido que, para um comprimento do tubo absorvedor de 1,90 m, na simulação a malha física é calibrada com 80 nós, com um comprimento calibrado de nó de 0,02375 m. Usando esta informação podem ser observados os efeitos da variação do comprimento do tubo absorvedor, sobre a temperatura e a concentração da solução de LiBr/H₂O dentro do absorvedor. São realizadas simulações variando o comprimento do tubo absorvedor, com as condições de entrada da solução de LiBr/H₂O e da água de refrigeração do teste 2 da tabela 4.2 ($T_{s_e} = 41,25$; $\omega_{s_e} = 0,5958$; $T_{a_e} = 23,5$)

A primeira simulação é realizada com um comprimento do tubo absorvedor de 0,95 m, com uma malha de 400 nós, usando o comprimento do nó calibrado (0,02375 m), e nas seguintes simulações são aumentados 40 nós, até obter um comprimento do tubo absorvedor de 23,75 m com 1000 nós.

Na figura 5.1, está representada a variação da temperatura da solução de LiBr/H₂O na saída do absorvedor com a o aumento do comprimento do tubo absorvedor. Se a vazão de entrada e as temperaturas de entrada da solução e água de resfriamento permanecem constantes, mas o comprimento do tubo absorvedor é aumentado, área total de absorção aumenta, o coeficiente de transferência de calor global, U , diminui e maior quantidade de calor da solução é retirado por água de resfriamento, e conseqüentemente menor é a temperatura da solução de LiBr/H₂O na saída do absorvedor.

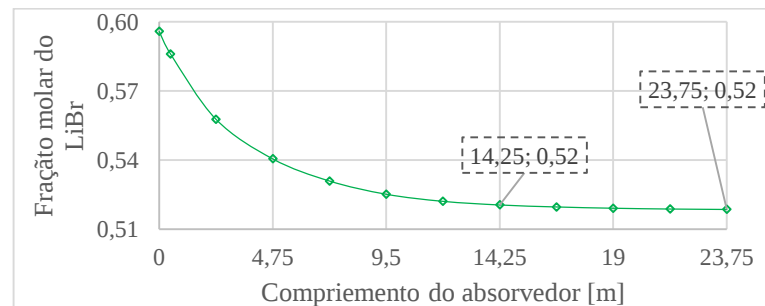
Figura 5. 1: Variação da temperatura da solução de LiBr/H₂O na saída do absorvedor com a variação do comprimento do tubo absorvedor



$$T_{s_e} = 41,25^{\circ} C; \omega_{s_e} = 0,5958; T_{a_e} = 23,5^{\circ} C$$

A variação da concentração de saída da solução de LiBr/H₂O na saída do absorvedor com a variação aumento do tubo absorvedor é mostrada na figura 5.2. A concentração é dada em fração molar do LiBr na solução de LiBr/H₂O.

Figura 5. 2: Variação da concentração da solução na saída do absorvedor com a variação do comprimento do tubo absorvedor



$$T_{s_e} = 41,25^{\circ} C; \omega_{s_e} = 0,5958; T_{a_e} = 23,5^{\circ} C$$

Como observado na figura 5.1 ao aumentar o comprimento do tubo absorvedor, o aumento da área de total faz que seja retirada maior quantidade de calor de absorção da solução, o que permite que seja absorvido mais vapor para dentro da solução, diminuindo a concentração do LiBr na saída do absorvedor (fig. 5.2)

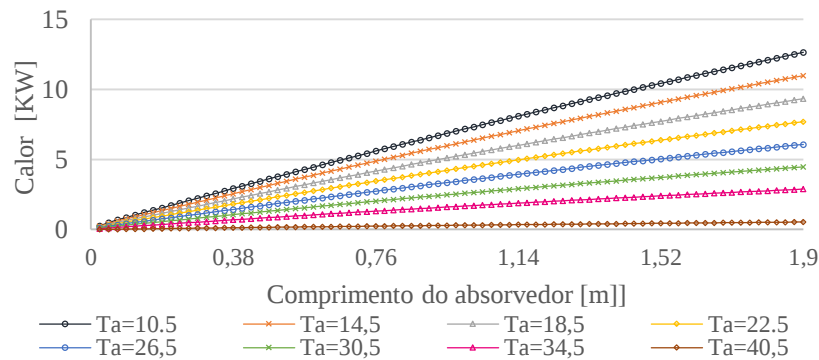
Na figura 5.1 observa-se que depois de certo comprimento a temperatura de saída da solução de LiBr/H₂O não varia muito, isto é segundo Ochoa (2014), quando mantidos constantes os demais parâmetros, comprimentos de tubos maiores terão camadas limites térmicas de maior espessura no final do comprimento, acarretando um gradiente de temperatura menor na parede, consequentemente uma menor troca de calor por condução, o que corresponde

a um menor coeficiente de convecção. E se menos calor é retirado da solução, menor será a absorção de vapor, o que pode ser observado na fig. 5.2.

5.3 Variação da temperatura da água de resfriamento

Para observar os efeitos da variação da temperatura de entrada da água de resfriamento nas variáveis estudadas no absorvedor, foram feitas simulações do absorvedor usando as condições de trabalho do teste 2 da tabela 4.2 e a malha calibrada para o comprimento do tubo absorvedor de 1,9 m. A temperatura de entrada da água de refrigeração foi variada nas simulações com um delta de 2°C, iniciando em 10,5°C até 40,5°C.

Figura 5. 3: Variação do calor transferido dentro do absorvedor com a variação da temperatura de entrada da água de resfriamento na saída do absorvedor.



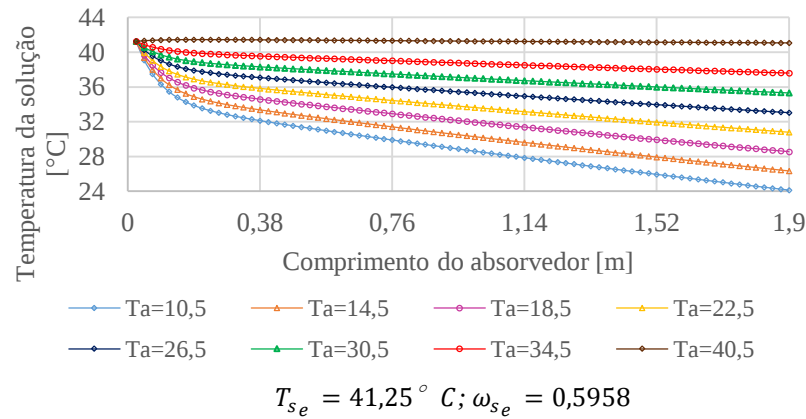
$$T_{s_e} = 41,25^{\circ} \text{C}; \omega_{s_e} = 0,5958$$

Na figura 5.3 é observa-se que ao diminuir a temperatura da água de resfriamento de entrada na saída do absorvedor, há maior troca de calor por condução, devido a que aumenta a diferença entre as temperaturas da água de resfriamento e a solução de LiBr/H₂O. Como o arranjo no absorvedor entre a solução de LiBr/H₂O e a água de resfriamento é em contracorrente, há maior transferência de calor nos trechos finais do absorvedor.

Na figura 5.4 é mostrada a variação da temperatura da solução de LiBr/H₂O dentro do absorvedor com a variação da temperatura de entrada da água de resfriamento na saída do absorvedor. Pode-se observar que aumentando a temperatura de entrada da água de resfriamento, o valor absoluto do gradiente da temperatura da solução dentro do absorvedor

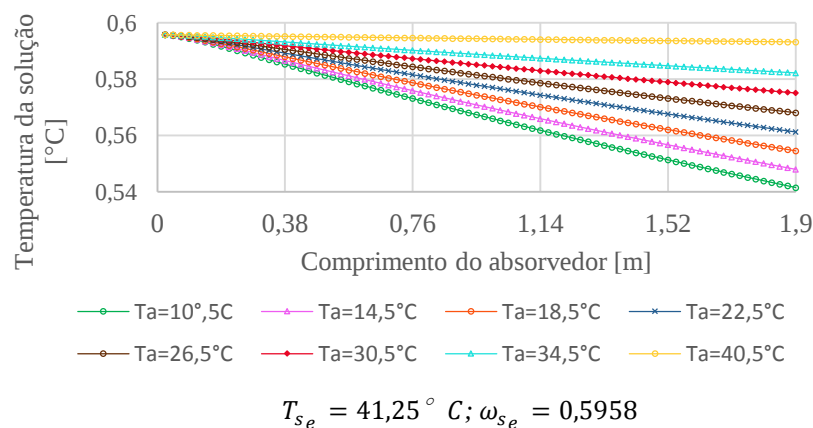
com o comprimento do absorvedor, diminui, a transferência de calor é menor, há uma menor absorção de vapor na interface, e a uma maior temperatura da solução na saída do absorvedor

Figura 5. 4: Variação da temperatura da solução de LiBr/H₂O com a variação da temperatura de entrada da água de refrigeração na saída do absorvedor.



Na figura 5.5 é mostrada a variação da concentração da solução de LiBr/H₂O dentro do absorvedor com a variação da temperatura de entrada da água de resfriamento na saída do absorvedor. A concentração está dada na fração de LiBr dentro da solução de LiBr/H₂O. Observa-se que aumentando a temperatura de entrada da água de resfriamento, o valor absoluto do gradiente da concentração da solução dentro do absorvedor com o comprimento do absorvedor diminui, há menor absorção de vapor na interface, é na saída do absorvedor a concentração do LiBr não é diminuída.

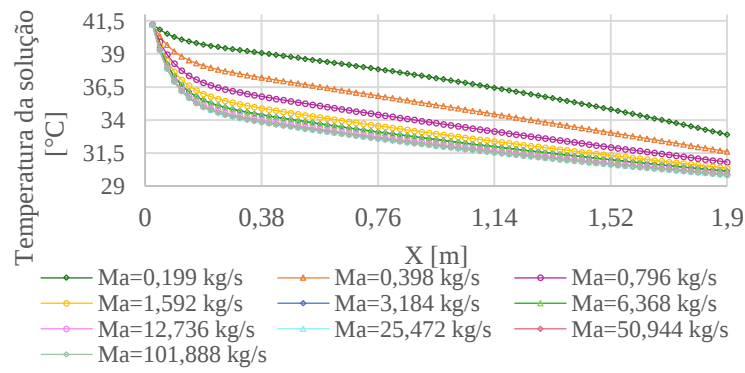
Figura 5. 5: Variação da concentração da solução de LiBr/H₂O com a variação da temperatura de entrada da água de resfriamento na saída do absorvedor.



5.4 Variação da vazão da água de resfriamento:

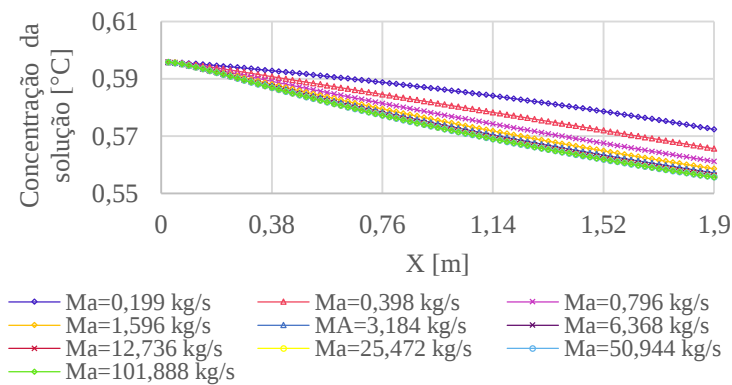
Para determinar qual é a influência da variação da vazão da água de refrigeração de entrada na saída do absorvedor, foram feitas simulações do absorvedor usando as condições de trabalho do teste 2 da tabela 4.2, usando a malha calibrada no capítulo 4, A vazão da água foi variada desde 0,199 kg/s até 101,88 kg/s, com um delta de 0,199 kg/s.

Figura 5. 6: Variação da temperatura da solução de LiBr/H₂O com a variação vazão entrada da água de refrigeração na saída do absorvedor.



$$T_{s_e} = 41,25^{\circ}\text{C}; \omega_{s_e} = 0,5958; T_{a_e} = 23,5^{\circ}\text{C}$$

Figura 5. 7: Variação da concentração da solução de LiBr/H₂O com a variação vazão entrada da água de refrigeração na saída do absorvedor.



$$T_{s_e} = 41,25^{\circ}\text{C}; \omega_{s_e} = 0,5958; T_{a_e} = 23,5^{\circ}\text{C}$$

Na figura 5.6 são mostradas as distribuições da temperatura da solução de LiBr/H₂O dentro do absorvedor com a variação da vazão da água de resfriamento. Observar-se que

aumentando a vazão de água de resfriamento, a temperatura da solução na saída do absorvedor diminui. Ao aumentar a vazão da água de resfriamento, o número de *Reynolds* do fluxo da água de resfriamento aumenta, e coeficiente de transferência de calor no lado da água, h_a , de resfriamento aumenta, aumentando o coeficiente de transferência de calor global, U . Há uma maior transferência de calor entre a solução e água de resfriamento, a temperatura da solução diminui, aumenta a absorção do vapor no filme da solução, e diminui a concentração do LiBr na saída do absorvedor como é observado na figura 5.7.

5.5 Variação do material do tubo absorvedor:

Para determinar qual é a influência da variação do material do tubo absorvedor, foram feitas simulações do absorvedor usando as condições de trabalho da teste2 da tabela 4.2 usando a malha calibrada no capítulo 4, variando o material do tubo absorvedor em cada simulação entre cobre, alumínio e aço (AISI 302, que é um aço inoxidável)

Na tabela 5.1 são mostradas as condutividades térmicas para estes materiais, e na tabela 5.2 são mostrados os coeficientes de transferência de calor global, U , para o absorvedor calculados variando o material do tubo absorvedor.

Tabela 5. 1: Condutividade do material do tubo absorvedor

Item	Parâmetro	Unidades	Material do tubo absorvedor		
			Cobre	Alumínio	Aço
1	Condutividade Térmica, k_p	W/(m.K)	401	237	15,1

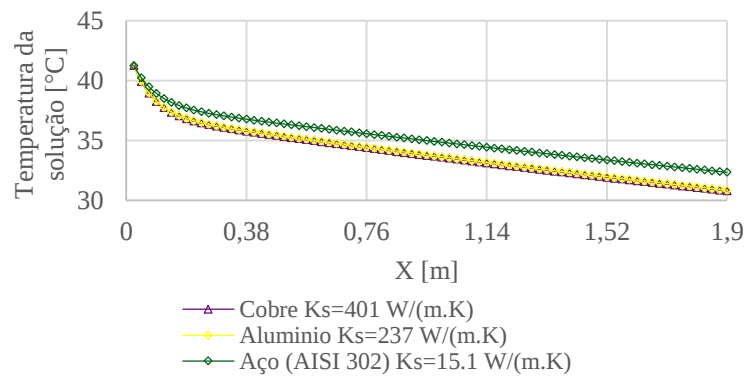
Tabela 5. 2: Coeficientes de transferência de calor global, U , para o absorvedor calculados variando o material do tubo absorvedor

Item	Parâmetro	Unidades	Material do tubo absorvedor		
			Cobre	Alumínio	Aço
1	Coeficiente de transferência global, U	W/(m.K)	487,8	482,6	349,7

Na figura 5.8 observar-se que, usando Cobre e Alumínio a distribuição da temperatura da solução do LiBr/H₂O dentro do absorvedor é quase a mesma, porque o coeficiente de

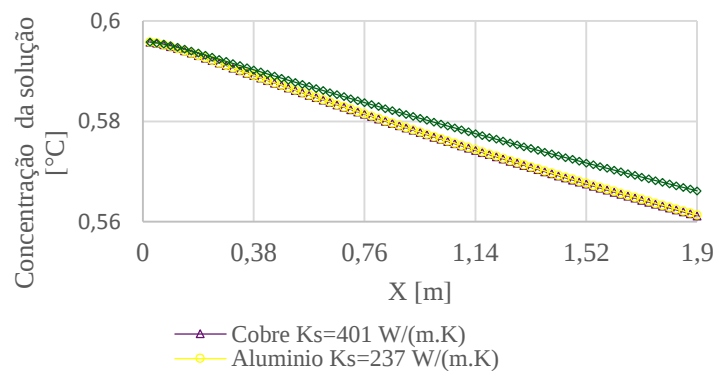
transferência de calor global do absorvedor é semelhante (487,8 e 482,6 W/(m.K)). O valor absoluto do gradiente da temperatura da solução dentro do absorvedor com o comprimento do absorvedor, $\frac{dT_s}{dx}$, com cobre e alumínio é maior que com um tubo absorvedor de aço (Aço 302) porque este material dá um menor coeficiente de transferência de global, U , é dizer se produz uma menor transferência de calor entre a água de resfriamento e a temperatura da solução.

Figura 5. 8 Variação da temperatura da solução de LiBr/H₂O variando o material do tubo absorvedor



$$T_{s_e} = 41,25^{\circ} C; \omega_{s_e} = 0,5958; T_{a_e} = 23,5^{\circ} C$$

Figura 5. 9 Variação da concentração da solução de LiBr/H₂O variando o material do tubo absorvedor



$$T_{s_e} = 41,25^{\circ} C; \omega_{s_e} = 0,5958; T_{a_e} = 23,5^{\circ} C$$

Da figura 5.9 conclui-se que, usando Cobre e Alumínio, a distribuição da fração molar do LiBr da solução do LiBr/H₂O são semelhantes, porque a transferência de calor entre a água de resfriamento e solução é quase a mesma, ou seja a absorção de vapor para dentro da solução

é similar. O valor absoluto do gradiente da concentração da solução dentro do absorvedor com o comprimento do absorvedor, $\frac{d\omega_s}{dx}$, com Cobre e Alumínio é maior que com um tubo absorvedor de Aço (ISIS 302), o qual produz uma menor transferência de calor entre a água de refrigeração e a temperatura da solução, por conseguinte a transferência de massa na interface é menor.

6. Conclusões e Sugestões para Trabalhos Futuros

Um estudo do processo de transferência de calor e massa dentro de um absorvedor em espiral tubular de Brometo de Lítio e água (LiBr/H₂O), com os fluidos em contracorrente, é desenvolvido usando um modelo matemático não linear. O absorvedor é simplificado como uma placa plana de filme descendente, numa dimensão em estado estacionário. A distribuição da temperatura e a concentração da solução de LiBr/H₂O, e da água de resfriamento dentro do absorvedor é determinada com o sistema de equações obtidas do modelo não linear, o qual é simulado com o programa desenvolvido em MATLAB, usando o método numérico de iterativo.

Para a calibração da malha física do modelo são usadas características de um absorvedor e dados experimentais reportados na literatura. O comprimento do absorvedor estudado é de 1,9 m e a malha para simulação foi calibrada com 80 nós. A temperatura da solução de entrada do Brometo de Lítio-água (LiBr/H₂O) é de 41,25°C e a fração molar de 0,5958.

Foram simulados três casos diferentes variando a temperatura da água de resfriamento em 21,5°C, 23,5°C, 25,6°C. Os valores dos coeficientes de transferência massa efetivo K_{ef} , são obtidos da literatura, e o coeficiente de transferência de calor global, U , é calculado usando a resistência térmica global do absorvedor. O coeficiente de transferência de calor da solução é calculado usando a correlação de Alberts et al. (2010), que inclui as forças gravitacionais. O coeficiente de transferência de calor da água de resfriamento é calculado usando a correlação de Dittus Boelter. Os valores do coeficiente de transferencial global médio obtidos da simulação variando a água de refrigeração são 491, 470 e 423,74 W/(m.K).

As distribuições obtidas para temperatura e a concentração da solução de LiBr/H₂O, da água de refrigeração e o vapor absorvido apresentam boa concordância quando comparados com os dados da literatura. Na distribuição da temperatura observa-se que nos trechos iniciais a difusão térmica governa o processo dentro do absorvedor, devido a que esta é maior que a difusão mássica, além disso os coeficientes de transporte são altos, mas logo que é transferido calor entre a água de refrigeração e a solução o processo de transferência de massa é otimizado, e o perfil de temperatura da solução se torna quase linear. A distribuição da concentração da solução a través do absorvedor é linear, porque a taxa de transferência de calor a través do absorvedor permanece quase constante.

Variando o comprimento do absorvedor é observado que a transferência de calor e massa aumenta, mas depois de um certo comprimento (14,25 m) a transferência de calor e massa é quase constante, a temperatura e a concentração da solução LiBr/H₂O, de saída do absorvedor são relativamente iguais, isto porque quando mantidos constantes os demais parâmetros, comprimentos de tubos maiores terão um gradiente de temperatura menor na parede, uma menor troca de calor por condução, e um menor coeficiente de convecção.

Se a temperatura de entrada da água de refrigeração diminui e as demais condições permanecem constantes o calor transferido aumenta, porque a diferença da temperatura entre a água e a solução diminuem, e a absorção de vapor aumenta. É demonstrado que o calor transferido para uma determinada temperatura de entrada da água de refrigeração é quase constante, o que faz que a distribuição da água de refrigeração e a concentração da solução sejam lineares.

Ao aumentar a vazão mássica de entrada da água de refrigeração a temperatura e a concentração da solução de LiBr/H₂O diminuem porque aumenta o coeficiente de transferência de calor global, U , do absorvedor, aumentando a transferência de calor que seja absorvido mais vapor para dentro da solução.

Se o material do tubo absorvedor muda, temos para o absorvedor uma condutividade térmica diferente e um coeficiente de transferência de calor global, U , diferente. Usando Cobre e Alumínio, que possuem condutividades térmicas da mesma ordem, o coeficiente global de transferência de calor é muito similar, o que faz com que a distribuição da temperatura e a concentração para a solução de LiBr/H₂O sejam quase semelhantes. Comparando um tubo absorvedor de Cobre, Alumínio e Aço inoxidável, os dois primeiros são melhores materiais para ser usados no tubo absorvedor, porque o Aço apresenta uma condutividade muito baixa e a transferência de calor e de massa no absorvedor é muito pequena. Mas o material mais usado na fabricação de absorvedores é o Cobre, já que é um material leve, durável, acessível, que segura melhor os ciclos de expansão.

A modelagem que foi realizada para o absorvedor em espiral, serve como uma ferramenta de apoio para os projetistas no design de do absorvedor e a otimização do mesmo. Para que o modelo seja uma representação mais real do absorvedor tubular, podem ser melhoras as hipóteses adoptadas no modelo desenvolvido. Algumas de estas são:

- O tipo de escoamento. Pela forma como é distribuída a solução e arranjo dos tubos absorvedores, dentro do absorvedor podem existir outros tipos de escoamento diferentes de filme descendente, como gotículas no fundo dos tubos.

- O valor constante do coeficiente de transferência de massa efetivo, K_{ef} : Os processos de transferência de massa e calor no absorvedor estão acoplados, e cálculo dos coeficientes são dependentes um do outro.

Para trabalhos futuros, podem-se desenvolver modelos mais elaborados para o absorvedor tubular em espiral, tendo em conta os itens acima citados.

Referências

ASHRAE, Handbook Fundamentals, American Society of Heating, Refrigeration and Air Conditioning Engineers, 1981.

ASHRAE, Handbook of System and Equipment, HSE, American Society of Heating Refrigeration and Air Conditioning Engineers, Inc., Atlanta, EUA, 2008.

ALI H.A.H, SCHWERDT P., Characteristics of the membrane utilized in a compact absorber for lithium bromide–water absorption chillers, International Journal of Refrigeration, Volume, Pages 1886–1896, December, 2009.

ARAUJO P.J J., Simulação de uma unidade de refrigeração por absorção usando o par Água-Amônia nos regímenes permanente e transiente. Tese (Doutorado em Engenharia Mecânica) – Universidade Federal da Paraíba, João Pessoa - Paraíba, 2010.

BOHRA L. K., Analysis of binary fluid heat and mass transfer in ammonia water absorption, Thesis – Georgia Institute of Technology, Georgia, 2007.

CEBDS, Conselho Empresarial Brasileiro para o desenvolvimento sustentável, Destravando o financiamento à eficiência energética no Brasil: Soluções financeiras e não financeiras para os agentes de mercado, Dezembro 2014, aceso na página: http://cebds.org/wp-content/uploads/2015/04/Copclima-014_Port_Completo_REV1.pdf

CHAPRA S.C., CANALE R.P, Métodos Numéricos, Quinta Edição, Mac Graw Hill, 2011 México.

CHUA H.T., TOH H.K, MALEK A, NG K.C, SRINIVASAN K, Improved thermodynamic property fields of LiBr-H₂O solution. International Journal of Refrigeration 23 (2000) 412-429.

COLBURN A. P. and DREW T. B., The condensation of mixed vapours, AIChE Transactions, vol 33, p. 197-212, 1937, 1937.

FERNÁNDEZ-SEARA J., SIERES J., The importance of the ammonia purification process in ammonia-water absorption systems. *Energy convers. Manage*, v. 47, n. 13-14, p. 1975-1987, 2006.

FLIN D, *Cogeneration. A user's guide*, The Institution of Engineering and Technology, London, United Kingdom, 2010.

GARIMELLA S., Innovations in energy efficient and environmentally friendly space-conditioning system, *Energy*, v.28, Issue 15, pp. 1593-1614, 2003.

GROSSMAN G, Simultaneous heat and mass transfer in film, *International Journal Heat and Mass transfer*, 1983, Vol 26 No 3: 357-371.

HARIKRISHNAN L., MAIYA M.P., TIWARI S., Investigations on heat and mass transfer characteristics of falling film horizontal tubular absorber, *International Journal of Heat and Mass Transfer*, Volume 54, Issues 11–12, May 2011, Pages 2609–2617.

HEROLD K.E., RADERMACHER R., KLEIN S. A., *Absorption Chillers and Heat Pumps*, Taylor & Francis Group, LLC, Boca Raton, FL, 1996.

IBRAHIM GA, VINNICOMBE GA, A hybrid method to analyse the performance of falling film absorbers, *International Journal Heat and Mass transfer*, 1993, Vol 36 No 5: 1383-1390.

INCROPERA FP, DEWITT DP, BERGMAN TL, LAVINE AS, *Fundamentos de transferência de Calor e massa*, Sexta Edição, Livros Técnicos e Científicos Editora S.A., Rio de Janeiro, 2008.

ISLAM Md.R, Absorption process of a falling film on a tubular absorber: an experimental and numerical study, *Applied Thermal Engineering*, v.28, n.11-12 (August), pp 1386-1394.

ISLAM M.A., MIYARA A., SETOGUCHI T., Numerical investigation of steam absorption in falling film of LiBr aqueous solution with solitary waves, *International Journal of Refrigeration*, Volume 32, Issue 7, , Pages 1597–1603, November, 2009.

ISLAM Md.R, WIJEYSUNDERA N.E, HO J.C, Evaluation of heat and mass transfer coefficients for falling-films on tubular absorbers. *International Journal of Refrigeration* 26 (2003) 197–204.

ISLAM Md.R, WIJEYSUNDERA N.E, HO JC, Simplified models for coupled heat and mass transfer in falling-film absorbers, *International Journal Heat and Mass transfer*, 47 (2004) 395-406.

ISLAM Md.R, WIJEYSUNDERA N.E, HO J.C, Heat and mass transfer effectiveness and correlations for counter-flow absorbers, *International Journal Heat and Mass transfer*, 49 (2006) 4171-4182.

KANG Y. T., AKISAWA A., KASHIWAGI T., Analytical investigation of two different absorption modes: falling films and bubble types, *International Journal of Refrigeration*, v23, p.430-443, 2000.

KILLON J.D., GARIMELLA S., A critical review of models of coupled heat and mass transfer in falling-film absorption, *International Journal Refrigeration*, 24 (2001) 755-799.

KIM D.S. & FERREIRA I.C.A., Analytic modelling of a falling film absorber and experimental determination of transfer coefficients, *International Journal of Heat and Mass Transfer*, Volume 52, Issues 21–22, October 2009, Pages 4757–4765.

KIM D.S, INFANTE FERREIRA C.A, Gibbs energy equation for LiBr aqueous solutions, *International Journal of Refrigeration*, 29 (2006) 36–46.

KYUNGA I, HEROLDA KE, KANGB YT, Model for absorption of water vapor into aqueous LiBr flowing over a horizontal smooth tube, *International Journal Refrigeration*, 30 (2007) 591-600.

LEADERS' DECLARATION G7 SU MMIT, 7-8 June 2015, G7 Germany, Schloss Elmau, aceso página: <http://www.consilium.europa.eu/en/meetings/international-summit/2015/06/7-8/>.

LEE K. B., CHUN B. H., LEE J. C., LEE C. H., KIM S. H., Experimental analysis of bubble mode in a plate-type absorber. *Chemical engineer Science*, v. 57, p. 955-964, 2003.

LEE S., BOHRA LK., GARIMELLA S., NGAVARAPU A.K., Measurement of absorption rates in horizontal-tube falling-film ammonia-water absorbers, *International Journal of Refrigeration*, Volume 35, Issue 3, May 2012, Pages 613–632.

LI J., XIE X., JIANG Y., Experimental study and correlation on the falling column adiabatic absorption of water vapor into LiBr–H₂O solution, *International Journal of Refrigeration*, Volume 51, March 2015, Pages 112–119.

MARCOS J. D. C., Prototipo de máquina frigorífica de absorción de LiBr/H₂O de doble efecto condensada por aire. Simulación, optimización y resultados experimentales, Tesis Doctoral, Universidad Carlos III de Madrid. Escuela Politécnica Superior de Ingeniería Industrial, Departamento de Ingeniería Térmica y de Fluidos, Leganés (Madrid), 2008.

MILLER W.A. The experimental analysis of aqueous Lithium Bromide Vertical Film absorption. Dissertation (Doctor of philosophy) – The university of Tennessee, Knoxville, May 1998.

MILLER W.A., KEYHANI M., The Correlation of Simultaneous Heat and Mass Transfer Experimental Data for Aqueous Lithium-Bromide Vertical Falling Film Absorption, *Transactions of the ASME*, Vol 123 February 2001, 30-42.

MILLER W.A., PEREZ-BLANCO H., Vertical-tube aqueous LiBr falling film absorption using advanced surfaces. *International Absorption Heat Pump Conference*, vol. 31. AES, pp. 185e202, 1993.

NABIL B.H., BECHIR C., SLIMAN G., Global modeling of heat and mass transfers in spiral tubular absorber of a water-lithium bromide absorption chiller, *Elsevier International Journal Refrigeration*, ,38 (2014) 323-332.

NABIL B.H., BECHIR C., SLIMAN G., A study of the coupled heat and mass transfer during absorption process in a spiral tubular absorber. Elsevier, *Applied Thermal Engineering* xxx

(2014) 1e10.

NIU X.F., DU K., XIAO F., Experimental study on ammonia-water falling film absorption in external magnetic fields, *International Journal of Refrigeration*, Volume 33, Issue 4, Pages 686–694, June, 2010.

OCHOA, V. A. A., Análise dinâmica de um *Chiller* de simples efeito, de aquecimento indireto, usando o par Brometo de Lítio – água, Tese (Doutorado em Engenharia Mecânica) – Universidade Federal de Pernambuco, Recife - Pernambuco, 2014.

PATNAIK V, RYAN WA, PEREZ-BLANCO H, A simple Model for the Design of Vertical Tube Absorbers, *ASHRAE Annual Meeting*, Denver, Colorado, June 27-30, 1993.

PRATA J. E., Modelagem de um absorvedor de filme descendente líquido para um ciclo de refrigeração por absorção amônia-água, Dissertação (Mestrado), Escola Politécnica da Universidade de São Paulo, Engenharia Mecânica de Energia e Fluidos, São Paulo, Brasil, 2012.

ROSA D. C., MACAGNAN M. H., WANDER P. R., PORTO L. L., Estudo da viabilidade de um sistema de refrigeração por absorção Amônia/Água utilizando rejeito término em indústria frigorífica, 9º Congresso Internacional de Ar Acondicionado, Refrigeração, Aquecimento e Ventilação, MERCOFRIO 2014.

SELIM A. M. and ELSAYED M. M., Performance of a packed bed absorber for aqua ammonia absorption refrigeration system. *International Journal of Refrigeration System*, v. 22, p. 283-292, 1999.

SURESH M., MANI A., Heat and mass transfer studies on a compact bubble absorber in R134a-DMF solution based vapor absorption refrigeration system, *International Journal of Refrigeration*, Volume 36, Issue 3, May 2013, Pages 1004–1014.

TSAI BB, PEREZ HB, Limits of mass transfer enhancement in lithium bromide-water absorbers by active techniques, *International Journal Heat and Mass transfer*, 1998, Vol 41 No

15: 2409-2416.

TSERN I.P., LIN H.I., CHOU S.F, Heat and mass transfer in the vertical twin-parallel-tube absorber-evaporator unit. *Journal of the Chinese Institute of Engineers*, Vol. 24, No. 5, pp. 581-593 (2001)

.

SILVA, F. W. X., Análise da transferência simultânea de calor e massa nos processos de absorção de vapor em soluções binárias via GITT, Tese (Doutorado em Engenharia Mecânica) – Universidade Federal da Paraíba, João Pessoa - Paraíba, 2010.

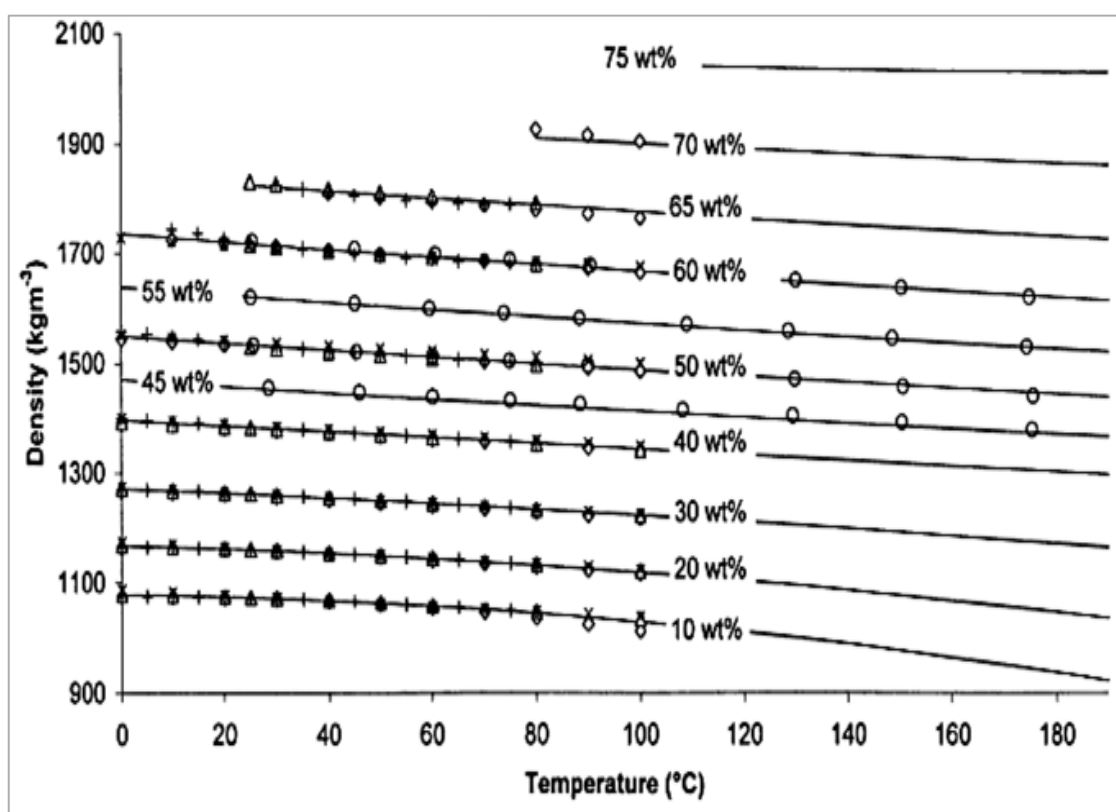
ISLAM MD.R, WIJEYSUNDERA NE, HO JC, Evaluation of heat and mass transfer coefficients for falling-films on tubular absorbers, *International Journal Refrigeration*, 26 (2003) 197-204.

YÜKSEL M.L., SCHLÜNDER E.U., Heat and mass transfer in non-isothermal absorption of gases in falling liquid films. Part II: Experimental determination of heat and mass transfer coefficients. *Chemical Engineering and Processing: Process Intensification*, 22: 193-202, 1988.

ZHANG L., WANG Y., FU Y., XING L., JIN L., Numerical Simulation of H₂O/LiBr Falling Film Absorption Process, *The 7th International Conference on Applied Energy – ICAE2015*, *Energy Procedia* 75 (2015) 3119 – 3126.

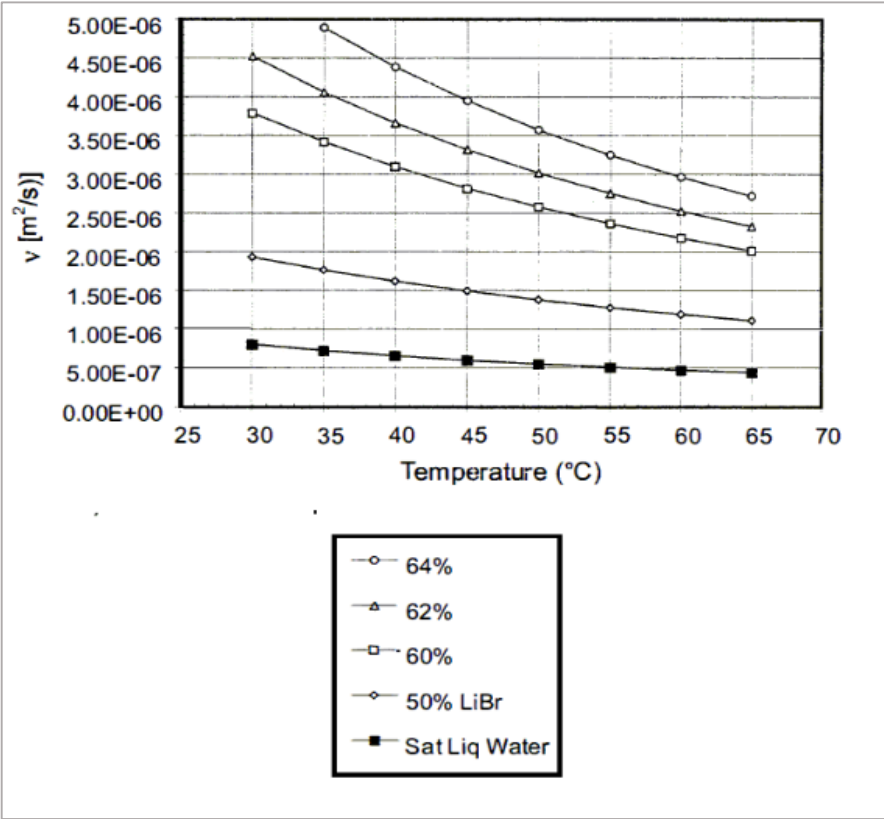
Anexo: Propriedades da solução do Brometo de Litio-Água (LiBr/H₂O)

Anexo 1. Figura 1: Densidade da solução de LiBr/H₂O a diferentes concentrações



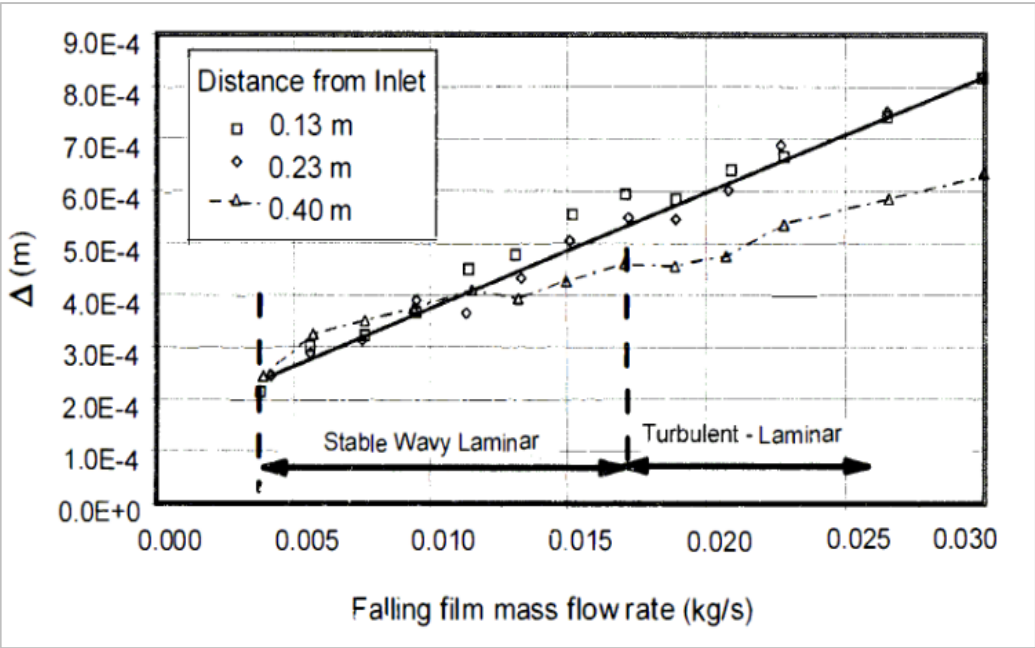
Fonte: Chau et.al (2000)

Anexo 1. Figura 2: Viscosidade cinemática da solução de LiBr/H₂O para diferentes concentrações

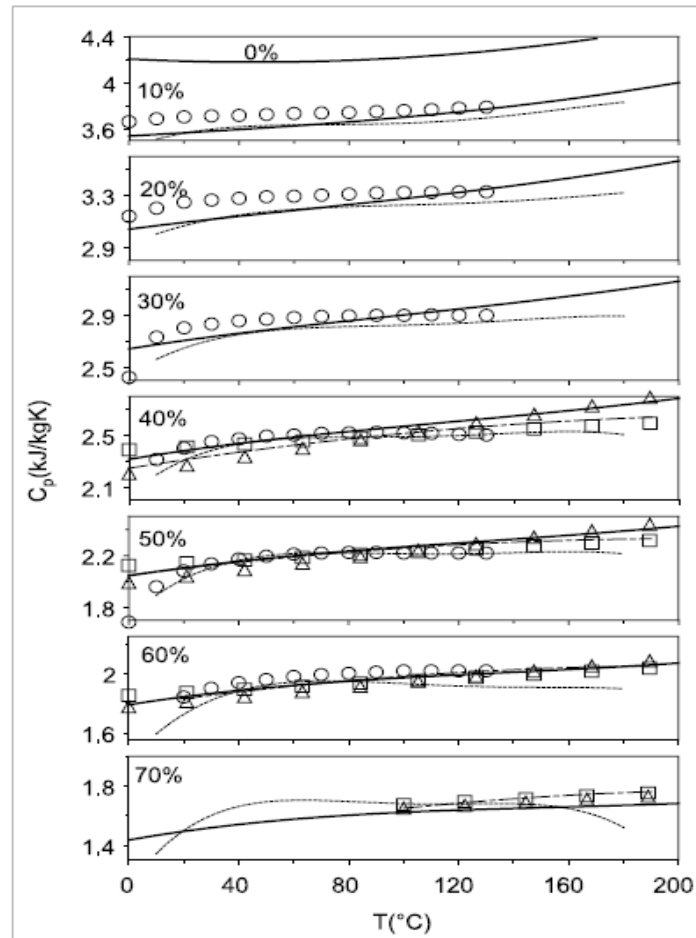


Fonte: Miller (1998)

Anexo 1. Figura 3: Espessura do filme da solução de LiBr/H₂O para um diâmetro de tubo de 0,01905 m



Fonte: Miller (1998)

Anexo 1. Figura 4: Calor específico da solução de brometo de LiBr/H₂O

Fonte: Kim & Ferreira (2006)