



UNIVERSIDADE FEDERAL DE PERNAMBUCO
CENTRO DE TECNOLOGIA E GEOCIÊNCIA
DEPARTAMENTO DE ENGENHARIA MECÂNICA
PROGRAMA DE PÓS-GRADUAÇÃO EM ENGENHARIA MECÂNICA

ÁLVARO AUGUSTO SOARES LIMA

**ANÁLISE NUMÉRICA DE ABSORVEDORES DE CHILLER DE ABSORÇÃO DO
TIPO PLACA UTILIZANDO AMÔNIA/ÁGUA COMO FLUIDO DE TRABALHO
VIA CFD**

Recife

2018

ÁLVARO AUGUSTO SOARES LIMA

**ANÁLISE NUMÉRICA DE ABSORVEDORES DE CHILLER DE ABSORÇÃO DO
TIPO PLACA UTILIZANDO AMÔNIA/ÁGUA COMO FLUIDO DE TRABALHO
VIA CFD**

Dissertação apresentada ao Programa de Pós-Graduação em Engenharia Mecânica da Universidade Federal de Pernambuco, como requisito parcial para a obtenção do título de Mestre em Engenharia Mecânica.

Área de concentração: Processos e sistemas térmicos.

Orientador: Prof^o. Dr. Alvaro Antonio Ochoa Villa

Coorientador: Prof^o. Dr. José Ângelo Peixoto da Costa

Recife

2018

Catálogo na fonte

Bibliotecária: Rosineide Mesquita Gonçalves Luz / CRB4-1361 (BCTG)

L732a Lima, Álvaro Augusto Soares.

Análise numérica de absorvedores de Chiller de absorção do tipo placa utilizando amônia/água como fluido de trabalho via CFD / Álvaro Augusto Soares Lima. – Recife, 2018.

108folhas, il., figs., gráfs., tabs.

Orientador: Prof^o. Dr. Alvaro Antonio Ochoa Villa.

Coorientador: Prof^o. Dr. José Ângelo Peixoto da Costa.

Dissertação (Mestrado) – Universidade Federal de Pernambuco. CTG. Programa de Pós-Graduação em Engenharia Mecânica, 2018.

Inclui Referências.

1. Engenharia Mecânica. 2. Chiller de absorção. 3. Amônia. 4. CFD. I. Villa, Alvaro Antonio Ochoa (Orientador). II. Costa, José Ângelo Peixoto da (Coorientador). II.Título.

621 CDD (22.ed)

UFPE/BCTG-2018/ 395

30 de julho de 2018.

“ANÁLISE NUMÉRICA DE ABSORVEDORES DE CHILLER DE ABSORÇÃO DO TIPO PLACA UTILIZANDO AMÔNIA/ÁGUA COMO FLUIDO DE TRABALHO VIA CFD”

ÁLVARO AUGUSTO SOARES LIMA

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/EEP/UFPE

Prof. Dr. ALVARO ANTONIO OCHOA VILLA
ORIENTADOR/PRESIDENTE

Prof. Dr. JOSÉ ÂNGELO PEIXOTO DA COSTA
COORIENTADOR

Prof. Dr. CEZAR HENRIQUE GONZALEZ
COORDENADOR DO PROGRAMA

BANCA EXAMINADORA:

Prof. Dr. ALVARO ANTONIO OCHOA VILLA (IFPE)

Prof. Dr. JOSÉ ÂNGELO PEIXOTO DA COSTA (IFPE)

Prof. Dr. JORGE RECARTE HENRÍQUEZ GUERRERO (UFPE)

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

Dedico esta dissertação a minha família, amigos e a Deus

AGRADECIMENTOS

Agradeço a todos que contribuíram para a conclusão desta dissertação, em especial a meus pais, Gentil Augusto e Edjane Maria por todo o apoio e orientação dado ao longo da minha vida e principalmente neste período de realização da dissertação. Agradeço também a meu irmão, assim como toda a minha família, que estiveram comigo em todos os momentos e sempre me deram o apoio necessário para que mais essa etapa da minha vida fosse concluída. Assim, também agradeço a minha namorada, Mayara Amanda, por toda a paciência, compreensão e por acreditar nos meus objetivos.

Agradeço ao meu orientador Prof^o Dr. Alvaro Antonio Ochoa Villa e ao meu coorientador Prof. Dr. José Ângelo Peixoto da Costa, pelo apoio, atenção, compreensão, paciência e amizade no decorrer do processo de formulação dessa dissertação, sempre com muita competência e sinceridade.

Aos meus amigos, que estiveram presentes e contribuíram direta ou indiretamente para a realização deste trabalho.

À Capes pelo financiamento desta dissertação.

Por fim, agradeço a Deus, por ser bom a todo tempo, me guiar e me proporcionar condições de concluir mais esse ciclo.

RESUMO

Esta dissertação tem como objetivo estudar os fenômenos de transferência de calor e massa que ocorrem de forma simultânea no absorvedor, equipamento crucial para o desempenho do chiller de absorção. Foi realizada uma análise paramétrica do absorvedor utilizando amônia e água como fluido de trabalho. Um modelo de trocador de calor de placas planas foi adotado e um escoamento de solução absorvente e vapor refrigerante foi considerado como em mistura e ocorrendo de cima para baixo no absorvedor. Em contrapartida, o fluido de arrefecimento foi considerado escoando, separado por uma parede, em sentido contrário a mistura. A análise foi realizada utilizando uma abordagem numérica, baseada na formulação utilizando as equações de conservação da massa, energia, quantidade de movimento e espécies químicas. As equações foram resolvidas com o auxílio do software de fluidodinâmica computacional ANSYS/CFX. A análise consistiu na variação da vazão de vapor refrigerante, solução absorvente e fração mássica de amônia presente na solução. Foi encontrado uma dependência não linear entre as vazões de vapor refrigerante e solução absorvente com o percentual de amônia presente na solução. Foi observado um ganho de 29,8% na fração em massa de amônia presente na solução absorvente quando reduzido em 10% o valor da fração mássica na entrada do absorvedor.

Palavras chave: Chiller de absorção. Amônia. CFD.

ABSTRACT

This dissertation aims to study the phenomena of heat and mass transfer occurring simultaneously in the absorber, a crucial equipment for the performance of the absorption chiller. A parametric analysis of the absorber was performed using ammonia and water as the working fluid. A flat plate heat exchanger model was adopted and a flow of absorbent solution and refrigerant vapor was considered as in mixture and occurred from top to bottom in the absorber. In contrast, the cooling fluid was considered to flow, separated by a wall, in the opposite direction of the mixture. The analysis was performed using a numerical approach, based on the formulation using equations of conservation of mass, energy, amount of movement and chemical species. The equations were solved with the aid of computational fluid dynamics software ANSYS / CFX. The analysis consisted in the variation of the flow of refrigerant vapor, absorbent solution and mass fraction of ammonia present in the solution. A nonlinear dependence was found between the flows of refrigerant vapor and absorbent solution with the percentage of ammonia present in the solution. A gain of 29.8% was observed in the mass fraction of ammonia present in the absorbent solution when the value of the mass fraction at the entrance of the absorber was reduced by 10%.

Keywords: Absorption chiller. Ammonia. CFD.

LISTA DE FIGURAS

Figura 1 –	Chiller de absorção de simples efeito alimentado por energia solar	18
Figura 2 –	Esquema do sistema de refrigeração em cascata	24
Figura 3 –	Diagrama esquemático do ciclo combinado	25
Figura 4 –	Esquemático do ciclo combinado motor diesel, ciclo Rankine e chiller de absorção	26
Figura 5 –	Esquema do ciclo combinado	27
Figura 6 –	Representação do trocador de calor em serpentina	34
Figura 7 –	Esquema do chiller de absorção de simples efeito de queima direta	36
Figura 8 –	Esquema de um chiller de simples efeito	38
Figura 9 –	Sistema de duplo efeito em série	39
Figura 10 –	Sistema de duplo efeito em paralelo	39
Figura 11 –	Sistema de médio efeito	40
Figura 12 –	Sistema de triplo efeito	41
Figura 13 –	Trocador de calor de placas planas	47
Figura 14 –	Trocador de calor de serpentina	48
Figura 15 –	Geometria para os dados de Triché et al. (2016)	55
Figura 16 –	Fração mássica de amônia no absorvedor	56
Figura 17 –	Fração mássica de amônia quando variado a concentração inicial	57
Figura 18 –	Fração mássica de amônia para 3ª etapa	58
Figura 19 –	Geometria do absorvedor	60
Figura 20 –	Fração mássica ao longo do comprimento do absorvedor	61
Figura 21 –	Geometria com escoamento segregado	62
Figura 22 –	Varição da temperatura devido a variação da vazão de solução	64
Figura 23 –	Temperatura dos fluidos quando variado a temperatura de arrefecimento	65
Figura 24 –	Absorvedor de placas analisado por Cerezo (2006)	67
Figura 25 –	Sentido do escoamento e absorvedor analisado.....	68
Figura 26 –	Balanço de massa no volume de controle	69
Figura 27 –	Balanço da quantidade de movimento no volume de controle	70

Figura 28 –	Campo de fluxo no volume de controle	71
Figura 29 –	Análise de malha fração mássica	82
Figura 30 –	Análise de malha temperatura	83
Figura 31 –	Malha adotada	84
Figura 32 –	Perfil de temperatura	88
Figura 33 –	Perfil de temperatura da solução	89
Figura 34 –	Perfil de temperatura do vapor	90
Figura 35 –	Gradiente de temperatura	91
Figura 36 –	Fração mássica de amônia na solução absorvente em função da vazão de vapor refrigerante	92
Figura 37 –	Fração mássica de amônia na solução absorvente em função da vazão de solução absorvente	93
Figura 38 –	Fração mássica de amônia na solução absorvente quando variado a fração mássica na entrada do absorvedor	95
Figura 39 –	Variação da componente x da velocidade da solução absorvente	96

LISTA DE TABELAS

Tabela 1 –	Aplicações dos sistemas de refrigeração por absorção em diferentes setores	43
Tabela 2 –	Diferentes pares de trabalho	45
Tabela 3 –	Características geométricas do absorvedor de Triché et al. (2016)	55
Tabela 4 –	Valores de entrada para primeira simulação	56
Tabela 5 –	Valores de entrada para o segundo caso	57
Tabela 6 –	Valores de entrada para a 3ª etapa	58
Tabela 7 –	Condições geométricas do absorvedor	59
Tabela 8 –	Condição de entrada de Cerezo	60
Tabela 9 –	Comparativo de temperatura nas extremidades	63
Tabela 10 –	Dados de entrada para a variação da vazão da solução	63
Tabela 11 –	Variação da temperatura de arrefecimento	64
Tabela 12 –	Características geométricas do absorvedor	66
Tabela 13 –	Análise de malha	83
Tabela 14 –	Dados físicos de entrada	85
Tabela 15 –	Validação da metodologia adotada	87

SUMÁRIO

1	INTRODUÇÃO	14
1.1	MOTIVAÇÃO	16
1.2	OBJETIVO GERAL	16
1.3	OBJETIVOS ESPECÍFICOS	16
1.4	ESTRUTURA DA DISSERTAÇÃO	17
2	ESTADO DA ARTE	18
3	FUNDAMENTAÇÃO TEÓRICA	36
3.1	COMPONENTES BÁSICOS DE UM SISTEMA DE REFRIGERAÇÃO POR ABSORÇÃO	36
3.2	FUNCIONAMENTO DOS SISTEMAS DE REFRIGERAÇÃO POR ABSORÇÃO	36
3.3	SISTEMAS DE REFRIGERAÇÃO POR ABSORÇÃO	37
3.3.1	Sistema de simples efeito	37
3.3.2	Sistema de duplo efeito	38
3.3.3	Chillers de absorção avançados	40
3.4	VANTAGENS E DESVANTAGENS DOS SISTEMAS DE REFRIGERAÇÃO POR ABSORÇÃO	41
3.4.1	Vantagens	41
3.4.2	Desvantagens	42
3.5	APLICAÇÕES DOS SISTEMAS DE REFRIGERAÇÃO POR ABSORÇÃO	42
3.5.1	Uso Industrial	42
3.5.2	Residencial	43
3.6	FLUIDOS DE TRABALHO	44
3.7	ABSORVEDORES	45
3.8	TIPOS DE ABSORVEDORES	46
3.8.1	Placa plana	47
3.8.2	Serpentina	47
3.8.3	Casco e tubo	48
3.9	TIPOS DE ESCOAMENTO DO ABSORVEDOR	48
3.10	PROCESSOS DE TRANSFERÊNCIA DE CALOR E MASSA SIMULTÂNEA	49

3.11	FLUIDOS DINÂMICOS COMPUTACIONAL – CFD	50
3.12	FERRAMENTA COMPUTACIONAL CFX	52
4	METODOLOGIA	54
4.1	MODELAGEM NUMÉRICA	54
4.1.1	Absorvedor segundo Triché et al. (2016)	55
4.1.1.1	Resultados	56
4.1.1.2	Análise dos Erros	59
4.1.2	Absorvedor segundo Cerezo (2006)	59
4.1.2.1	Escoamento em mistura de fases Líquida e vapor	60
4.1.2.2	Escoamento segregado das fases	61
4.1.2.3	Resultados análise segundo dados de Cerezo	62
4.2	METODOLOGIA ADOTADA NESTA DISSERTAÇÃO	65
4.2.1	Características geométricas do absorvedor de placa plana	65
4.2.2	Equações governantes em sua forma geral	68
4.2.2.1	Equação da conservação da massa	68
4.2.2.2	Equação de conservação da quantidade de movimento	69
4.2.2.3	Equação da conservação de energia	71
4.2.3	Equações governantes aplicadas ao modelo	71
4.2.3.1	Equação da conservação de massa	72
4.2.3.2	Equação da conservação da quantidade de movimento	75
4.2.3.3	Equação da conservação de energia	77
4.2.4	Metodologia numérica	79
4.2.5	Análise de malha	81
4.2.6	Validação da metodologia	84
5	RESULTADOS	88
5.1	COMPORTAMENTO DA FRAÇÃO MÁSSICA EM FUNÇÃO DA VAZÃO DE VAPOR	91
5.2	COMPORTAMENTO DA FRAÇÃO MÁSSICA EM FUNÇÃO DA VAZÃO DA SOLUÇÃO DE NH ₃ /H ₂ O	93
5.3	COMPORTAMENTO DA FRAÇÃO MÁSSICA EM FUNÇÃO DA CONCENTRAÇÃO INICIAL DE AMÔNIA	94
5.4	ANÁLISE DA VARIAÇÃO DE VELOCIDADE NO EIXO X NO INTERIOR DO ABSORVEDOR	96

6	CONCLUSÕES	98
7	TRABALHOS FUTUROS	99
	REFERÊNCIAS	100

1 INTRODUÇÃO

Nos últimos anos tem-se investido esforços consideráveis em pesquisas voltadas para o estudo e desenvolvimento de equipamentos que fazem uso da cogeração, isso ocorre devido a crescente preocupação em proporcionar um melhor aproveitamento energético das fontes não renováveis de energia. Esse uso consciente das fontes de energia leva a uma redução da emissão de poluentes provenientes principalmente da queima de combustíveis fósseis, levando ainda a um acréscimo econômico.

Dentre os sistemas que fazem uso da cogeração tem se destacado os Sistemas de Refrigeração por Absorção, também conhecido como Chiller de Absorção, por fazerem uso de fontes menos nobre de energia, como resíduos térmicos de processos industriais (gases de exaustão de uma turbina a gás ou de um motor de combustão interna) e energia solar, mas também podem operar através da queima de um combustível fóssil como o gás natural. Estes sistemas não convencionais são utilizados principalmente para a climatização do ambiente com temperaturas acima de 0°C (sistemas que fazem uso de brometo de lítio e água) ou utilização em processos de refrigeração industrial, podendo alcançar temperaturas inferiores a 0°C (sistemas operando com amônia e água).

Diferente dos sistemas convencionais de refrigeração por compressão de vapor, que fazem uso de um compressor, o que acarreta em um grande consumo de energia elétrica, necessário para elevar a pressão do fluido refrigerante, os chillers de absorção utilizam um sistema gerador-absorvedor-bomba como alternativa a unidade de compressão dos sistemas convencionais. Como a pressão necessária para operar um sistema de absorção é inferior ao de um sistema convencional o consumo de energia elétrica para acionamento da bomba é muito menor que o utilizado para acionamento do compressor.

Em diversas regiões do Brasil, principalmente no Nordeste, onde as temperaturas chegam a 40°C, o consumo de energia elétrica destinado ao acionamento de sistemas de refrigeração convencionais voltados para a refrigeração e o conforto térmico é significativo. Em prédios comerciais e residenciais as instalações de climatização podem consumir até 30% de toda a energia gasta pela estrutura: (MENNA, et al., 2007). Este consumo de energia elétrica, juntamente com o aumento das tarifas energéticas e a alta dos preços dos combustíveis fósseis nos últimos anos, tem tornado os sistemas de refrigeração por absorção atrativos do ponto de vista econômico e ambiental.

Outras vantagens dos sistemas de refrigeração por absorção ocorrem por não possuírem partes moveis (apenas bombas necessárias para seu funcionamento), o que proporciona a eles um custo de manutenção reduzido, assim como um tempo de vida útil maior quando comparados com os sistemas convencionais de refrigeração por compressão, além de fazerem uso de fluidos de trabalho que não agredem o meio ambiente (OCHOA, 2010, p.18). Porém devido ao baixo COP do equipamento os sistemas de refrigeração por absorção não possuem grande aplicação no mercado, onde os sistemas convencionais representam aproximadamente 99% das unidades vendidas (TRICHÉ et al., 2016).

Segundo Domínguez-inzunza et al. (2016), a demora na aceitação dos sistemas de refrigeração por absorção pelo mercado se deve ao seu baixo COP e elevado custo em comparação com os sistemas convencionais. Ainda segundo o autor, as pesquisas relacionadas ao tema nos últimos anos são voltadas para o estudo de misturas alternativas, desenvolvimento de componentes mais eficientes e desenvolvimento de sistemas avançados.

No âmbito mundial os sistemas de refrigeração por absorção vêm sendo utilizado em diversas aplicações, como a climatização do prédio da Universidade de Nareasuan na Tailândia, realizado por um sistema de refrigeração por absorção tendo a energia solar como fonte térmica (A. PONGTORNKULPSNICH et al., 2008). No trabalho apresentado por Ochoa, Dutra e Henriquez (2011) é citado a utilização do chiller de absorção em uma planta industrial com o objetivo de reduzir a temperatura do ar na entrada do compressor da microturbina. Na Espanha o sistema de refrigeração por absorção é utilizado para climatizar o Museu de ciências Príncipe Filipe (TORRELA et al., 2008).

No âmbito nacional pode ser destacado o prédio do SENAI em Natal no Rio Grande do Norte, onde o chiller de absorção é utilizado para climatizar o prédio de aula do mesmo (OCHOA, DUTRA E HENRIQUEZ, 2011), assim como na Paraíba, na UFPB, especificamente no laboratório do Centro de Tecnologia da Universidade Federal da Paraíba, onde são desenvolvidos estudos para desenvolvimento de equipamentos de absorção utilizando ferramentas numéricas e trabalhos experimentais (OCHOA, 2014).

Ainda no âmbito nacional, pode-se destacar o chiller de absorção utilizado no laboratório COGENCASA, localizado na Universidade Federal de Pernambuco, este faz uso do par de trabalho brometo de lítio e água e pode ser acionado através do aproveitamento térmico dos gases de combustão proveniente da queima de gás natural em uma microturbina.

Segundo Sultana (2006) o desempenho dos ciclos de refrigeração por absorção está diretamente relacionado com a capacidade de absorção do fluido refrigerante pela solução absorvente. Neste ponto está a importância de se estudar o comportamento do absorvedor quanto aos fenômenos da transferência de calor e massa. Podendo assim compreender melhor tais fenômenos afim de se obter melhor desempenho do equipamento.

1.1 MOTIVAÇÃO

Como foi apresentado anteriormente, o absorvedor é um dos componentes limitadores do Coeficiente de Performance (COP) do chillers de absorção, sendo necessário para o seu correto dimensionamento e operação o conhecimento detalhado dos fenômenos que ocorrem em seu interior.

No presente projeto de dissertação de mestrado foram realizados estudos sobre os sistemas de refrigeração por absorção, tendo o objetivo de contribuir para um melhor entendimento dos fenômenos de transferência de calor e massa que ocorrem no absorvedor.

Sendo assim, a ideia principal deste trabalho é analisar numericamente o absorvedor de placas planas, por proporcionar maiores taxas de transferência de calor e massa quando comparado com outros trocadores de calor, utilizando o fluido de trabalho $\text{NH}_3/\text{H}_2\text{O}$ e a mecânica dos fluidos computacionais (CFD-*Computacional Fluid Dynamics*). Este estudo permitirá um melhor entendimento sobre a influência das variáveis do processo, temperatura, fração mássica de amônia na solução absorvente e vazão de vapor refrigerante, solução absorvente sobre a capacidade de absorção do absorvedor. Este tipo de estudo já foi realizado por meio de ferramentas 1D (EES) e o diferencial do CFD além da análise paramétrica é o comportamento interno e características geométricas construtivas dos equipamentos que na análise 1D não é feito.

1.2 OBJETIVO GERAL

- Realizar uma análise numérica da transferência de calor e massa simultânea em absorvedores tipo placas planas utilizando o par de trabalho $\text{NH}_3/\text{H}_2\text{O}$ através do método de fluidodinâmica computacional (CFD)

1.3 OBJETIVOS ESPECÍFICOS

- Realizar uma revisão bibliográfica sobre os absorvedores de sistemas de refrigeração por absorção;
- Estudar e compreender o funcionamento do absorvedor do tipo placa plana;

- Desenvolver e validar um modelo matemático e numérico utilizando a ferramenta de CFD Ansys/CFX;
- Realizar uma análise global e bidimensional de um absorvedor de placas planas com escoamento de vapor refrigerante em bolhas;
- Analisar a influência da vazão e concentração da solução absorvente e do fluido refrigerante sobre a capacidade de absorção, além do comportamento da temperatura dos três fluidos escoando;

1.4 ESTRUTURA DA DISSERTAÇÃO

O trabalho será apresentado em seis capítulos, onde são discutidas as diferentes etapas de desenvolvimento do estudo numérico do absorvedor de placa plana, operando com o fluido de trabalho $\text{NH}_3/\text{H}_2\text{O}$.

No capítulo I é apresentada uma breve introdução, juntamente com a motivação e os objetivos almejados com este estudo.

No capítulo II é dedicado ao estado da arte, onde são apresentados os estudos mais significativos nos últimos 5 anos relacionados a sistemas de refrigeração por absorção

No capítulo III é apresentada a fundamentação teórica sobre chillers de absorção, tipos de chillers de absorção, tipos de absorvedores, fluidos de trabalho, funcionamento, vantagens e desvantagens.

No capítulo IV é apresentada a metodologia utilizada para a modelagem numérica do absorvedor, também é apresentada a validação do modelo escolhido com modelos encontrados na literatura.

No capítulo V são apresentados os resultados obtidos com as análises numéricas, juntamente com suas discussões.

No capítulo VI é dedicado a conclusões e sugestões de trabalhos futuros relacionados ao tema de refrigeração por absorção.

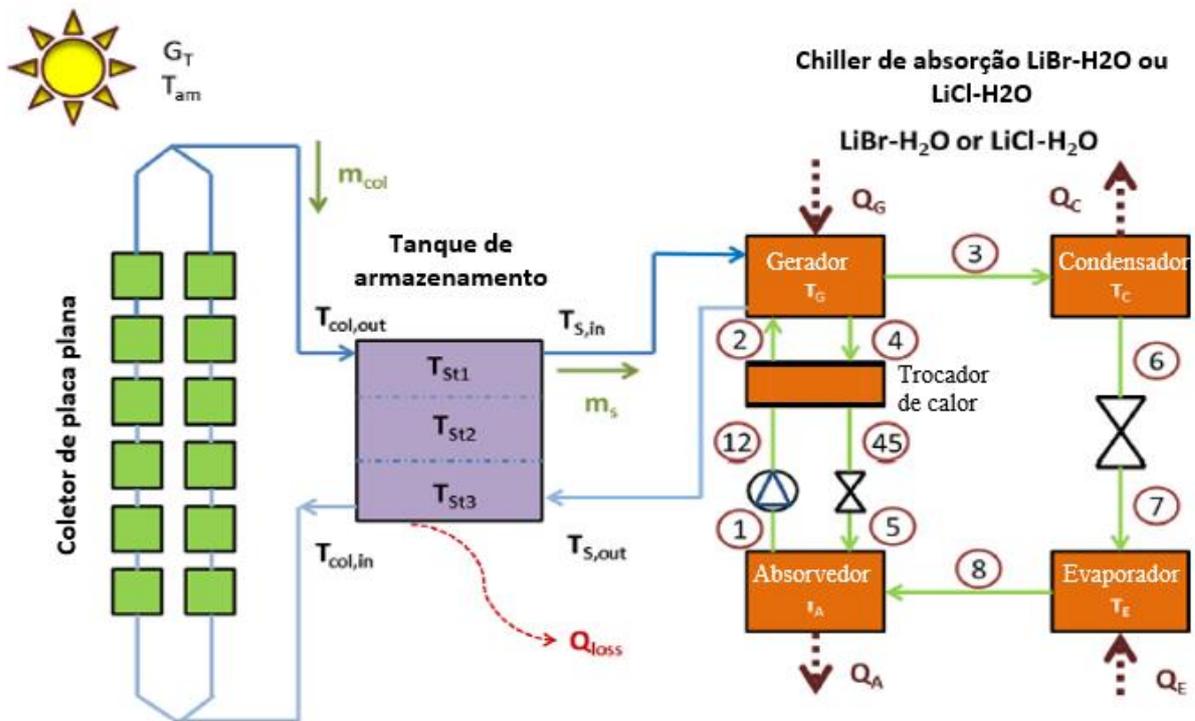
Por último são apresentadas as referências utilizadas no trabalho.

2 ESTADO DA ARTE

Nesta seção serão apresentados uma série de trabalhos referentes a sistemas de refrigeração por absorção, principalmente sobre os absorvedores, seu funcionamento e importância, realizados nos últimos cinco anos.

Em referência à análise global de chiller de absorção e seu desempenho energético e exerético, **Bellos, Tzivanidis e Antonopoulos (2016)** investigaram o uso do par LiCl-H₂O comparando-o energeticamente e exereticamente com o par LiBr/H₂O. O estudo foi direcionado na análise de um sistema de simples efeito com o objetivo de focar na comparação entre os pares de trabalho. Para a comparação foram utilizados coletores solares planos, tanque de armazenamento e um chiller de absorção de simples efeito capaz de produzir 250 kW de refrigeração a 10°C, figura 1. Foram feitas análises paramétricas através da utilização do software *EES* para diferentes níveis de temperatura na entrada de calor e para três diferentes temperaturas ambientes. A minimização da área do coletor que significa a máxima eficiência exerética foi o objetivo principal nos casos estudados. Simultaneamente, o funcionamento do sistema foi otimizado a fim de analisar cada par.

Figura 1: Chiller de absorção de simples efeito alimentado por energia solar



Fonte: Bellos, Tzivanidis e Antonopoulos (2016).

Entre as conclusões obtidas, podem se destacar:

- A performance do par LiCl/H₂O foi melhor em todos os casos necessitando uma área do coletor aproximadamente 8% menor para este par de trabalho;
- A fonte de calor ótima obtida para o par LiCl/H₂O foi inferior quando comparado com o LiBr/H₂O;
- O par LiCl/H₂O foi melhor que o par LiBr/H₂O para temperaturas ambiente menores.

Por outro lado, utilizando amônia-nitrato de lítio e amônia-tiocianato de sódio como fluidos de trabalho, **Acuña et al. (2014)** analisaram o efeito da temperatura do gerador no sistema de refrigeração por absorção para alcançar a melhor eficiência em diferentes sistemas de refrigeração solar. Foram utilizados coletores de placa plana, coletores de placa plana melhorados, coletor de tubo evacuado e o concentrador parabólico foi utilizado como fonte de energia para o gerador. Foram analisados os efeitos da temperatura do gerador na eficiência global de cada sistema de refrigeração, para isso foi utilizado um modelo matemático baseado na primeira lei da termodinâmica para a conservação de energia e conservação da massa em cada componente do sistema analisado.

Os resultados mostraram:

- O coletor de placa plana e o coletor de placa plana melhorado não podem ativar o sistema de refrigeração a temperaturas no evaporador abaixo de 0°C e com temperatura ambiente de 40°C;
- Quando a temperatura ambiente é de 30°C e a temperatura no evaporador é de 5°C todas as tecnologias de coletores solares ativam os diferentes pares de mistura;
- O coletor de tubo evacuado com amônia e nitrato de lítio foram entre 5% e 54% melhores que as outras tecnologias respectivamente;
- O fluido de trabalho NH₃-NaSCN necessitou de mais energia para ativar o sistema de refrigeração por absorção que o NH₃-LiNO₃;

Utilizando os fluidos de trabalho NH₃/LiNO₃ e NH₃/NaSCN, **Farshi et al. (2014)** realizaram uma análise numérica baseada na primeira e segunda lei utilizando o software *Engineering Equation Solver* (EES). Foram comparados os ciclos termodinâmicos de um sistema de refrigeração por absorção de simples efeito por possuírem melhor desempenho e maior simplicidade do sistema que os sistemas utilizando amônia/água. Os resultados das simulações foram utilizados para examinar a influência de diversos parâmetros operacionais, como a temperatura no gerador, evaporador e condensador, na performance do sistema.

Também foi avaliada a possibilidade de ocorrer cristalização nos ciclos analisados, sendo especificados os limites no qual ela ocorre.

Dentre as conclusões obtidas têm-se as seguintes:

- Para baixas temperaturas no gerador o par amônia e nitrato de lítio apresentam melhor performance;
- Para altas temperaturas NH_3/NaSCN apresentou melhor performance, embora o range de temperatura para esta mistura seja limitado.

Utilizando o mesmo fluido de trabalho, amônia/nitrato de lítio, **Domínguez-inzunza et al. (2016)** apresentam os resultados da avaliação de um sistema de refrigeração por absorção. A diferença com o trabalho anterior foi a utilização de um gerador e o absorvedor do tipo casca e tubo, com troca de calor de filme descendente, enquanto para os demais componentes foram utilizados permutadores de calor de placas planas compactas. Um estudo paramétrico foi realizado com o objetivo de determinar o coeficiente de performance e capacidade de refrigeração para diferentes condições de operação. Também foi realizada uma análise para determinar a influência da recirculação da solução absorvente no desempenho do sistema.

A partir dos resultados, pode-se concluir que:

- O sistema pode ser operado com temperaturas fornecidas ao gerador a partir de 80°C , podendo-se ver que há um incremento do COP com o aumento da temperatura que entra no gerador e a uma redução do COP com o incremento da temperatura da água de refrigeração fornecida ao absorvedor e condensador;
- Os resultados mostraram que o sistema pode produzir até $4,5\text{kW}$ de capacidade de refrigeração quando a água quente fornecida ao gerador possui 100°C e podem alcançar temperaturas no evaporador de até 4°C . Também dependendo da variação de temperatura o COP pode variar de $0,27-0,62$;

Utilizando o par de trabalho convencional de amônia/água, **Lostec, Galanis e Millette (2013)** realizaram uma análise em um chiller de absorção de simples efeito. A simulação foi realizada utilizando o software FORTRAN e foi baseada na conservação de massa, espécie e energia em cada componente do sistema. Foram consideradas na modelagem do sistema a transferência de calor e massa no absorvedor, levando em consideração a transferência de ambas as fases, assim como a condensação da mistura amônia e água no condensador, além do termostato colocado sobre a coluna de purificação. Os resultados obtidos através da análise numérica foram validados através de uma análise experimental de um chiller

de absorção obtido na literatura. Por último foi realizada uma análise paramétrica para investigar os efeitos das temperaturas do evaporador e gerador na performance do chiller de absorção.

Os resultados puderam mostrar:

- Redução de 25% do COP com a redução de 10°C na temperatura do evaporador;
- Aumento de 4% do COP com o aumento de 10°C na temperatura do gerador.

Do mesmo modo, **Ketfi et al. (2015)** avaliaram o COP de um sistema de refrigeração por absorção, alimentado pelo calor fornecido por uma placa solar. Para avaliar o desempenho do sistema, foi utilizado o MatLab afim de realizar análises paramétricas variando diversas condições de funcionamento do sistema (temperatura do gerador, absorvedor, condensador, evaporador e eficiência do trocador de calor). Foram considerados dois tipos de coletor solar (coletor de tubo evacuado e coletor solar de placa plana de alta performance) capazes de fornecer a temperatura necessária para o acionamento do gerador.

- Foi observado que há um aumento do COP em função do aumento da temperatura no gerador. Foi encontrado um COP de 0,75 condizendo com o fornecido com o fabricante (0,7-0,78);
- Também foi visto que o COP decresce com o aumento da temperatura do condensador e do absorvedor e necessita ser resfriada para melhorar a eficiência. Também há uma melhora no COP quando há um aumento da temperatura do evaporador;
- O COP do sistema alcançou o valor máximo de 0,77 com o gerador à temperatura de 92°C que é perto da fornecida pelo fabricante;
- O estudo também mostrou que é preciso fornecer 90kW para o gerador, valor fornecido por 225,5m² de coletores solares de placa plana e 175,1 m² de coletores solares de tubo evacuado.

Os sistemas de refrigeração podem apresentar vários estágios de dessorção do fluido de trabalho, como os sistemas de duplo e triplo efeito, com o intuito de aumentar o COP do sistema. Neste contexto, **Maryami e Dehghan (2017)** realizaram um estudo comparativo, utilizando a primeira e a segunda lei da termodinâmica, entre cinco diferentes tipos de sistemas de refrigeração por absorção (meio efeito, simples efeito, duplo efeito em serie e paralelo e triplo efeito) utilizando o par água e brometo de lítio com o objetivo de analisar a influência de diferentes parâmetros operacionais sobre o coeficiente de desempenho do sistema, carga térmica dos componentes, eficiência exergética e a mudança total na exergia do sistema. A análise exergética dos fluxos termodinâmicos foram avaliadas para uma capacidade de

refrigeração de 300kW. Foi utilizado o *Engineering Equation Solver* (EES) para realizar a simulação dos ciclos de refrigeração por absorção, fazendo uso dos balanços de calor e massa, da equação de transferência de calor e propriedades termo físicas do par brometo de lítio e água.

Os principais resultados foram:

- O coeficiente de desempenho e a eficiência exergética aumentam desde o sistema de meio efeito ao sistema de triplo efeito;
- Com a temperatura do gerador fixa, há um aumento do COP com o aumento da temperatura no evaporador e um decréscimo com o aumento da temperatura no condensador;
- Ainda se observou que há uma temperatura de operação do gerador no qual a eficiência exergética e o COP são máximos.

Utilizando um sistema de duplo efeito, **Cai et al. (2015)** realizaram análises termodinâmicas baseadas na conservação da massa, energia e espécie em um sistema de refrigeração por absorção utilizando os pares amônia/nitrato de lítio e amônia/tiocianato de sódio como fluidos de trabalho. Foram avaliadas as influências de diversos parâmetros (temperatura do gerador de alta pressão, temperatura do gerador de baixa pressão e temperatura de saída da solução no absorvedor e eficácia na absorção) sobre o desempenho do sistema, também foi fornecido uma otimização paramétrica do modelo, além de uma análise comparativa entre os dois ciclos termodinâmicos. O acionamento do sistema foi dado por altas temperaturas, provenientes de fontes de calor residual e foi implementado um absorvedor não adiabático no sistema, com o objetivo de melhorar seu desempenho.

Os resultados mostraram:

- O COP dos sistemas de duplo efeito foi de 30-60% maior que os sistemas de simples efeito sob condição de ar frio;
- O COP do sistema operando com NH_3/NaSCN foi 10-15% maior que o sistema operando com $\text{NH}_3/\text{LiNO}_3$ para temperaturas no evaporador entre -10°C - 5°C ;
- Em temperaturas do evaporador menores que -10°C , os sistemas operando com $\text{NH}_3/\text{LiNO}_3$ foram mais competitivos que os sistemas operando com NH_3/NaSCN ;
- Houve um aumento no coeficiente de performance do sistema quando inserido o absorvedor não adiabático e apenas sob condições de absorção não adiabáticas os sistemas de duplo efeito refrigerado a ar utilizando amônia/sal podem sofrer miniaturização.

Estudando a possibilidade de inserção de um chiller de absorção de simples efeito e duplo efeito utilizando amônia e água como fluido de trabalho em um processo de destilação da água com o objetivo de analisar a eficiência energética e exergética do sistema integrado, **Alelyani et al. (2017)** desenvolveu um modelo termodinâmico para este sistema, dividido em duas partes, uma para o chiller de absorção e a outra para o sistema de destilação de água. Um modelo econômico também foi adotado para analisar os dois sistemas. Além disso, foi realizada uma análise paramétrica variando diversos parâmetros de operação do sistema, sendo avaliada a quantidade de água potável produzida, assim com a capacidade de refrigeração do chiller de absorção e o desempenho do sistema. Em adição, outros parâmetros (eficiência exergética, capacidade de refrigeração, coeficiente de performance, fluxo de água potável) são utilizados de forma a comparar a produção do sistema com o consumo de energia. Por fim, um modelo foi desenvolvido pelos autores para avaliar o custo anual do equipamento, juntamente com o custo de produção unitário de água potável e refrigeração.

Os resultados mostraram:

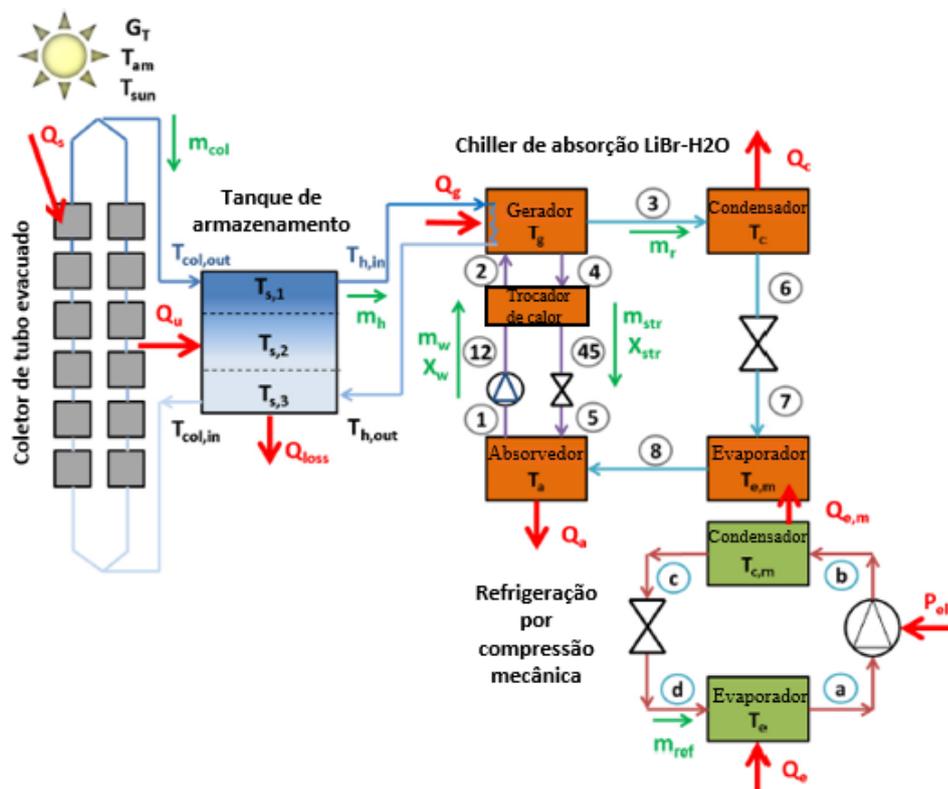
- Houve uma redução de 54% e 57% na destruição de exergia quando utilizado o sistema combinado de destilação de água e o sistema de refrigeração por absorção de simples e duplo efeito respectivamente, quando comparados com os sistemas isoladamente;
- A utilização do sistema combinado fez com que houvesse uma redução na produção de água de 30% quando utilizado o sistema de simples efeito e 9% quando utilizado o chiller de duplo efeito;
- Houve uma redução de 16% na capacidade de refrigeração quando utilizado o sistema de simples efeito acoplado ao destilador, enquanto não houve perda na capacidade de refrigeração quando utilizado o sistema de duplo efeito acoplado ao destilador.

Verificando a possibilidade utilizar um sistema híbrido de refrigeração (absorção e compressão), **Bellos, Tzivanidis e Tsifis (2017)** investigaram o desempenho anual de um Sistema de refrigeração por absorção e compressão em cascata, acionado por energia solar levando em consideração as condições climáticas de Atenas na Grécia. Para isso foram examinados diferentes cenários operacionais, testando diferentes combinações de temperatura de refrigeração e condensação. As placas solares utilizadas foram compostas por coletores de tubo a vácuo acoplados a um tanque de armazenamento. Foram utilizados brometo de lítio e água como fluidos de trabalho do sistema de refrigeração por absorção e R134a como fluido refrigerante do sistema de compressão a vapor, figura 2. A análise foi realizada em termos energéticos, exergéticos, econômicos e ambientais, com modelo desenvolvido e validado no EES (*Engineering Equation Solver*).

Foi concluído que:

- Em baixas temperaturas de refrigeração o sistema em cascata foi melhor economicamente, enquanto em altas temperaturas de refrigeração apresentou maior porcentagem de economia de energia;
- Maior temperatura de rejeição de calor levou tantos índices econômicos quanto maiores economias de energia;
- O sistema foi mais adequado para casos onde se tem maiores diferenças de temperatura entre o condensador do sistema de refrigeração por absorção e o evaporador do sistema convencional.

Figura 2: Esquema do sistema de refrigeração em cascata

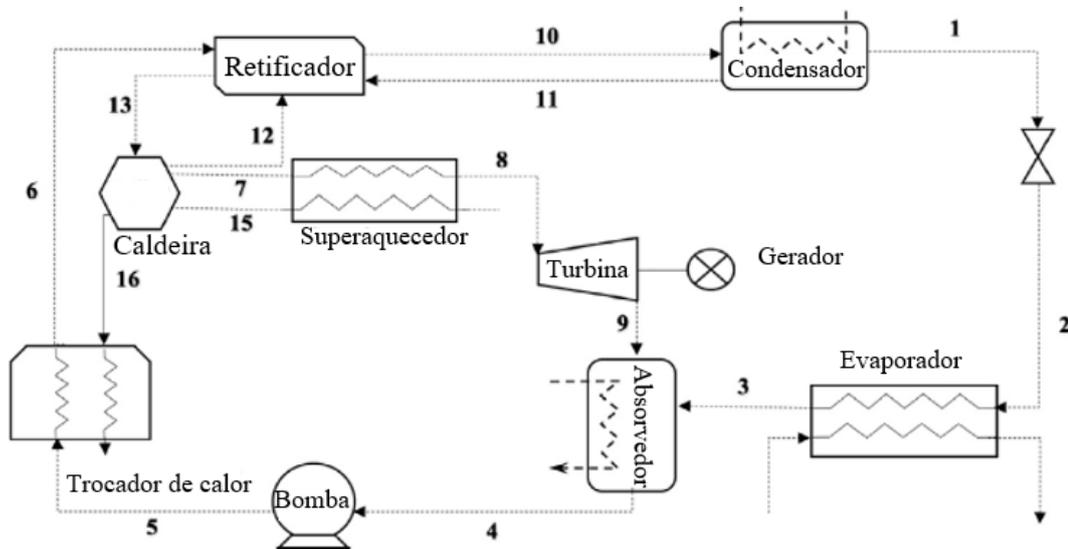


Fonte: Bellos, Tzivanidis e Tsifis (2017)

Do mesmo modo, porém utilizando um ciclo Rankine combinado com um sistema de refrigeração por absorção, utilizando o par amônia e água como fluido de trabalho foi desenvolvido no trabalho de **Mohtaram, Chen e Lin (2017)**, onde foi investigado a utilização de apenas uma fonte de calor para acionamento do ciclo de potência e o sistema de refrigeração, figura 3. Foram realizadas análises paramétricas utilizando o *Engineering Equation Solver* (EES) para avaliar os efeitos dos parâmetros do sistema separadamente sobre o desempenho do ciclo combinado, entre eles: Temperatura ambiente, temperatura da fonte quente, pressão da

turbina, temperatura de refrigeração, densidade da diluição da base de amônia. Também foi realizado uma otimização do ciclo combinado com o objetivo de obter uma máxima eficiência de carga térmica e exergética.

Figura 3: Diagrama esquemático do ciclo combinado



Fonte: Mohtaram, Chen e Lin (2017)

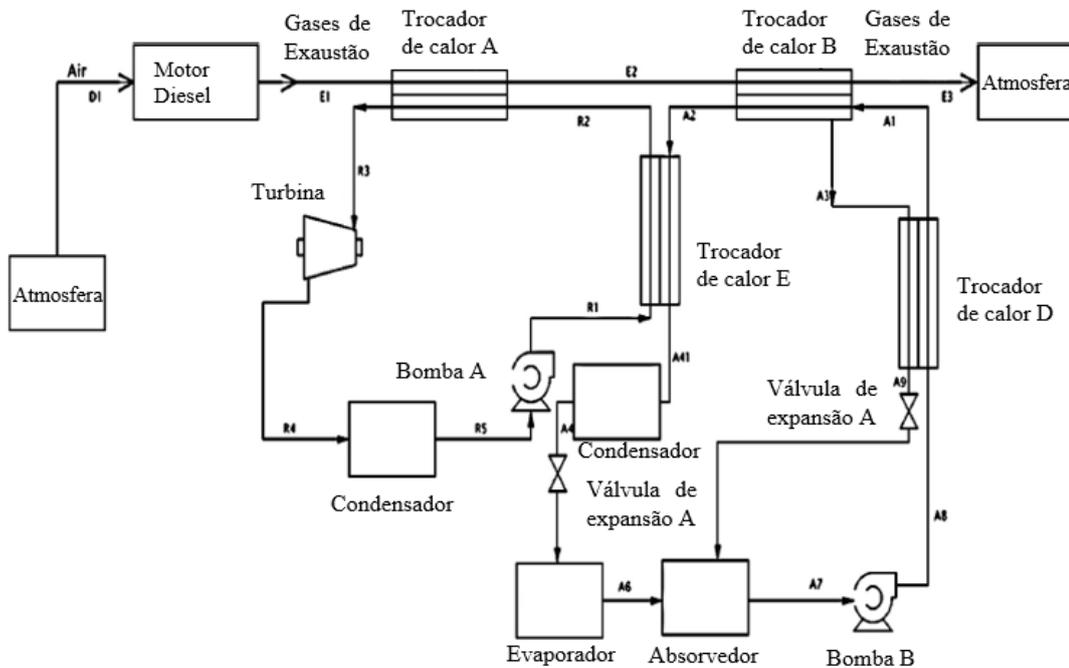
A partir dos resultados pode-se concluir:

- Foi encontrada uma eficiência térmica máxima de 22,92% a uma temperatura de 557,9K, uma pressão de 16,03bar e uma concentração de 0,38 na entrada da turbina;
- A máxima eficiência exergética de 43,12% foi encontrada a uma temperatura de 558,1K, a uma pressão de 16,03bar e uma concentração de 0,28 na entrada da turbina;
- Para o ciclo combinado analisado, os fluidos de trabalho mais indicado foram a amônia e água.

No trabalho de **Salek, Moghaddam e Naserian (2017)**, foi direcionado ao estudo do acoplamento de um sistema de refrigeração por absorção e um ciclo Rankine a um motor diesel, figura 4. Este sistema combinado aproveita os gases de exaustão do ciclo diesel para a produção de mais potência com a utilização do ciclo Rankine e a refrigeração fornecida pelo sistema de refrigeração por absorção. Para a realização da simulação, foi utilizado o software EES para resolver a equação da conservação da massa, energia e concentração para os componentes dos três ciclos. A troca de calor entre os gases de exaustão proveniente do motor diesel e os demais sistemas foi realizada mediante a utilização de dois trocadores de calor de casco e tubo. Entre as conclusões obtidas pelo autor, destacam-se a perda de 0,5% da potência

do motor diesel juntamente a um aproveitamento de energia equivalente a 10% de sua potência devido ao uso dos dois trocadores de calor.

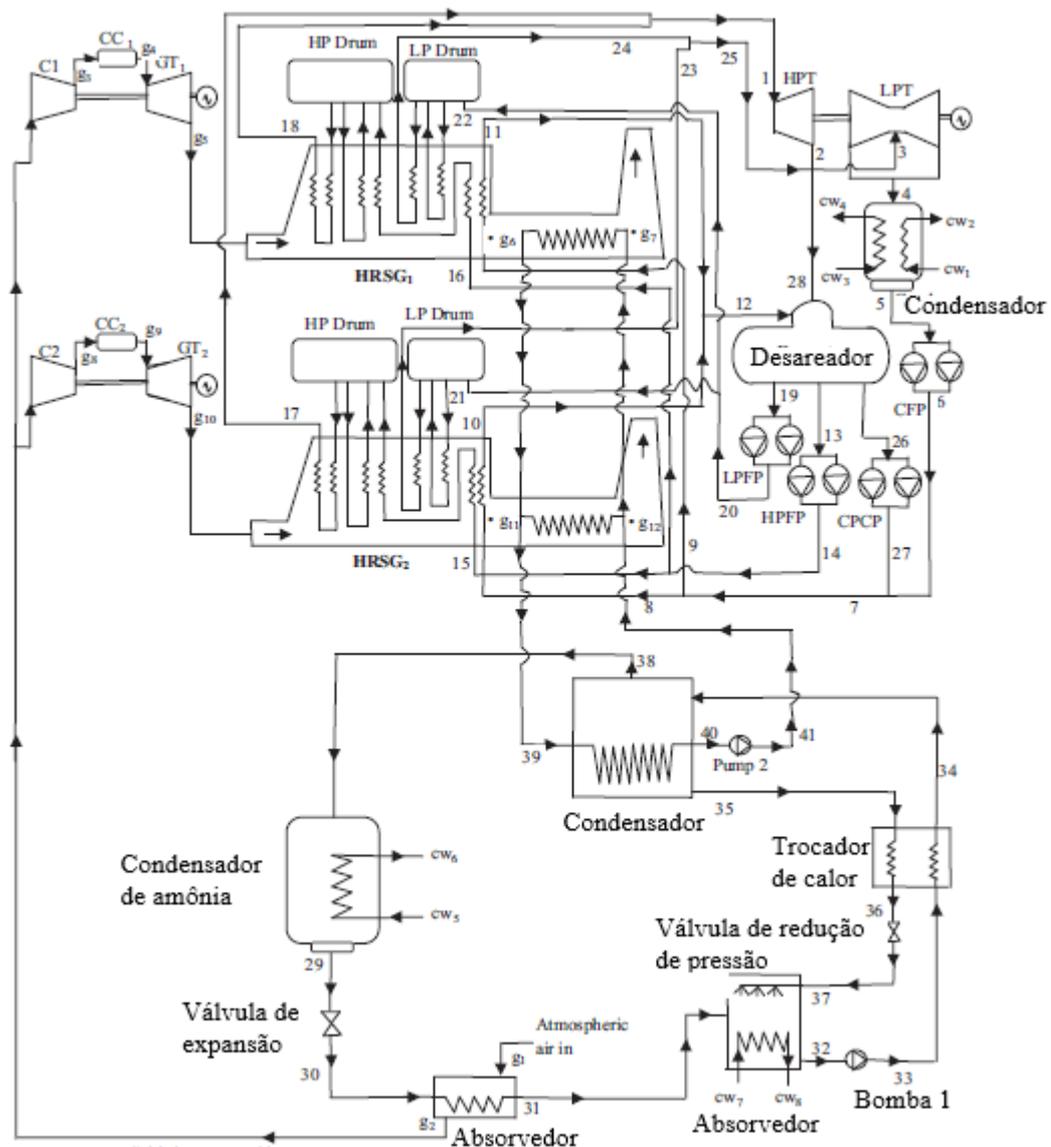
Figura 4: Esquemático do ciclo combinado motor diesel, ciclo Rankine e chiller de absorção



Fonte: Salek, Moghaddam e Naserian (2017)

No mesmo contexto, porém utilizando um ciclo combinado de turbina a gás e ciclo Rankine, **Singh (2016)** desenvolveu um modelo de simulação no MATLAB de uma usina de geração de potência, acoplado a um sistema de refrigeração por absorção localizada na Índia, figura 5. O modelo consiste em duas turbinas a gás acionadas pela queima de gás natural, os gases provenientes da queima são utilizados em caldeiras de recuperação para a produção de vapor que é direcionado para uma turbina de dois estágios do ciclo Rankine. O sistema de refrigeração por absorção acoplado ao modelo utiliza amônia e água como fluido de trabalho e aproveita os gases quentes na saída do ciclo Rankine para aquecer a água que posteriormente é utilizada como fonte de energia para acionamento do gerador no chiller de absorção. Para realização do estudo foi realizada análises energéticas e exergéticas do ciclo combinado e foi considerado condições atmosféricas locais que variam ao longo do ano. O autor pode concluir que para o mesmo consumo de energia há um aumento da potência líquida de 2,8%, da eficiência térmica de 1,193% e da eficiência exergética de 1,133% quando inserido o sistema de refrigeração por absorção no modelo.

Figura 5: Esquema do ciclo combinado



Fonte: Singh (2016)

Utilizando análise numérica em regime transiente em chillers de absorção, **Sokhansefat et al. (2017)** realizaram um estudo dividido em duas etapas, na primeira delas foi realizada uma simulação transitória de um sistema de refrigeração por absorção solar de simples efeito com 5 ton de capacidade de refrigeração, instalado e operando no NRI (*Niroo Research Institute*) em Teerã utilizando o software TRNSYS. Para a realização do estudo, todos os componentes do sistema foram modelados. Em seguida foi apresentado e discutido resultados meteorológicos, desempenho do coletor e desempenho do tanque de armazenamento, por fim foi analisado e discutido o desempenho do chiller de absorção. Na segunda etapa foi realizada

uma análise paramétrica do ciclo, onde se avaliou a influência de diversos parâmetros sobre o desempenho do ciclo de refrigeração solar.

A partir dos resultados pode-se concluir que:

- Apenas a energia solar sozinha não poderia fornecer energia suficiente para o acionamento do chiller de absorção, sendo necessária a utilização da caldeira auxiliar;
- A fração molar no sistema aprimorado mostrou um aumento de 28%;

Analisando chillers em regime transiente, **Ochoa et al. (2016)** realizaram uma análise dinâmica de um sistema de refrigeração por absorção de simples efeito, utilizando o par Brometo de Lítio e Água como fluido de trabalho para prever o comportamento do chiller de absorção através da variação de parâmetros como pressão, temperatura e concentração. A modelagem do sistema foi baseada na primeira lei da termodinâmica, utilizando o comportamento dinâmico por meio do balanço de massa, concentração e energia através do ciclo termodinâmico. Esta modelagem foi realizada utilizando o Matlab como ferramenta para resolver as equações não lineares fazendo uso explícito do método das diferenças finitas. Na análise do chiller foram examinados os circuitos internos e externos de cada trocador de calor, levando em consideração a temperatura média dos mesmos. O modelo adotado foi validado experimentalmente utilizando um chiller de 35kW de capacidade de refrigeração.

Entre as conclusões mais ressaltantes temos:

- O modelo dinâmico apresentado neste artigo foi capaz de prever com boa precisão o comportamento do chiller analisado experimentalmente durante o processo transiente;
- O modelo dinâmico apresentou um erro máximo relativo de 5%, além de apresentar COP de 0,61, quando operado a 95°C, próximo do fornecido pelo equipamento (0,64);
- Concluiu-se com o modelo que o aumento da temperatura da água quente não implica no aumento do COP;

Analisando também em regime transiente e utilizando o brometo de lítio e água como fluido de trabalho, **Ochoa et al. (2017)** investigou a performance de um chiller de absorção de simples efeito através de modelos baseados nas equações de conservação da massa e energia. Foi analisado a influência de se utilizar os coeficientes convectivos variáveis ao longo do processo. O modelo adotado foi validado experimentalmente utilizando um chiller de 35kW de capacidade de refrigeração.

A conclusão mais ressaltante mostrada foi:

- A utilização de coeficientes variáveis proporcionou uma melhor performance do chiller, já que os erros entre os valores numéricos e experimentais foram menores a 5%. Enquanto que utilizando o coeficiente constante, erros de 15% foram obtidos.

Como elemento principal na correta e ótima performance de um chiller de absorção, o absorvedor representa o fator chave devido a dependência da capacidade de refrigeração do chiller da capacidade de absorção do absorvedor, ou seja, a transferência de calor e massa da solução aquosa, a partir da troca de calor com um fluido de arrefecimento. Neste contexto, várias configurações vêm sendo estudadas, de forma numérica e/ou experimental, com o intuito de melhorar este fenômeno (KILLION E GARIMELLA, 2001; MEDRANO et al., 2002; BREDOW et al., 2008; SILVA E SANTOS, 2011; ISLAM, 2008; ALBERS et al., 2010), utilizando o método de filmes descendentes em tubos verticais e/ou horizontais (TAKAMATSU et al., 2003; BOUROIS et al., 2005; KIM et al., 2005; SHI et al., 2010; HAO et al., 2014; MEYER E ZIEGLER, 2014; ALBERT et al., 2014).

Considerando absorvedores de placas planas, vários trabalhos têm sido desenvolvidos procurando melhorar este fenômeno de transferência de calor e massa, como por exemplo, em **Triché et al. (2016)** onde foram investigados os limites quanto ao processo de transferência de calor e massa que ocorrem em um absorvedor, para isso um modelo de placas planas com fluido descendente e com o par amônia e água como fluido de trabalho foi proposto. O estudo consistiu em análises experimentais em um chiller de pequeno porte de 5kW, utilizada para validar o modelo numérico adotado e análises numéricas para realização do estudo combinado de transferência de calor e massa. O modelo matemático foi baseado nos balanços de massa, energia e espécies, equações de transferência de calor e massa e condições de equilíbrio na interface líquido/vapor. Foi destacado que o modelo escolhido representa bem o comportamento do absorvedor para as primeiras análises mesmo com as simplificações adotadas. Além disto, foi citado que a comparação dos resultados numérico e experimentais, em termos da temperatura, fluxo de massa e concentração da solução no líquido na saída do absorvedor apresentaram bons resultados, com erro máximo de 1%. Do mesmo modo, **Triché et al. (2017)** realizaram estudos numérico e experimental em um absorvedor de placas planas com filmes descendente, operando com o par amônia e água como fluido de trabalho. Foi considerado um escoamento paralelo entre o vapor refrigerante e o fluido absorvente, enquanto foi considerado um escoamento contracorrente entre estes fluidos e o fluido de arrefecimento. Para a análise experimental foi utilizado um protótipo de um sistema de refrigeração por absorção de 5kW, onde foram apresentadas análises globais de entrada e saída do absorvedor. Um modelo numérico foi desenvolvido com o objetivo de complementar a análise experimental

e entender melhor os fenômenos de transferência de calor e massa, contribuindo para determinar o impacto do fluxo de massa do refrigerante em comparação com a variação dos demais parâmetros operacionais. Para isso o modelo numérico foi baseado nas equações do balanço de massa, espécie e entalpia, além das equações de transferência de calor e massa e as condições de equilíbrio na interface.

As principais conclusões foram que:

- Durante o processo de absorção a transferência de massa é controlada pela resistência do fluido absorvente;
- A resistência a transferência de calor da solução absorvente é insignificante, quando comparadas com as demais resistências de transferência de calor;
- Um erro relativo máximo de 15% foi obtido quando comparada as análises experimental e numérica;
- Observou-se que o fluxo de massa do refrigerante tem um impacto considerável sobre o vapor absorvido em comparação com a variação dos demais valores de entrada do absorvedor.

Verificando a influência da utilização de membrana em absorvedores, **Asfand, Stiriba e Bourouis (2015)** realizaram um estudo paramétrico para investigar o efeito da espessura do canal da solução absorvente, sua vazão e a temperatura da parede de arrefecimento sobre a taxa de absorção. Também foi realizada uma investigação sobre a queda de pressão ocorrendo no absorvedor, além de se discutir os efeitos das propriedades termo físicas no perfil do fluxo. A análise foi realizada em regime permanente em um absorvedor de membrana, utilizando brometo de lítio e água como fluido de trabalho. Com o objetivo de investigar e compreender os fenômenos de transferência de calor e massa no canal foi realizado um estudo de caso, onde se avaliou os perfis locais de temperatura, velocidade e concentração do fluido de trabalho. Para a realização do estudo, os autores utilizaram uma ferramenta de fluido dinâmica computacional (CFD) Ansys/Fluent 14.0.

As principais conclusões foram que:

- A espessura do filme absorvente afeta significativamente o mecanismo de transferência de massa;
- Uma redução da espessura do filme de 2mm para 0,5mm leva a um aumento por um fator de 3 na taxa de absorção;
- A taxa de absorção aumenta em um fator de 2,5 quando a velocidade da solução absorvente na entrada do equipamento é aumentada de 0,00118m/s para 0,00472m/s;

- Há um crescimento exponencial da queda de pressão com a redução da espessura do canal absorvente. Enquanto a um aumento linear da queda de pressão com o aumento da velocidade;

Do mesmo modo, no trabalho **Berdasco, Coronas e Vallès (2017)** foi proposto e estudado um absorvedor de placas planas com membrana porosa hidrofóbica para um ciclo de refrigeração por absorção adiabático utilizando o par amônia e água como fluido de trabalho. O processo de transferência de calor e massa que ocorrem na membrana foi estudado através de análises experimentais e analíticas. Na primeira parte é realizada uma análise analítica, onde foi desenvolvido um modelo unidimensional utilizando o *Engineering Equation Solver* para avaliar a sensibilidade dos parâmetros chaves do sistema de absorção, onde foram avaliados a influência da temperatura, concentração, taxa de fluxo e características da membrana. Para a segunda parte uma bancada de teste de absorção com membrana foi projetada e construída para validar a análise numérica e estudar o processo de absorção de amônia.

As principais conclusões no trabalho foram:

- O fluxo de absorção é governado pela transferência de massa na fase líquida;
- O valor máximo de absorção encontrado pelos autores foi de $0,0047 \text{ kg/m}^2\text{s}$ para uma vazão de 45 kg/h ;
- De acordo com o modelo a membrana deve ser tão fina quanto possível, tendo diâmetros de poros entre $0,03 \mu\text{m}$ e $10 \mu\text{m}$;
- Poros menores que $0,03 \mu\text{m}$ resultaram em resistências muito elevadas.

Mortazavi et al. (2015) introduziram um design alternativo de absorvedor de placas planas de filme descendente utilizando o par brometo de lítio e água como fluido de trabalho. Este design utilizou aletas instaladas na superfície da placa plana vertical com o objetivo de produzir um escoamento uniforme da solução absorvente, minimizando sua espessura. Com o objetivo de otimizar o design foram realizadas simulações numéricas utilizando pacote comercial de CFD, FLUENT. A nova configuração de absorvedor foi testada experimentalmente e os efeitos da pressão do vapor de água, fluxo de solução, concentração da solução na entrada do absorvedor e temperaturas na entrada da solução e líquido de arrefecimento foram estudados. Os autores puderam observar que o design proposto ofereceu taxas de absorção até duas vezes mais altas que os absorvedores de filme convencionais.

Utilizando absorvedor de placa vertical de filme descendente com ranhura, o trabalho, utilizando o par brometo de lítio e água como fluido de trabalho, para melhorar a molhabilidade da placa, a fim de obter menores fluxos de massa foi apresentado por **Michel**,

Pierrès e Stutz (2017). Na primeira etapa do trabalho foi estudada a taxa de absorção de vapor no permutador através de estudos experimentais para dois modos de operação (adiabático e arrefecido), diferentes taxas de fluxo da solução absorvente, várias condições de temperatura e fração mássica. Na segunda etapa do estudo foi analisado o desempenho do absorvedor numericamente para diferentes condições de operação. Foram analisados os impactos do comprimento do absorvedor, temperatura da água de arrefecimento da entrada, pressão do vapor de água no absorvedor, temperatura na entrada da solução, fração mássica de brometo de lítio e taxa de fluxo. Para analisar o impacto do comprimento foram utilizados dois absorvedores, com 300mm e 500mm.

Em função dos resultados obtidos pode-se destacar que:

- Foi encontrada experimentalmente uma taxa de absorção de $0,007 \text{ kg s}^{-1} \text{ m}^{-2}$;
- Foi observada uma grande influência do fluxo de massa e da força motriz na taxa de absorção;
- Também foi observado que há um aumento linear da taxa de absorção com a redução da temperatura do fluido de arrefecimento na entrada do absorvedor e quanto menor foi o fluxo de massa, maior foi esse aumento;
- Em condições de operação idênticas, destacou-se maior eficácia no modo adiabático do que na condição isotérmica.

Utilizando trocadores com tubos horizontais, **Hosseinnia, Naghashzadegan e Kouhikamali (2017)** estudaram os modos de queda e jato do fluxo de solução absorvente, operando com o par brometo de lítio e água. O estudo foi realizado através de simulação numérica, onde foi utilizado o método do volume do fluido (VOF), com o objetivo de capturar a interface do vapor refrigerante e do fluido absorvente. O método foi utilizado para resolver as equações de Navier-Stokes, associado à solução das equações da energia e difusão. Foram analisados os efeitos da taxa de fluxo de massa na hidrodinâmica do escoamento e os fenômenos de transferência de calor e massa para as duas formas de escoamento.

Os principais resultados foram:

- Os resultados obtidos estão de acordo com os encontrados na literatura;
- Ao alterar o modelo de gotas para jatos, há uma redução do fluxo médio de massa de vapor de $0,0063$ para $0,000476 \text{ kg s}^{-1} \text{ m}^{-2}$;
- A redução de vazão deve-se a maior espessura do filme em contato com a parede de resfriamento, que reduz a taxa de remoção de calor, juntamente com a redução da absorção.

Do mesmo modo, porém considerando tubos verticais como absorvedor, **Hosseinnia, Naghashzadegan e Kouhikamali (2017)** realizaram estudos numéricos sobre a absorção de vapor por uma solução de brometo de lítio no interior de um absorvedor para avaliar o valor do termo de interdifusão, assim como os termos de *Soret* e *Dufour* no processo de absorção. Foram variadas todas as propriedades termo físicas da solução, assim com o calor de absorção em função da temperatura e da concentração da solução, mas foi mantida constante a pressão no absorvedor. As equações governantes foram modificadas para considerar os efeitos de interdifusão, *Soret* e *Dufour* e foram resolvidas utilizando um código de CFD baseado no método dos volumes finitos. Os resultados encontrados foram validados através de dados experimentais disponíveis.

Os resultados mais ressaltantes foram:

- Foi observado um bom acordo com os resultados encontrados na literatura;
- Os resultados mostraram o papel importante do termo da interdifusão na equação da energia, visto que sua adição levou a um aumento de 8,6% no fluxo de calor médio na interface, enquanto levou a uma redução de 2% no fluxo de massa médio;
- Os efeitos de *Soret* e *Dufour* resultaram em pequeno acréscimo na média de fluxos de massa e calor na interface quando comparado com a equação contendo o termo da interdifusão.

O emprego de trocadores de calor do tipo serpentina é utilizada por vários fabricantes de chiller de absorção na construção de absorvedores e geradores (YAZAKI, 2003; ROBUR, 2004). Deste modo, **Alimoradi, Olfati e Maghareh (2017)** investigaram numericamente a intensificação da transferência de calor em um trocador de calor do tipo serpentina pela aplicação de aletas na superfície externa da serpentina helicoidal. Também foram obtidos correlações e diagrama para prever o coeficiente de transferência de calor. Assim ao final do estudo foi proposta uma geometria ótima quanto a maximização da transferência de calor e uso reduzido de material para a fabricação. Para validação do modelo foram utilizados dois métodos, o primeiro consistiu na utilização de correlações experimentais para os dois lados do trocador (tubo e casco) e o segundo foi comparar o resultado obtido no lado do casco com outros resultados para a transferência de calor encontrados na literatura.

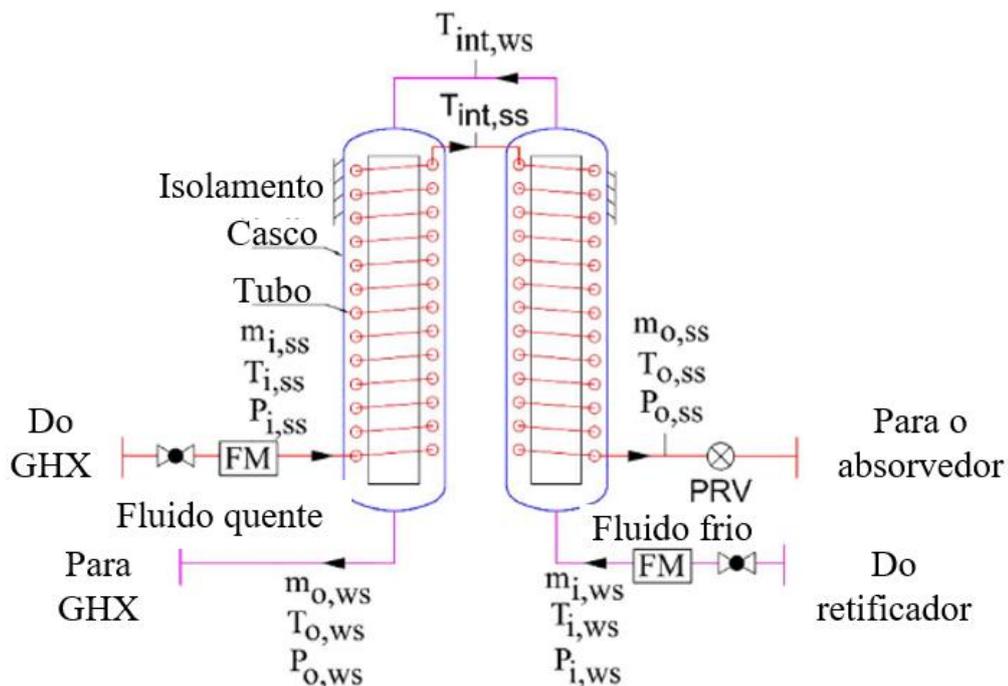
Entre as conclusões obtidas estão:

- Para um número de aletas constante, houve um incremento da transferência de calor com o aumento do comprimento da aleta;

- Para um comprimento de aleta constante obteve-se um incremento na transferência de calor com o aumento do número de aletas;
- Mantendo-se o número e o comprimento de aletas constantes houve um incremento na transferência de calor com o aumento do número de Reynolds;
- Para a otimização, tendo o consumo de material como prioridade, obteve-se comprimento de aleta de 0,2 e 392 aletas por metro quadrado como condição mais econômica.

Do mesmo modo, porém utilizando outro fluido de trabalho, **Ramesh et al. (2017)** realizaram um estudo experimental detalhado do trocador de calor do tipo tubo e serpentina empregado em um sistema de refrigeração por absorção que faz uso do par de trabalho amônia e água. O foco do trabalho foi direcionado na avaliação da queda de pressão, o número de Reynolds, o coeficiente de transferência de calor e o número de Nusselt, na parte do tubo, para várias condições de escoamento da solução. O trocador de calor utilizado consiste em dois tubos com escoamento em contracorrente, onde a solução fraca entra pela parte inferior no primeiro casco e sai no segundo, também na parte inferior. Por sua vez a solução forte entra na parte inferior do segundo casco na parte do tubo e sai no primeiro como pode ser observado na figura 6.

Figura 6: Representação do trocador de calor em serpentina



Fonte: Ramesh et al. (2017)

A partir deste estudo pode-se concluir:

- A transferência de calor foi controlada pelo coeficiente de transferência de calor do lado do casco;
- O número de Nusselt encontrando para o lado do tubo foi quatro vezes maior que o apresentado no lado do casco;
- Resultados experimentais apresentaram consistência com apresentados na literatura, apresentando variação entre 2% e 15%;

Alimoradi (2017) apresentou uma análise exergética para uma transferência de calor por convecção forçada em um trocador de calor do tipo casco e serpentina funcionando com água em ambos os lados. Este trabalho foi dividido em duas etapas, na primeira foram avaliados os efeitos dos parâmetros geométricos e operacionais sobre a eficiência exergética, podendo assim obter uma dimensão ótima para o trocador de calor. Na segunda etapa, a partir dos resultados obtidos na etapa anterior, foi desenvolvida uma correlação para uma grande faixa da taxa e fluxo mássico, diferença de temperatura na entrada do fluido, produto do número de Reynolds, e parâmetros geométricos para prever a eficiência exergética do equipamento.

Os resultados mostraram:

- Houve uma redução linear da eficiência com o incremento adimensional da diferença de temperatura na entrada do fluido;
- O trocador de serpentina que apresenta maior número de voltas e menor diâmetro foram mais eficientes quando comparados com outro trocador de serpentina com mesmo comprimento e inclinação;
 - Um aumento de 50% no diâmetro da serpentina resultou em uma redução e 10,7% na eficiência;
 - Aumento de 50% no comprimento da serpentina resultou em uma redução de 8,9% na eficiência;

3 FUNDAMENTAÇÃO TEÓRICA

Este capítulo está direcionado à revisão de conceitos quanto aos sistemas de refrigeração por absorção. Serão apresentados os componentes básicos dos sistemas de refrigeração por absorção, seu funcionamento, os tipos de sistemas mais encontrados, suas vantagens e desvantagens, aplicação e os fluidos de trabalho normalmente aplicados.

Também serão abordados os tipos de absorvedores utilizados e as formas de escoamento mais adotadas. Será realizado uma revisão quanto aos processos de transferência de calor e massa, assim como será realizado uma revisão quanto ao potencial das ferramentas de CFD, com ênfase na adotada neste estudo, o CFX.

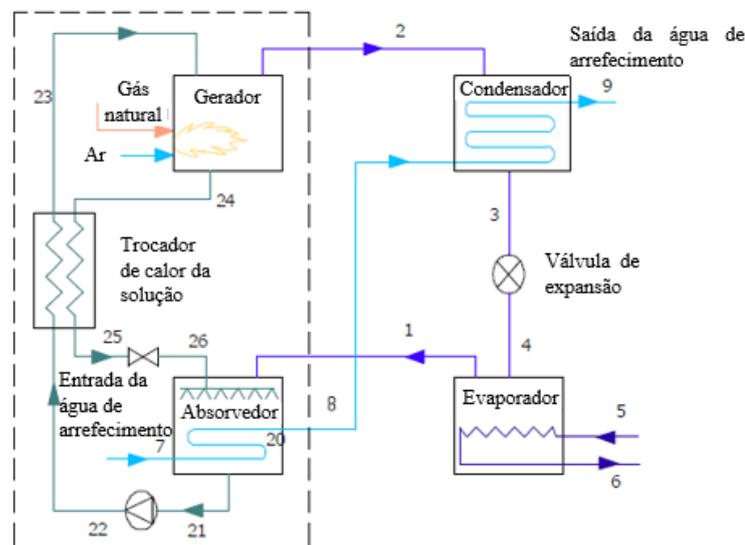
3.1 COMPONENTES BÁSICOS DE UM SISTEMA DE REFRIGERAÇÃO POR ABSORÇÃO

Os sistemas de refrigeração por absorção são compostos basicamente por um gerador, absorvedor, evaporador, condensador, trocador de calor da solução, válvulas de expansão e redução e uma bomba.

3.2 FUNCIONAMENTO DOS SISTEMAS DE REFRIGERAÇÃO POR ABSORÇÃO

Os sistemas de refrigeração por absorção diferem quanto ao funcionamento dos sistemas convencionais pela substituição do compressor e do fluido de trabalho por uma unidade térmica composta por um gerador e um absorvedor, além de funcionar utilizando uma mistura como fluido de trabalho (OCHOA, DUTRA, HENRÍQUEZ, 2011). A seguir é apresentado o funcionamento do chiller de absorção mostrado na figura 7.

Figura 7: Esquema do chiller de absorção de simples efeito de queima direta



Fonte: Bereche (2007)

O funcionamento do chiller de absorção dá início com a saída do vapor refrigerante do evaporador (estado 1), esse vapor é encaminhado para o absorvedor onde vai ser absorvido por uma solução absorvente composta por uma mistura de absorvente e refrigerante. Em seguida a solução rica em refrigerante deixa o absorvedor (estado 21) e é bombeado (estado 22) para o gerador, passando por um trocador de calor (estado 23) onde é previamente aquecida pela solução pobre que está retornando do gerador para o absorvedor. Já no gerador a solução rica é separada pela adição de calor proveniente de uma fonte externa. Separado, os fluidos refrigerante e absorvente, o fluido absorvente deixa o gerador (estado 24) e é encaminhado para o absorvedor, passando por um trocador de calor (estado 25) e uma válvula redutora de pressão (estado 26), enquanto o vapor refrigerante (estado 2) é direcionado para o condensador onde vai ser resfriado, trocando calor para o meio externo. Em seguida o refrigerante deixa o condensador (estado 3) sendo direcionado através de uma válvula de expansão (estado 4) para o evaporador, encerrando o ciclo para um sistema de simples efeito para o par de trabalho brometo de lítio e água.

A diferença do ciclo de refrigeração utilizando o par LiBr/H₂O mencionado anteriormente para o ciclo operando com o par NH₃/H₂O está na presença de um retificador entre o gerador e o condensador responsável por retirar vapor de água que venha a evaporar junto a amônia, garantindo maior pureza no vapor refrigerante deixando o gerador.

3.3 SISTEMAS DE REFRIGERAÇÃO POR ABSORÇÃO

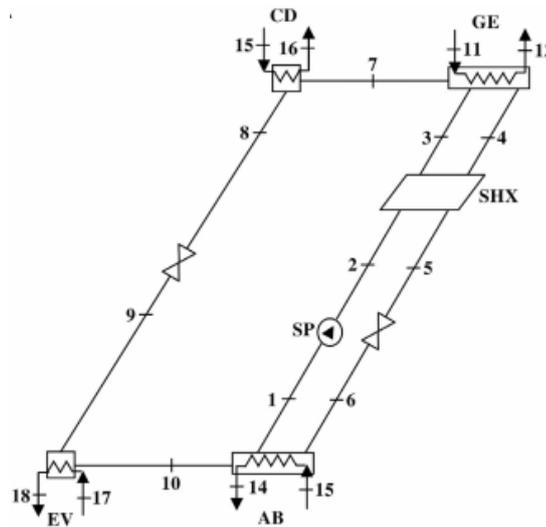
Os sistemas de refrigeração por absorção podem ser classificados em três diferentes tipos (sistemas de simples, duplo efeito e sistemas de absorção avançada, que engloba os chiller de triplo e médio efeito), tendo como principal diferença a forma como cada sistema consegue aproveitar a energia proveniente da fonte.

3.3.1 Sistema de simples efeito

Os sistemas de simples efeitos são caracterizados pela existência de dois níveis de pressão, uma pressão elevada, onde estão o gerador e o condensador e um estágio de baixa pressão onde se encontram o absorvedor e o evaporador. Além desses componentes, nos chillers de simples efeito podem ser encontrados; um trocador de solução, uma bomba responsável pelo bombeamento da mistura do absorvedor para o gerador e duas válvulas. Ainda pode haver a presença de uma unidade retificadora no sistema, quando este funcionar com o par de trabalho NH₃/H₂O. Quanto ao seu funcionamento, a admissão de calor ocorre apenas uma vez nos chiller de simples efeito devido à presença de apenas um gerador no sistema, diferente do que ocorre

nos sistemas de duplo e médio efeito (HEROLD; RADERMACHER; KLEIN, 2016). Na figura 8 é apresentado um esquema de um chiller de simples efeito.

Figura 8: Esquema de um chiller de simples efeito



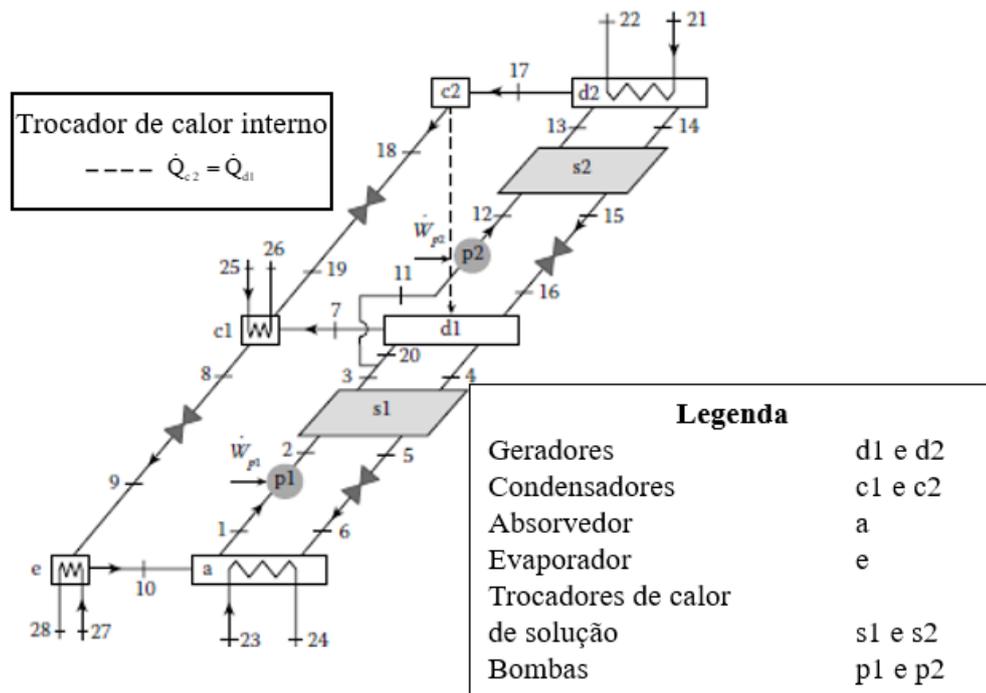
Fonte: Maryami e Dehghan (2017)

3.3.2 Sistema de duplo efeito

Os sistemas de absorção de duplo efeito são caracterizados pela presença de duas unidades geradoras para separar o fluido refrigerante do fluido absorvente, uma de alta pressão e outra em baixa pressão. A existência das duas unidades nos chiller de duplo efeito faz com que eles possam fazer uso de fontes de energia a temperaturas mais elevadas, aproveitando melhor a energia fornecida e apresentando COP superior ao sistema de simples efeito.

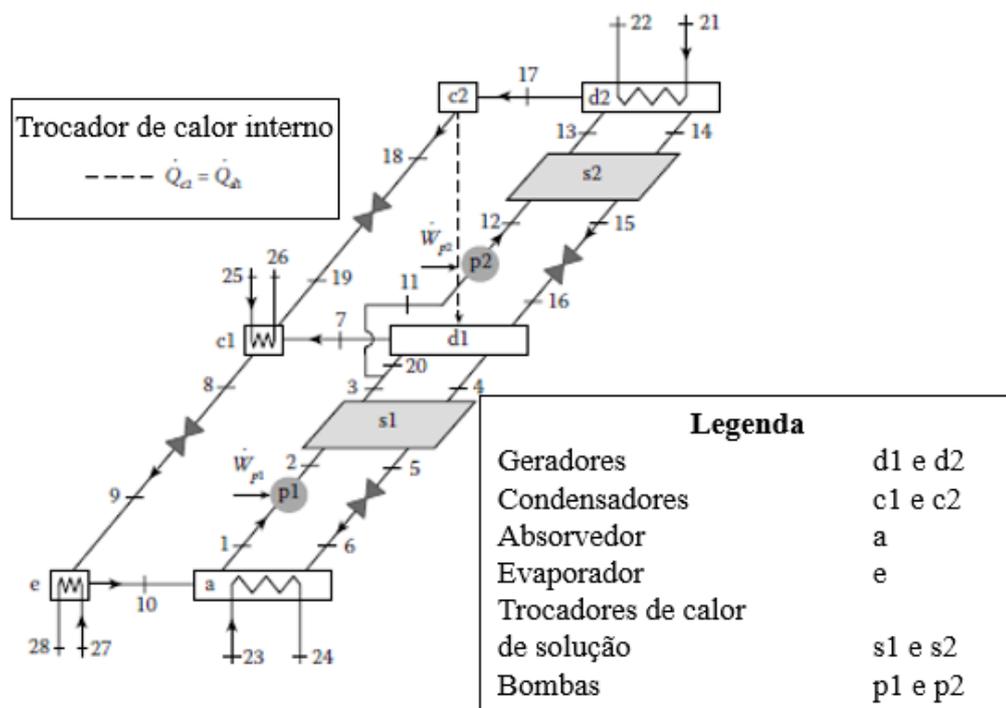
Os sistemas de duplo efeito ainda podem ser classificados em série e em paralelo, a depender da forma como a solução proveniente do absorvedor vai ser direcionada para os geradores. No sistema em série a solução retornando do absorvedor passa pelos dois geradores (alta e baixa pressão) em sequência, enquanto nos sistemas em paralelo, a solução passa nos dois geradores simultaneamente (HEROLD; RADERMACHER; KLEIN, 2016). Na figura 9 e figura 10 são apresentados os chillers de absorção de duplo efeito em série e em paralelo, respectivamente.

Figura 9: Sistema de duplo efeito em série



Fonte: Herold, Radermacher e Klein (2016)

Figura 10: Sistema de duplo efeito em paralelo



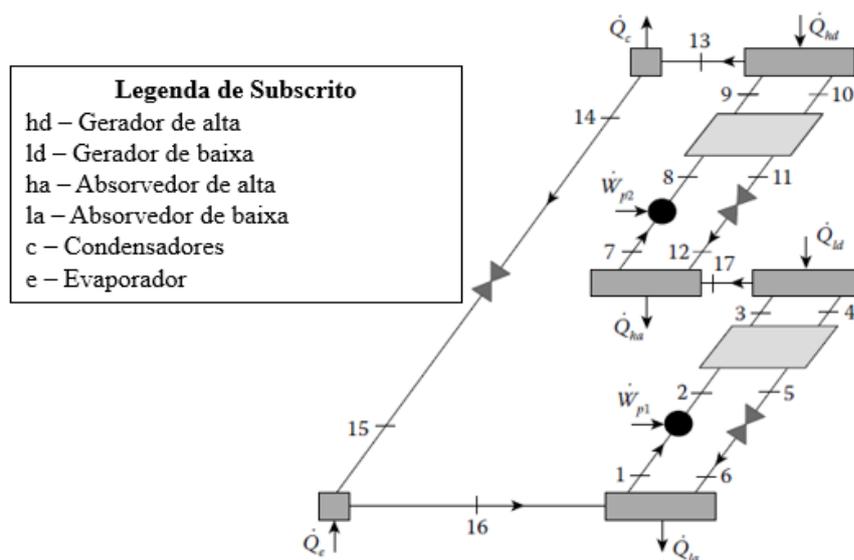
Fonte: Herold, Radermacher e Klein (2016)

3.3.3 Chillers de absorção avançados

Os sistemas de refrigeração de simples e duplo efeito apresentados anteriormente são os chiller comerciais mais utilizados, porém existem outros tipos desenvolvidos para aplicações mais específicas. Entre esses projetos estão os chillers de médio e triplo efeito.

Os sistemas de médio efeito, figura 11, utilizam fontes de calor a temperatura inferior que os sistemas de simples efeito, então a sua aplicação ocorre apenas quando a temperatura de acionamento do sistema é insuficiente para acionamento de um chiller de absorção de simples efeito, visto que seu COP é geralmente a metade daquele sistema. Quanto a sua estrutura, ele é muito similar a um sistema de duplo efeito, possuindo três níveis de pressão, sendo os de alta e baixa pressão com funcionamento similar ao sistema de simples efeito. Na pressão intermediária há o funcionamento do gerador de baixa pressão juntamente com o absorvedor de alta pressão (HEROLD; RADERMACHER; KLEIN, 2016).

Figura 11: Sistema de médio efeito

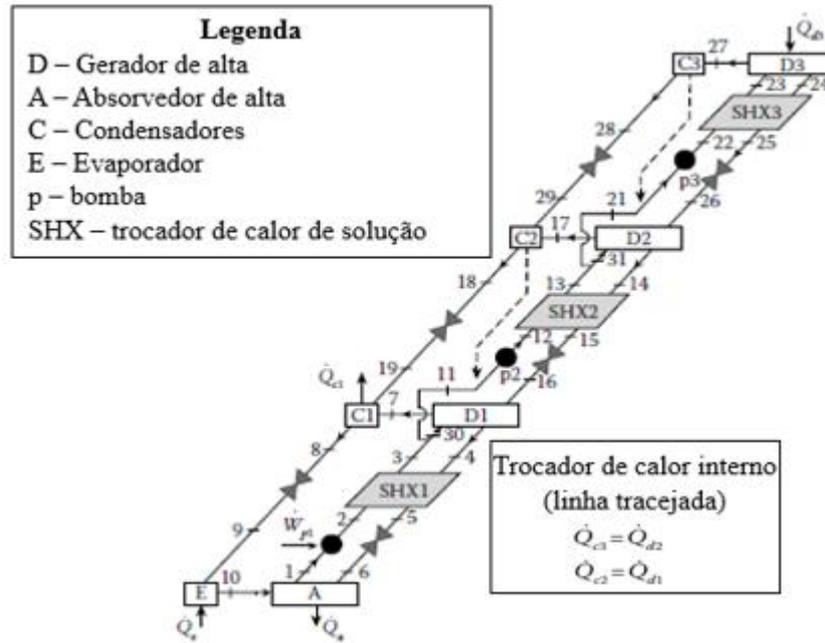


Fonte: Herold, Radermacher e Klein (2016)

Os sistemas de triplo efeito, figura 12, por sua vez apresentam três geradores, caracterizando um aumento de mais um nível de pressão quando comparados com os sistemas de duplo e médio efeito. Essa adição de mais um gerador faz com que este tipo de sistema trabalhe com temperaturas mais elevadas e por consequência apresente COP mais elevado que os demais sistemas, variando entre 1,4-1,6. Porém o funcionamento em temperaturas mais elevadas acarreta maior taxa de corrosão nos materiais normalmente utilizados para fabricar os componentes do sistema (HEROLD; RADERMACHER; KLEIN, 2016). COP mais elevado

que o citado anteriormente foi obtido por Azhar e Siddiqui (2017), onde obtiveram um COP de 1,955 para um chiller de triplo efeito operando com brometo de lítio e água através da otimização de das temperaturas nos condensadores e geradores.

Figura 12: Sistema de triplo efeito



Fonte: Herold, Radermacher e Klein (2016)

3.4 VANTAGENS E DESVANTAGENS DOS SISTEMAS DE REFRIGERAÇÃO POR ABSORÇÃO

Os chillers de absorção diferem estruturalmente dos sistemas convencionais devido à substituição do compressor por um conjunto gerador e absorvedor. Porém sua principal vantagem, perante os sistemas convencionais, está por funcionarem de forma direta através da queima de combustível fóssil (o gás natural, por exemplo), e/ou de forma indireta, utilizando rejeito térmico de outros sistemas (fazendo uso da cogeração).

3.4.1 Vantagens

Bereche (2007) ainda apresenta outras vantagens dos sistemas de refrigeração por absorção:

- Funcionamento silencioso e livre de vibração;
- Manutenção mais barata por não apresentarem muitos componentes rotativos;
- Alta confiabilidade;
- Não fazem uso de refrigerante CFC's e HCFC's.

3.4.2 Desvantagens

Porém, Bereche (2007) apresenta como desvantagens dos sistemas de refrigeração por absorção:

- Custo inicial mais elevado que os sistemas convencionais devido ao seu tamanho e cuidados necessários para a operação do par de trabalho;
- COP inferior aos sistemas convencionais;
- Os sistemas de refrigeração por absorção são maiores que os sistemas convencionais para mesma capacidade;
- Os chiller de absorção que fazem uso de água como fluido refrigerante apresentam uma limitação quanto à temperatura mínima atingida pelo sistema.

3.5 APLICAÇÕES DOS SISTEMAS DE REFRIGERAÇÃO POR ABSORÇÃO

Existem diferentes configurações onde o sistema de refrigeração por absorção pode ser utilizado, seja como componente principal do processo ou atividade desempenhada ou como um componente secundário fazendo uso da cogeração para aproveitar os rejeitos térmicos de outro processo.

3.5.1 Uso Industrial

Na grande maioria das indústrias há a presença de operações ou máquinas que fazem uso de energia térmica pela queima direta de combustível fóssil, porém parte dessa energia não é aproveitada no processo por questões operacionais, então é descartada na atmosfera. Desta forma os sistemas de refrigeração por absorção mostram sua importância. Por operar com temperaturas relativamente baixas (75°C-95°C a depender do fluido de trabalho) (HEROLD; RADERMACHER; KLEIN, 2016) quando comparados com os demais equipamentos na indústria esses sistemas se tornam uma alternativa para o aproveitamento dessas fontes de energia antes descartadas na atmosfera.

Essas fontes de energia térmica podem ser provenientes de gases de motores de combustão interna, sistemas combinados de turbina a gás e vapor ou qualquer outro processo industrial que utilize ou tenha como descarte gases ou vapores a alta temperatura. Dessa forma os sistemas de refrigeração por absorção contribuem para a melhoria do desempenho geral da planta.

Uma alternativa para o uso dos chiller de absorção é sua utilização em cascata com sistemas convencionais de refrigeração como apresentado por Bellos, Tzivanidis e Tsifis

(2017), onde foi utilizado o chiller de absorção para retirar calor do condensador de um sistema convencional e assim melhor a eficiência do sistema combinado.

A seguir na tabela 1 é apresentado uma série de aplicações do chiller de absorção nos três setores da economia e em suas respectivas atividades, apresentado em que processos são aplicados e quais fontes de calor são utilizadas.

Tabela 1: Aplicações dos sistemas de refrigeração por absorção em diferentes setores

Setor da economia	Atividade	Processo	Fontes de calor disponíveis
Primário	Hortifrutigranjeiros	Resfriamento de produto Estocagem frigorífica	Lenha, resíduos agrícolas e biogás
Secundário	Usinas de açúcar e álcool; Indústria de papel e celulose; Indústria têxtil, química e petroquímica. Indústria de alimentos: laticínios, abatedouros, indústria de bebidas e pescado	Resfriamento em domas de fermentação Resfriamento congelamento e estocagem de produto Resfriamento de fluxos Condicionamento de ar em câmaras frigoríficas	Aproveitamento das fontes usuais de energia via cogeração. Gás natural, resíduos agroindustriais, calor de processo
Terciário	Restaurantes, padarias, hotéis, hospitais, shopping center, centros comerciais, transporte rodoviário, ferroviário e marítimo	Câmaras frigoríficas Ar condicionado Produção de gelo Água fria	Lenha Gás natural Gases de exaustão de motores, caldeiras, aquecedores ou fornos

Fonte: ZUKOWSKI, 1999

3.5.2 Residencial

O uso de sistemas de refrigeração por absorção em residências está ligado diretamente ao uso de placas solares como fonte de energia para acionamento do chiller. Esses

sistemas de refrigeração por absorção, diferentemente da aplicação na indústria que pode fazer uso dos dois tipos de fluido de trabalho, $\text{NH}_3/\text{H}_2\text{O}$ e $\text{LiBr}/\text{H}_2\text{O}$, fazem uso principalmente do par de trabalho composto por brometo de lítio e água, por fornecerem temperaturas necessárias para a climatização do ambiente e não serem tóxicos e inflamáveis.

O uso dos sistemas de refrigeração por absorção em residências leva a substituição, total ou parcial, dos sistemas convencionais. Porém para operar durante uma maior faixa do dia (horas em que a radiação solar não é suficiente como fonte de energia) os sistemas destinados a residências necessitam de tanques de armazenamento térmico ou outra fonte de energia, afim de manterem o fornecimento de energia ao sistema.

3.6 FLUIDOS DE TRABALHO

Diferente dos sistemas convencionais de refrigeração por compressão, os chillers de absorção utilizam ao menos dois fluidos como pares de trabalho, um deles como sendo o fluido refrigerante e o outro o fluido absorvente. Dentre os inúmeros pares utilizados, dois deles se destacam como sendo os mais convencionais: brometo de lítio-água e amônia-água. Porém novos pares com características importantes e capazes de atender a algumas limitações desses fluidos convencionais estão sendo cada vez mais estudados.

Utilizado principalmente em aplicações onde a temperatura do evaporador não é próxima a 0°C , o par $\text{LiBr}/\text{H}_2\text{O}$ é muito utilizado por apresentar boa afinidade, além de ser uma mistura não tóxica. Porém, já que o fluido refrigerante é água, não é recomendável para temperaturas próximas a 0°C devido ao congelamento da água.

Outra característica importante deste par de trabalho está no risco de cristalização do brometo de lítio se as condições de operação, temperatura e concentração, ocorrerem fora dos limites estabelecidos para este par de trabalho, portanto elementos de controle são necessários a este sistema. Por último ainda pode-se citar a necessidade de funcionamento do chiller de absorção com o par $\text{LiBr}/\text{H}_2\text{O}$ em condições de vácuo parcial.

O outro par de trabalho encontrado comumente é o constituído por amônia e água, porém diferente do caso anterior, a amônia é utilizada como fluido refrigerante e a água como fluido absorvente. Este arranjo permite que temperaturas inferiores a 0°C sejam alcançadas em sistemas operando com este par.

Outra característica positiva deste fluido está na sua operação em pressões positivas, dispensando a utilização de dispositivos hermeticamente fechados. Porém a

utilização de amônia como fluido refrigerante requer cuidados com a segurança, devido a sua toxicidade e risco de explosão. Ainda pode-se salientar que sistemas que operam com o fluido de trabalho $\text{NH}_3/\text{H}_2\text{O}$ necessitam de um componente a mais que os sistemas citados anteriormente. Este componente necessário para o funcionamento do chiller é o retificador, que tem como função purificar a amônia (retirar a água que por ventura tenha evaporado junto com ela no gerador). Todavia a presença do retificador aumenta os custos finais do chiller.

Visando a melhoria de desempenho dos chiller de absorção e a superação das desvantagens apresentadas pelos fluidos convencionais, diferentes configuração de pares de trabalho estão sendo estudadas, entre os novos pares de trabalho estão a adição de água no par amônia e nitrato de lítio $\text{NH}_3/(\text{LiNO}_3 + \text{H}_2\text{O})$, melhorando assim a viscosidade da mistura com a adição de água. Na tabela 2 são apresentados os diferentes fluidos de trabalho utilizados em sistemas de refrigeração por absorção.

Tabela 2: Diferentes pares de trabalho

Absorvente	Refrigerante
Água	Amônia, metil amina ou outras aminas alifáticas
Solução de água e brometo de lítio	Água
Solução de cloreto de lítio e metanol	Metanol
Ácido sulfúrico	Água
Hidróxido de sódio ou potássio ou mistura	Água
Nitrato de lítio	Amônia
Sulfocianeto de amônia	Amônia
Tetracloroetano	Cloreto de etila
Dimetil éter tetraetileno glicol	Cloreto de metileno
Óleo de parafina	Tolueno ou pentano
Glicol etílico	Metil amina
Éter dimetílico ou glicol tetraetílico	Monofluor dicloro metano ou diclorometano

Fonte: ABREU, 1999

3.7 ABSORVEDORES

Sendo um dos equipamentos cruciais para os sistemas de refrigeração por absorção, o absorvedor é um dos responsáveis pelo elevado custo de um chiller de absorção, assim como a dimensão do sistema. Além de ser um dos grandes responsáveis pelo baixo coeficiente de desempenho do equipamento.

Quando comparado com os sistemas convencionais, o chiller de absorção apresenta um custo inicial relativamente maior para as mesmas condições de funcionamento. Isso ocorre devido à presença de componentes maiores, com um maior número de detalhe e exigências para um correto funcionamento do sistema. Além de haver a necessidade de um sistema de controle mais sofisticado devido à complexidade do fenômeno que ocorre em seu interior o absorvedor exige cuidados quanto à fabricação e instalação de sensores, o que torna o equipamento mais caro.

Por ser constituído por quatro trocadores de calor, cada um associado ao condensador, evaporador, absorvedor e gerador, os sistemas de refrigeração por absorção possuem dimensões mais elevadas. Sendo assim os principais focos das pesquisas na atualidade estão no desenvolvimento de novos pares de trabalho, permitindo menores vazões para o mesmo desempenho, acarretando em redução do equipamento e no desenvolvimento de equipamentos mais compactos.

Como o evaporador e condensador já estão bem estudados e desenvolvidos e a eficiência do gerador está limitada a sua temperatura de acionamento, sendo os estudos nesta área voltados para a compactação do equipamento, cabe ao absorvedor prover melhorias no desempenho do equipamento. Porém para prover tais melhorias é necessário o entendimento do fenômeno de absorção presente neste componente.

O fenômeno da absorção consiste na transferência de calor e massa, acoplados entre o vapor refrigerante e a solução absorvente, através de uma interface onde temperaturas e concentrações estão em equilíbrio para os dois fluidos, devido à diferença de concentração de amônia no fluido refrigerante e no fluido absorvente. Porém como esse processo de transferência de massa é exotérmico, há a necessidade de um fluido de arrefecimento, normalmente água, para retirar o calor do sistema, garantindo assim um funcionamento mais eficiente.

3.8 TIPOS DE ABSORVEDORES

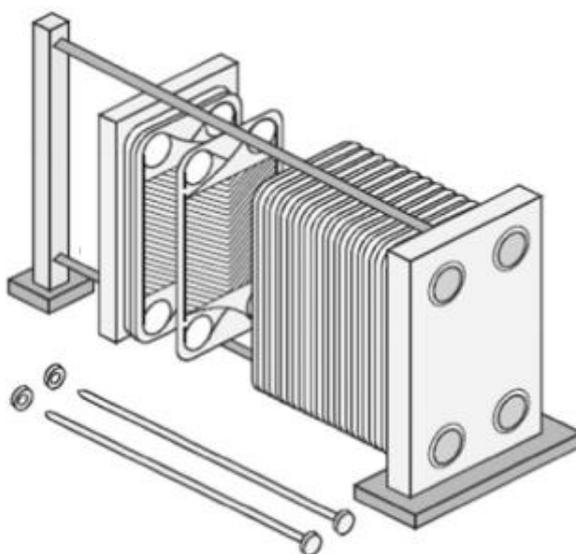
Segundo Incropera et al. (2007), os trocadores de calor podem ser classificados de acordo com seu escoamento ou tipo de construção. Na literatura há estudos de diferentes tipos de absorvedores, voltados para o uso industrial ou para aplicações específicas. Neste ponto será descrito os modelos principais de trocadores de calor utilizados em absorvedores e modificações propostas nestes, a fim de melhorar o desempenho.

3.8.1 Placa plana

É o tipo de trocador mais utilizado em sistemas de refrigeração por absorção por promover altos coeficientes de transferência de calor e massa. Este trocador de calor é utilizado quando se deseja uma redução da dimensão do sistema. Além de poder ser facilmente adaptado para diferentes condições de escoamento através da adição ou retirada de placas, permitindo assim uma maior flexibilização do sistema.

Este tipo de absorvedor é formado por placas planas paralelas, que podem ser feitas com ondulações, ranhuras ou aletas para melhorar as taxas de transferência de calor e massa. Esta configuração de trocador de calor suporta pressões inferiores àquelas suportadas por trocadores tubulares equivalente, devido ao seu sistema de vedação, que em geral é um elastômero. Na figura 13 está representado um trocador de calor de placas planas.

Figura 13: Trocador de calor de placas planas



Fonte: Elmaaty, Kabeel e Mahgoub (2017)

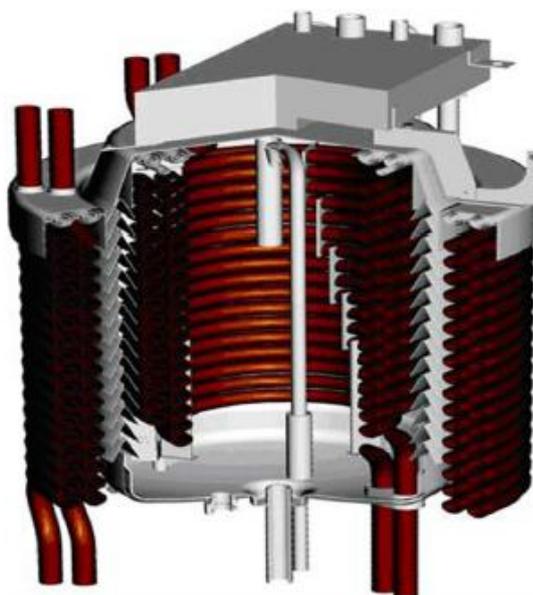
Como citado anteriormente, em busca de maiores taxas de transferência de calor e massa, diversos autores vêm buscando configurações alternativas de trocadores de calor de placas planas. Dentre os autores pode-se destacar Mortazavi et al. (2015) e Michel, Pierrès e Stutz (2017), que utilizaram aletas e ranhuras, respectivamente, para melhorar a molhabilidade da superfície do trocador de calor, aumentando a taxa de absorção e de transferência de calor.

3.8.2 Serpentina

Outra configuração de trocador de calor comumente encontrado em sistemas de refrigeração por absorção é o trocador em formato de serpentina, esta configuração consiste em

um tubo de formato helicoidal, onde seu interior escoo o líquido de arrefecimento, enquanto na parte externa passa a mistura de absorvente e refrigerante. Este tipo de configuração apresenta como vantagem a possibilidade de utilizar dois componentes do sistema de refrigeração por absorção no mesmo volume. Na figura 14 está apresentado um trocador de calor em serpentina utilizado por Nabil, Bechir e Slimane (2014), onde na serpentina interna funciona o evaporador, enquanto na serpentina externa o absorvedor, reduzindo as dimensões do chiller de absorção.

Figura 14: Trocador de calor de serpentina



Fonte: Nabil, Bechir e Slimane (2014)

3.8.3 Casco e tubo

Os trocadores de calor de tipo casco e tubo, podem estar dispostos na posição horizontal ou vertical, porém sua aplicação é destinada a pressões mais elevadas ou visando a redução de custos. Este tipo de trocador de calor geralmente apresenta dimensões mais elevada que os trocadores de serpentina e placa plana para mesma condição de funcionamento. Domínguez-inzunza et al. (2016) utilizaram esta configuração de trocador de calor no absorvedor e gerador para determinar o COP do chiller para diferentes condições de entrada.

3.9 TIPOS DE ESCOAMENTO DO ABSORVEDOR

O tipo de escoamento presente no interior do absorvedor pode ser classificado quando a forma que o escoamento do fluido refrigerante e absorvente acontecem. O escoamento pode ocorrer em bolhas quando o vapor refrigerante é inserido em forma de mistura com a solução absorvente, sendo as bolhas imersas no fluido absorvente.

Um segundo tipo de escoamento encontrado com frequência é o escoamento em líquido descendente, onde a película de solução absorvente escoia paralela a parede que está em contato com o fluido de arrefecimento, enquanto o vapor refrigerante escoia em contato com esta película de líquido. Diferente do método de escoamento anterior os dois fluidos estão segregados, apresentando uma interface bem definida entre eles.

Um terceiro método de escoamento encontrado no interior de absorvedores é o escoamento do fluido refrigerante e solução absorvente separados por uma membrana porosa. Este tipo de escoamento permite uma alta taxa de troca de calor e massa por aumentar a superfície de contato entre os dois fluidos, além de permitir uma redução do escoamento de fluido absorvente para a mesma condição de um trocador de calor de placa plana, reduzindo as dimensões do equipamento.

3.10 PROCESSOS DE TRANSFERÊNCIA DE CALOR E MASSA SIMULTÂNEA

Em sistemas de refrigeração por absorção, os fenômenos de transferência de calor e massa ocorrem de forma acoplada, sendo esta uma característica crucial para o seu funcionamento. A transferência de calor pode ocorrer, no interior dos trocadores de calor, através da transferência de calor por condução e por convecção, este último mecanismo por sua vez pode ocorrer no interior do absorvedor através da convecção forçada e por convecção associada a mudança de fase, o que leva o calor presente na fase vapor para a solução absorvente. Por sua vez, a transferência de massa pode ocorrer por difusão e por convecção, tendo o fator principal para sua ocorrência, a diferença de concentração de espécies (amônia no caso do presente trabalho) entre as duas fases. Especificamente para o caso da transferência de massa por convecção também se tem o movimento do fluido como fator chave para a ocorrência da transferência de massa, uma vez que este tipo de transferência proporciona um deslocamento do fluido com alta concentração de amônia, substituindo este por fluido com baixa concentração.

A transferência de calor por convecção forçada pode ocorrer no leito da fase vapor até a interface que separa o vapor refrigerante e solução absorvente e desta interface até a parede que separa a solução absorvente do líquido de arrefecimento. Por sua vez a transferência de calor por convecção, associada a mudança de fase, vai ocorrer na interface que separa o vapor refrigerante da solução absorvente. Outro ponto do trocador de calor onde ocorre transferência por convecção é no leito do fluido de arrefecimento. Quanto ao processo de transferência de calor por condução, este está definido principalmente na parede que separa os fluidos em escoamento.

Estes dois mecanismos de transferência de calor (condução e convecção), presentes no processo de absorção, são influenciados por diferentes parâmetros do processo, entre eles está o regime de turbulência em que se encontra o escoamento e a diferença de temperatura entre o fluido refrigerante, absorvente e arrefecimento, onde maiores gradientes de temperatura e número de Reynolds levam a maiores taxas de transferência de calor.

Outro mecanismo importante dentro do chiller de absorção é o processo de transferência de massa, como citado anteriormente este vai ocorrer predominantemente através da convecção de massa, provocada pelo movimento do fluido e da transferência de massa do vapor refrigerante para a interface entre as duas fases e da interface para a solução absorvente através da difusão de espécie. Essa transferência de massa vai ser tão mais intensa quanto maior for a diferença de concentração da espécie envolvida nos dois fluidos. Outros fatores, como o número de Reynolds e a viscosidade também afetam a taxa de transferência de massa

Outro fator de influência no processo de transferência de massa é a temperatura do líquido de arrefecimento, como a ocorrência do processo de transferência de massa por absorção libera calor, é necessária uma retirada deste para que o processo de absorção continue. Sendo assim temperatura de arrefecimento baixas o suficientes e vazões adequadas são necessárias para garantir o processo de absorção.

3.11 FLUIDOS DINÂMICOS COMPUTACIONAL – CFD

A fluidodinâmica computacional é a área do conhecimento que trata das simulações numéricas de escoamento de fluidos, transferência de calor e outros fenômenos relacionados, como combustão, reações químicas e turbulência. Este método consiste na solução da equação de transporte da variável de interesse. Na maioria das vezes são as equações de conservação da massa, do momento e da energia (KESSLER, 2018).

Para que o método da fluidodinâmica computacional resolva as equações de interesse, se faz necessário a utilização de um método discreto, os principais deles são os métodos dos elementos finitos, das diferenças finitas e dos volumes finitos, porém dentro da análise via CFD o mais utilizado é o método dos volumes finitos.

Os métodos de discretização consistem na substituição de um meio contínuo por um domínio discreto. Esta substituição é realizada pela utilização de volumes de controle, onde o domínio é dividido em volumes infinitesimais e as equações de transporte são resolvidas para cada volume.

Entre as vantagens dos softwares tipo CFD está na capacidade de explicar resultados internos ao equipamento, como perfil de temperatura, velocidade. Além de permitir avaliar o impacto de diferentes modelos teóricos (turbulência, transferência de calor, transferência de massa, força de arrasto, entre outros). Guan e Yang (2017) analisaram a influência de forças de interface sobre o escoamento em uma coluna de bolhas. Enquanto Qi et al. (2010) utilizaram o CFX para estudar a dissipação de gás natural liquefeito na atmosfera. Este são apenas dois de inúmeros trabalhos que apresentam a importância das ferramentas CFD no estudo de escoamentos.

Uma outra característica importante das ferramentas CFD é a capacidade de analisar o comportamento do escoamento e o impacto da inserção de alterações geométricas, como ranhuras, aletas, chicanas e superfícies rugosas. Mortazavi et al. (2015) utilizou o Fluent da Ansys, um software de fluidodinâmica computacional, para avaliar o impacto da inserção de aletas na superfície interna de trocadores de calor destinados a aplicação em absorvedores de sistemas de refrigeração por absorção utilizando brometo de lítio e água. Foi através do software que ele pôde observar as características do escoamento internamente, obtendo após o estudo melhores resultados de transferência de massa.

A simulação CFD ainda permite avaliar perdas de cargas em função da geometria dos internos, que é um parâmetro essencial para o projeto de trocadores de calor, uma vez que este parâmetro influencia no projeto hidráulico e de máquinas de fluxo.

Por último pode-se citar como vantagens da utilização das ferramentas de CFD a precisão dos resultados, aliado a velocidades de simulação elevadas, possibilitando o estudo de escoamentos com diferentes condições de contorno. Sendo muito utilizado onde soluções analíticas não são possíveis, ou são muito complexas. Triché et al. (2016) obtiveram diferença de valores inferior a 1% quando comparado os resultados numéricos com os resultados experimentais de um absorvedor.

Porém velocidade de simulação e exatidão dos resultados estão diretamente ligados a malha adotada para o modelo. Esta relação se deve ao tamanho da malha adotada e conseqüentemente ao número de elementos presente no modelo. A dimensão da malha adotada está ligada à exatidão dos resultados obtidos, uma vez que a malha será responsável por aproximar um domínio discreto do contínuo, sendo assim quanto menor a dimensão da malha, melhor será a representação do domínio contínuo.

Malhas com dimensões muito reduzidas por sua vez implicam em número elevado de elementos. E como foi citado anteriormente, as equações de transporte serão resolvidas para cada volume de controle do domínio. Sendo assim um maior número de elementos de malha implica em um maior número de equações a serem resolvidas pelo software e consequentemente maior tempo computacional. Logo para se ter uma otimização de tempo computacional e exatidão nos resultados se faz necessário um estudo de malhas, onde é avaliado o ganho de exatidão em detrimento do aumento de tempo computacional.

3.12 FERRAMENTA COMPUTACIONAL CFX

No mercado são encontradas diferentes ferramentas computacionais capazes de resolver problemas de CFD. Pode-se citar o STAR-CCM+, o COMSOL, o FLUENT o CFX, cada um desses software é capaz de resolver diferentes problemas, como a transferência de calor, transferência de massa, análise de turbulência, entre outras funções. Observando a capacidade de solucionar problemas desses diferentes softwares, neste trabalho se optou pela utilização do CFX da Ansys.

O software adotado para o modelo é capaz de resolver escoamentos simples, onde é avaliado a transferência de calor, podendo está ser por condução em um material sólido, convecção ou radiação. O CFX também é capaz realizar estudos de escoamentos externos e internos, onde se pode avaliar o perfil do escoamento e a influência da rugosidade das paredes das tubulações. Ainda é possível através de sua utilização, o estudo de diferentes modelos de turbulência, estes que podem ser utilizados para tratamentos de escoamento próximos a parede, no leito do escoamento ou ainda levando em consideração os dois fatores.

Uma outra aplicação importante para o CFX é o estudo de escoamentos multicomponentes e multifásicos, estes tipos de escoamento são essenciais para o cálculo dos fenômenos de transferência de calor e massa. Os escoamentos multifásicos consideram uma mistura de duas substâncias ao nível macroscópico, sendo uma aplicação de fração volumétrica utilizada. Enquanto a abordagem multicomponente faz uso de uma abordagem a nível molecular, utilizando para isso o conceito de fração mássica.

Para o estudo do processo de absorção estão presentes duas misturas, uma em estado vapor e outra no estado líquido, cada uma dessas misturas é composta de duas substâncias. Sendo assim tem-se uma mistura multifásica quando se tratando da mistura vapor-líquido e uma mistura multicomponente quando a mistura das duas substâncias presentes em cada fase. Para tratar os escoamentos, o CFX faz uso das equações de conservação e de modelos inseridos para

tratamento de turbulência, resistências à transferência de calor e massa, além do tratamento das interfaces.

4 METODOLOGIA

Neste capítulo serão apresentados o absorvedor analisado, assim como sua configuração, as equações utilizadas para descrever o processo de transferência de calor e massa, além de apresentar a metodologia numérica adotada e a malha escolhida para representar o absorvedor.

Mas primeiramente serão apresentadas, na modelagem numérica, as etapas seguidas ao longo da elaboração desta dissertação para obter o entendimento do modelo computacional adotado para o estudo do absorvedor. Neste ponto será possível observar as geometrias escolhidas, os dados de entrada utilizado e alguns resultados obtidos, assim como os erros encontrados que foram essenciais para a elaboração desta pesquisa.

4.1 MODELAGEM NUMÉRICA

Primeiramente foi realizada a simulação utilizando os dados de Triché et al. (2016), para a geometria e as condições de entrada, em seguida, foi realizada outra simulação utilizando os dados obtidos de Cerezo (2006) para duas geometrias, uma elaborada segundo Cerezo e a outra obtida em Kang et al. (1998).

Em seu trabalho, Triché et al. (2016) realizou uma análise experimental, seguida de uma análise numérica para investigar os limites quanto ao processo de transferência de calor e massa de um absorvedor de placa plana. A análise experimental foi realizada em um chiller de pequeno porte de 5kW, enquanto a análise numérica foi realizada utilizando um modelo matemático baseado nas equações da conservação da massa energia e espécies.

Kang et al. (1998), por sua vez, realizou uma análise numérica de uma absorvedor de placa plana, fazendo uso dos balanços de massa, energia e espécie em um modelo unidimensional, além da utilização de correlações obtidas na literatura para descrever os fenômenos de transferência de calor e massa.

Cerezo (2006) fez uso dos dados obtidos por Kang et al. (1998) para validar seu modelo numérico mudando apenas o cálculo da temperatura de interface entre as fases líquida e vapor e o sentido do escoamento. Dando continuidade ao seu trabalho, Cerezo (2006) realizou novas análises em absorvedores com dimensões, vazões de vapor refrigerante, solução absorvente e líquido de arrefecimento diferentes.

4.1.1 Absorvedor segundo Triché et al. (2016)

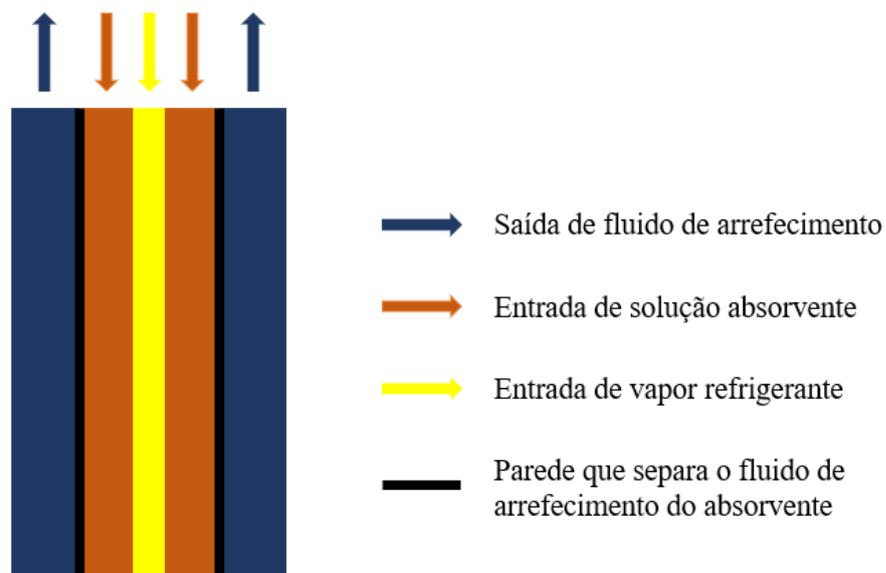
A primeira geometria de absorvedor analisada foi a utilizada por Triché et al. (2016), onde foi considerado os fluidos absorvente e refrigerante entrando no absorvedor de forma segregada. Nesta análise foi avaliado o processo de transferência de massa que ocorre entre as fases líquida (solução de amônia e água) e vapor (composto por vapor de amônia). Este estudo foi dividido em três etapas, com o objetivo de avaliar o comportamento da fração mássica de amônia na solução absorvente, todas elas realizadas utilizando o software CFX da ANSYS. As características geométricas do absorvedor analisado estão descritas na tabela 3, enquanto na figura 15 é apresentado o modelo geométrico do absorvedor. Pode se observar na figura 15 que a região mais ao centro do absorvedor ocorrera o escoamento de vapor refrigerante, enquanto nas regiões vizinhas ao vapor refrigerante ocorrera o escoamento de solução absorvente e na parte mais externa haverá o escoamento de fluido de arrefecimento. Para esta análise foi utilizado uma malha estruturada com 13000 elementos distribuídos ao longo dos 5 domínios da geometria.

Tabela 3: Características geométricas do absorvedor de Triché et al. (2016)

Profundidade	111mm
Comprimento	526mm
Espaço entre placas	2mm

Fonte: Triché et al. (2016)

Figura 15: Geometria para os dados de Triché et al. (2016)



Fonte: Elaborado pelo autor

4.1.1.1 Resultados

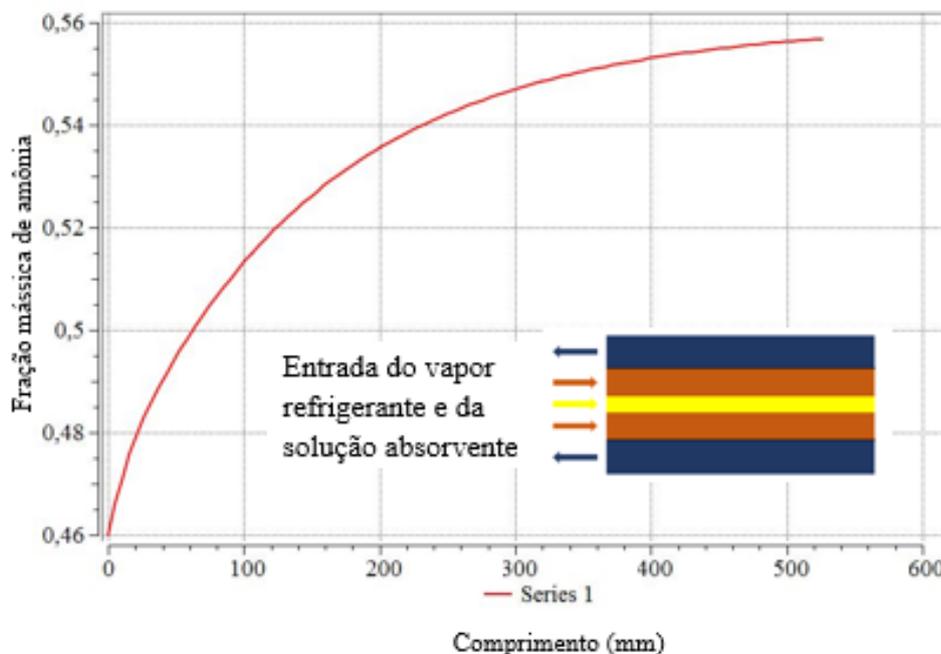
Para esta análise, os resultados foram divididos em três etapas, na primeira foi realizada uma validação dos parâmetros do estudo com os resultados obtidos por Triché et al. (2016), onde o autor avaliou o comportamento do absorvedor através de análise experimental e numérica, na segunda foi avaliado o impacto da fração mássica de amônia na solução absorvente e a terceira foi avaliado o impacto da vazão de solução absorvente juntamente com a fração mássica de amônia presente nesta. Os dados da primeira análise estão apresentados na tabela 4, enquanto os resultados obtidos dela estão apresentados na figura 16.

Tabela 4: Valores de entrada para primeira simulação

Fluxo mássico de vapor refrigerante [kg/s]	Fluxo mássico de solução absorvente [kg/s]	Concentração de amônia na solução absorvente	Concentração de amônia no vapor refrigerante
0,00525	0,0167	0,46	0,995

Fonte: Triché et al. (2016)

Figura 16: Fração mássica de amônia no absorvedor



Fonte: Elaborado pelo autor

Na primeira análise se obteve uma diferença de 6,7% em relação ao valor de saída da fração mássica de amônia na solução absorvente quando comparado com o valor encontrado

por Triché et al. (2016), além de um comportamento do gráfico condizente com o apresentado por este autor. A partir desses resultados se deu início a uma análise paramétrica.

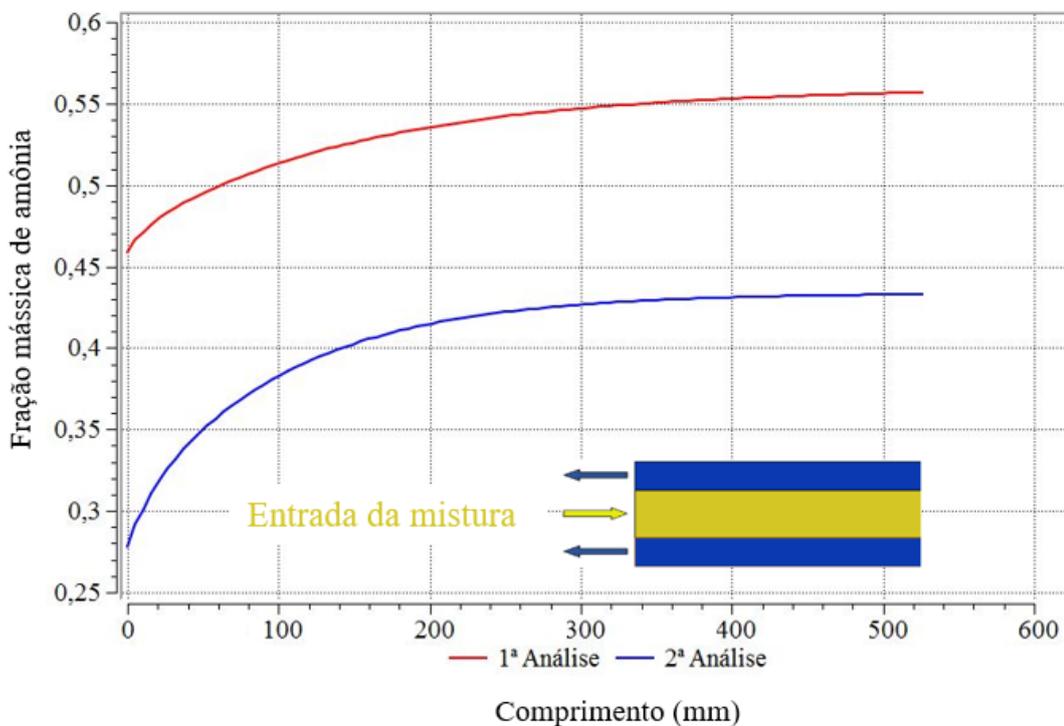
Os dados da segunda análise estão apresentados na tabela 5, enquanto os resultados obtidos estão apresentados na figura 17.

Tabela 5: Valores de entrada para o segundo caso

Análise	Fluxo mássico de vapor refrigerante [kg/s]	Fluxo mássico de solução absorvente [kg/s]	Concentração de amônia na solução absorvente	Concentração de amônia no vapor refrigerante
1 ^a	0,00525	0,0167	0,46	0,995
2 ^a	0,00525	0,0167	0,28	0,995

Fonte: Elaborado pelo autor

Figura 17: Fração mássica de amônia quando variado a concentração inicial



Fonte: Elaborado pelo autor

Nesta análise é avaliado o impacto da presença de valores mais elevados de amônia na solução absorvente na capacidade de absorção do absorvedor. Pode-se perceber que o

aumento da fração mássica de amônia diminuí a capacidade de absorção de vapor refrigerante, reduzindo assim o desempenho do equipamento.

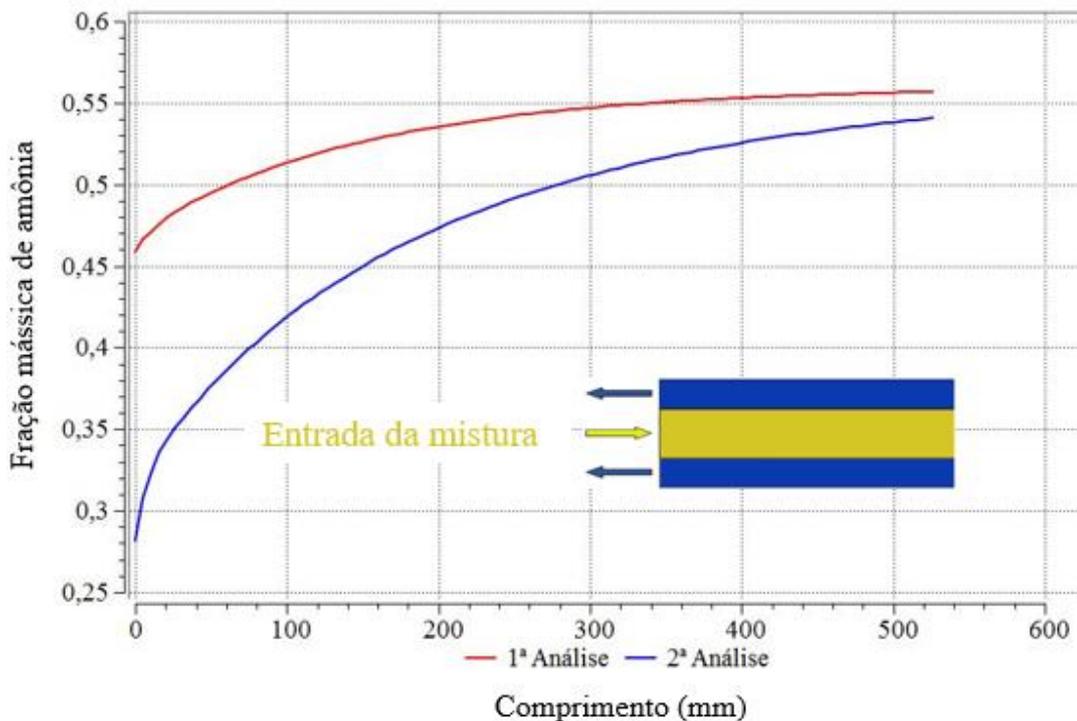
Na terceira análise é realizado o estudo do absorvedor quando reduzido a fração mássica de amônia na solução absorvente, juntamente com a vazão de solução. Os valores de entrada e o resultado obtido estão descritos na tabela 6 e na figura 18.

Tabela 6: Valores de entrada para a 3ª etapa

Análise	Fluxo mássico de vapor refrigerante [kg/s]	Fluxo mássico de solução absorvente [kg/s]	Concentração de amônia na solução absorvente	Concentração de amônia no vapor refrigerante
1ª	0,00525	0,0167	0,46	0,995
2ª	0,00525	0,00333	0,28	0,995

Fonte: Elaborado pelo autor

Figura 18: Fração mássica de amônia para 3ª etapa



Fonte: Elaborado pelo autor

Do resultado apresentado pode-se perceber que valores menores de amônia na entrada do absorvedor exigem menores vazões de solução absorvente, isso leva a equipamentos

mais compactos e mais baratos. Porém para alcançar esses valores estudos mais detalhados no gerador são necessários para garantir melhor separação de amônia e água.

4.1.1.2 Análise dos Erros

Não foi possível realizar análises de transferência de calor juntamente com transferência de massa por não possuir os dados para a condição de interface, dados esses requisitados pelo software quando inserido as condições de contorno do problema. Até a realização da simulação só se possuía valores constantes, porém esses valores só eram válidos para as condições iniciais de simulação, portanto, passado as condições iniciais o software não conseguia realizar o cálculo para a transferência de calor corretamente, apresentando regiões na geometria que possuíam aquecimento, enquanto outras resfriavam, sem nenhum sentido físico.

4.1.2 Absorvedor segundo Cerezo (2006)

No passo seguinte foram realizadas simulações utilizando a geometria do absorvedor adotado por Cerezo, assim com as condições de entrada. A simulação foi realizada seguindo duas abordagens, a primeira onde as duas fases entram no sistema em forma de mistura e a segunda onde as duas fases entram de forma segregada. Para ambas as análises foram utilizadas as condições geométricas apresentadas na tabela 7 e as condições de entrada apresentadas na tabela 8.

Tabela 7: Condições geométricas do absorvedor

Comprimento (mm)	500
Profundidade (mm)	100
Distância entre placas (mm)	2
Número de injetores (mm)	8
Diâmetro de injetor (mm)	2

Fonte: Cerezo (2006).

Tabela 8: Condição de entrada de Cerezo (2006)

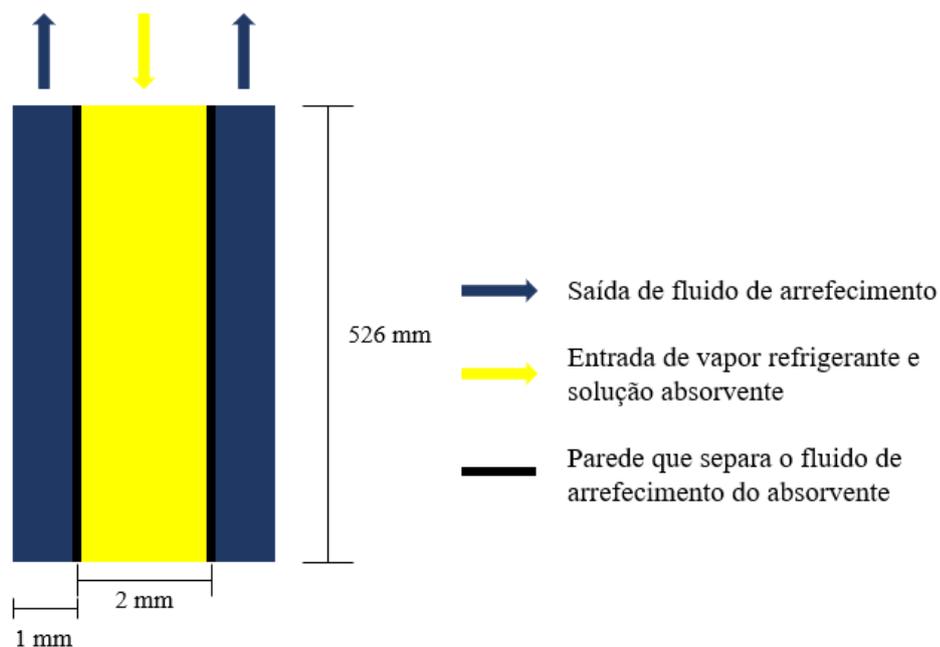
Temperatura da solução (°C)	44,5
Temperatura do vapor (°C)	-5
Temperatura da água de arrefecimento (°C)	30
Vazão mássica da solução (kg/s)	0,0083
Vazão mássica do vapor (kg/s)	0,00035
Vazão mássica do fluido de arrefecimento (kg/s)	0,035
Fração mássica de amônia na solução	0,33
Fração mássica de amônia no vapor	0,999

Fonte: Cerezo (2006).

4.1.2.1 Escoamento em mistura de fases líquida e vapor

Nesta parte da análise quando o absorvedor proposto por Cerezo foi estudado, e um escoamento em mistura foi adotado na entrada do absorvedor, a fase vapor foi considerada com um diâmetro constante, o injetor foi substituído por um escoamento distribuído ao longo da entrada do absorvedor e a malha utilizada para este processo possuía uma característica estruturada com 17371 elementos ao longo do absorvedor. Na figura 19 é apresentada a geometria utilizada.

Figura 19: Geometria do absorvedor

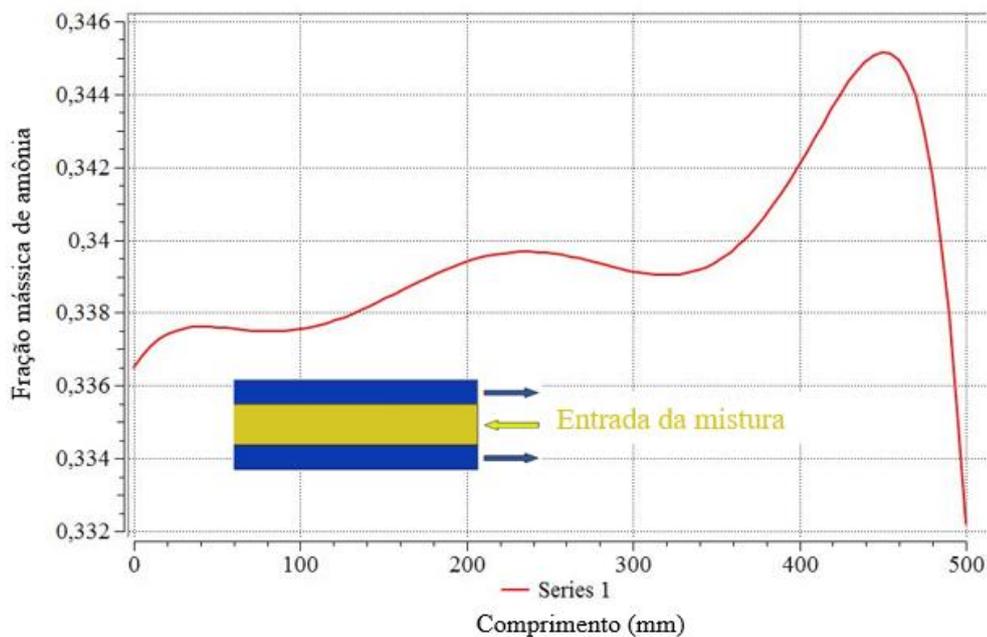


Fonte: Elaborado pelo autor

Assim como para os resultados obtidos para Triché et al (2006), a análise para geometria de Cerezo (2006) seguiu o modelo de Euler-Euler para esta primeira análise, com os dois fluidos entrando no equipamento em forma de mistura. Porém diferente do caso anterior, foram adotados um modelo de escoamento multifásico e de transferência de calor heterogêneos. Sendo o modelo de turbulência adotado como homogêneo.

Com o objetivo de solucionar o problema encontrado na simulação de Triché et al. (2016), quanto ao valor da interface, foi inserido uma condição de interface a partir do gráfico de concentração ao longo do comprimento do absorvedor desenvolvido por Cerezo, (2006), porém a equação de sexto grau que descrevia o comportamento do gráfico não foi reconhecida pelo software, sendo o resultado, apresentado na figura 20, distorcido do resultado físico esperado. Além do resultado distorcer quanto a fração mássica ao longo do absorvedor, quando inserido o modelo de transferência de calor as temperaturas divergiam e o software encerrava a simulação devido a erros, não gerando resultados.

Figura 20: Fração mássica ao longo do comprimento do absorvedor



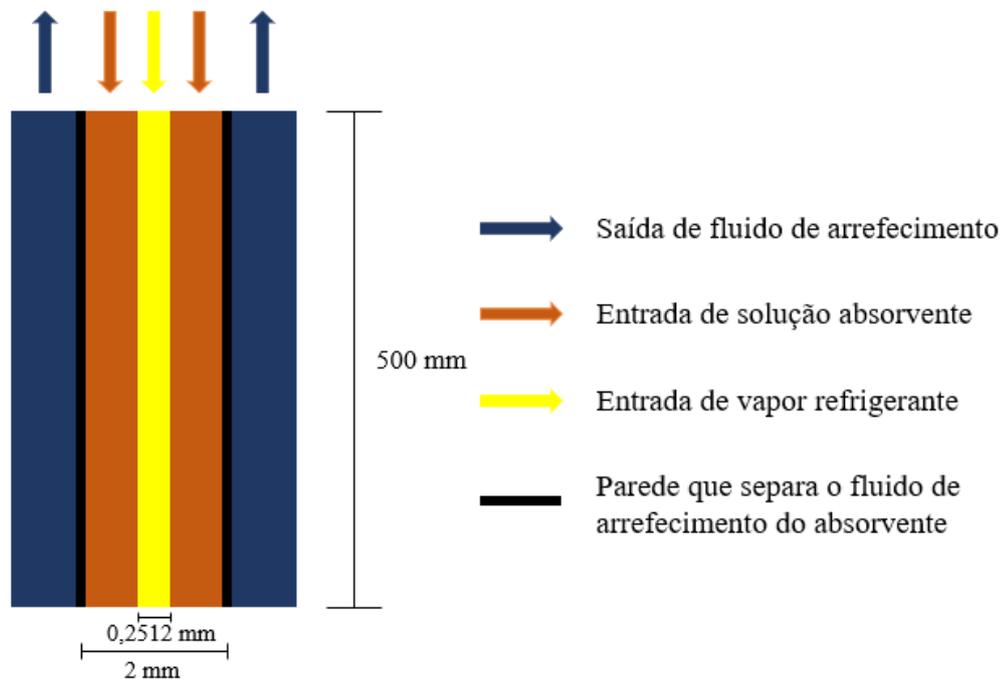
Fonte: Elaborado pelo autor

4.1.2.2 Escoamento segregado das fases

Na segunda parte da análise utilizando a geometria dotada por Cerezo (2006), foi adotado um escoamento segregado na entrada do absorvedor, apresentando assim uma interface entre as fases bem definidas. Nesta condição foi definido a espessura do canal de vapor e de solução a partir da área do injetor, fornecido por Cerezo, utilizando assim uma área equivalente

distribuída ao longo da profundidade do absorvedor. Ao contrário da simulação anterior, esta análise foi realizada utilizando o fluent com o objetivo de capturar a transferência de calor entre as duas fases, para isso foi utilizado o modelo VOF que tem como objetivo a definição da interface, tratando as duas fases como contínuas. Além do mais este modelo adota uma abordagem homogênea para o escoamento, com o objetivo de reduzir o esforço computacional. Adicionalmente foi utilizado um modelo de duas resistências para a transferência de calor, onde as resistências à transferência de calor são regidas pelo modelo de Hughmark. Uma malha estruturada com 47940 elementos, com um maior refinamento na interface líquido e vapor com objetivo de capturar bem a transferência de calor que ocorrem nesta interface foi utilizada. O absorvedor analisado é apresentado na figura 21.

Figura 21 : Geometria com escoamento segregado



Fonte: Elaborado pelo autor

4.1.2.3 Resultados análise segundo dados de Cerezo

Os resultados para esta parte do estudo foram divididos em três etapas, na primeira foi realizada a comparação dos valores obtidos com os encontrados por Cerezo (2006), na segunda parte foi variado a vazão da solução absorvente e por último foi variado a temperatura de arrefecimento. Na tabela 9 estão os valores obtido neste trabalho e os obtidos por Cerezo (2006), assim como as diferenças encontrados.

Tabela 9: Comparativo de temperatura nas extremidades

	Cerezo (2006)		Trabalho atual		Diferença
	Entrada	Saída	Entrada	Saída	
Temperatura da solução	44,5	35,2	44,5	34,1	-3,10%
Temperatura do vapor	-5,0	30,6	-5,0	30,6	0,00%
Temperatura do arrefecimento	30,0	34,9	30,0	35,0	0,28%

Fonte: Elaborado pelo autor

É possível observar na tabela 9 que os valores encontrados estão condizentes com os obtidos por Cerezo (2006) sendo a maior diferença encontrada de 3,10%. Na segunda etapa foi variado a vazão de solução absorvente e observado o impacto nas temperaturas dos três fluidos. Na tabela 10 estão apresentados os dados de entrada utilizados para esta etapa, enquanto na figura 22 estão os resultados encontrados.

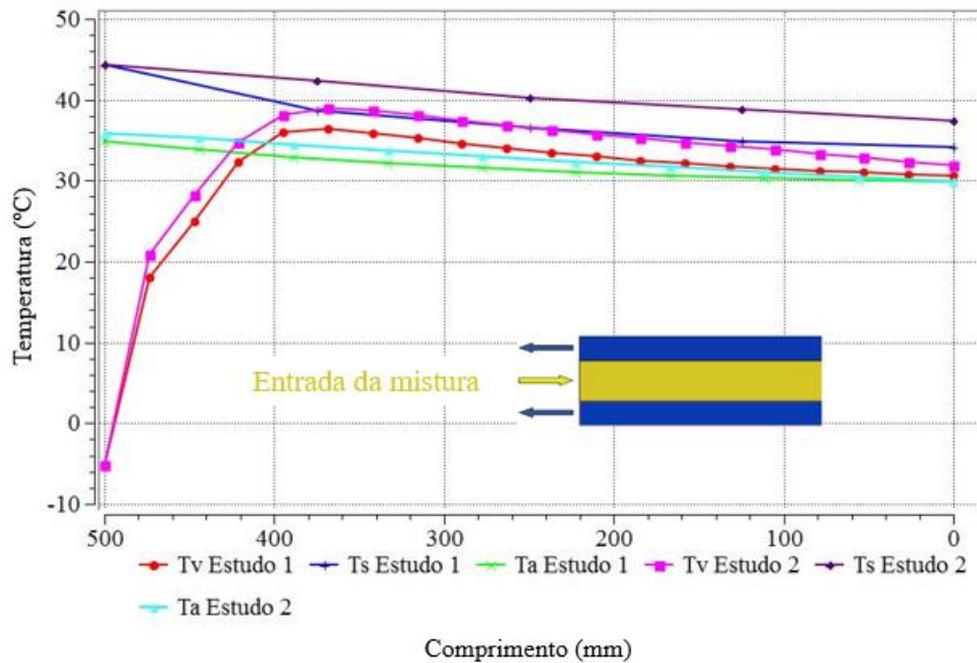
Tabela 10: Dados de entrada para a variação da vazão da solução

	Estudo 1	Estudo 2
Temperatura da solução (°C) - Ts	44,5	44,5
Temperatura do vapor (°C) - Tv	-5	-5
Temperatura da água de arrefecimento (°C) - Ta	30	30
Vazão mássica da solução (kg/s)	0,0083	0,01245
Vazão mássica do vapor (kg/s)	0,00035	0,00035
Vazão mássica do fluido de arrefecimento (kg/s)	0,035	0,035
Fração mássica de amônia na solução	0,33	0,33
Fração mássica de amônia no vapor	0,999	0,999

Fonte: Elaborado pelo autor

Pode ser observado na figura 22 que o aumento da vazão de fluido absorvente leva a aumentos nas temperaturas do vapor refrigerante e fluido de arrefecimento, enquanto se observa uma redução menor na temperatura do fluido absorvente.

Figura 22: Variação da temperatura devido a variação da vazão de solução



Fonte: Elaborado pelo autor

Por último foi avaliado o impacto da variação da temperatura de arrefecimento nas temperaturas dos demais fluidos. Para isso foram utilizadas três diferentes temperaturas de arrefecimento, enquanto as demais variáveis foram mantidas constantes. Os valores de entrada estão descritos na tabela 11, enquanto o resultado encontrado está descrito na figura 23.

Tabela 11: Variação da temperatura de arrefecimento

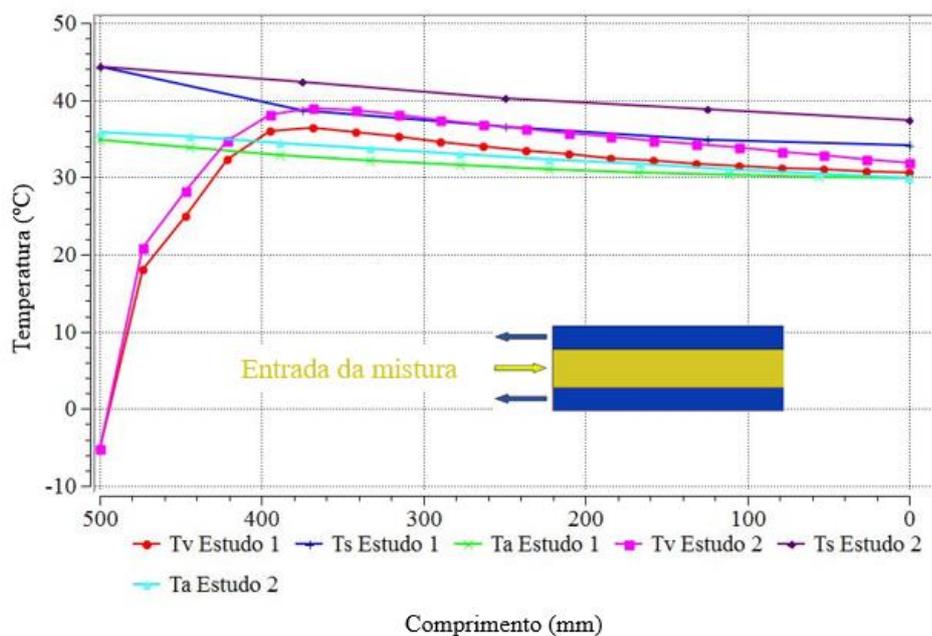
	1º Estudo	2º Estudo	3º Estudo
Temperatura da solução (°C) -Ts	44,5	44,5	44,5
Temperatura do vapor (°C) -Tv	-5,0	-5,0	-5,0
Temperatura da água de arrefecimento (°C) -Ta	30	40	24
Vazão mássica da solução (kg/s)	0,0083	0,0083	0,0083
Vazão mássica do vapor (kg/s)	0,00035	0,00035	0,00035
Vazão mássica do fluido de arrefecimento (kg/s)	0,035	0,035	0,035
Fração mássica de amônia na solução	0,33	0,33	0,33
Fração mássica de amônia no vapor	0,999	0,999	0,999

Fonte: Elaborado pelo autor

A partir da figura 23 é possível observar a influência da variação da temperatura do líquido de arrefecimento na capacidade de absorção de calor da fase vapor pela fase líquida. Pode-se ver que com o aumento da temperatura de arrefecimento no estudo 3, as temperaturas

de valor e líquido chegam ao final do absorvedor com valores elevados, isto em absorvedores acarretaria em baixas taxas de absorção, uma vez que a absorção de massa está ligada a transferência de calor para o fluido de arrefecimento. Por outro lado, o estudo 2, onde uma temperatura de arrefecimento inferior é admitida no absorvedor, há uma redução da temperatura de líquido absorvente e conseqüentemente levaria a uma taxa de absorção mais elevada em absorvedores

Figura 23: Temperatura dos fluidos quando variado a temperatura de arrefecimento



Fonte: Elaborado pelo autor

Estas etapas descritas anteriormente foram essenciais para o entendimento do modelo computacional utilizado e determinante para a obtenção dos resultados descritos no capítulo seguinte.

4.2 METODOLOGIA ADOTADA NESTA DISSERTAÇÃO

Tendo compreendido o funcionamento do software adotado quanto a resolução de problemas de transferência de calor e massa, será descrito nos pontos seguintes a metodologia adotada nesta dissertação.

4.2.1 Características geométricas do absorvedor de placa plana

Segundo Cerezo et al. (2009) a utilização do trocador de calor do tipo placa plana nos principais componentes dos sistemas de refrigeração por absorção levaria a uma redução no tamanho do equipamento, assim como uma redução da carga de amônia e uma melhora na transferência de calor e massa. Michel, Pierrès e Stutz (2017) por sua vez citam a pequena

quantidade de estudos que fazem uso de trocadores de calor de placas planas com escoamento em filme descendente. Os autores ainda citam como características dos trocadores de calor de placa plana seu menor volume e sua utilização em equipamentos de pequeno porte.

Devido a sua importância na redução do tamanho, do custo e na melhoria no desempenho para os sistemas de refrigeração por absorção, fatores cruciais para a utilização deste equipamento em larga escala, neste trabalho será estudado absorvedor de placa plana.

O absorvedor analisado consiste em um trocador de placas planas paralelas onde o escoamento da mistura de solução absorvente e vapor refrigerante ocorrem de forma paralela e em contato direto, sendo o vapor refrigerante inserido no equipamento em forma de bolha de diâmetro constante e o fluido absorvente inserido em forma líquida, enquanto fluido de arrefecimento escoam em contracorrente e separado por uma parede dos demais fluidos. Quanto ao sentido do escoamento, tem-se um fluxo ocorrendo de forma vertical, onde a mistura de vapor refrigerante e solução absorvente escoam da parte superior para a inferior do absorvedor, enquanto o fluido de arrefecimento escoam da parte inferior para a superior. As características geométricas do absorvedor analisado descritas na tabela 12 foram obtidas de Y.K. Kang (1998). Na figura 24 é apresentado o absorvedor estudado por Cerezo (2006), sendo visíveis seus três canais, onde escoam os fluidos de arrefecimento nos canais mais externos e a mistura de solução absorvente e vapor refrigerante no canal localizado ao centro, separada por uma parede do escoamento de líquido de arrefecimento.

Tabela 12: Características geométricas do absorvedor

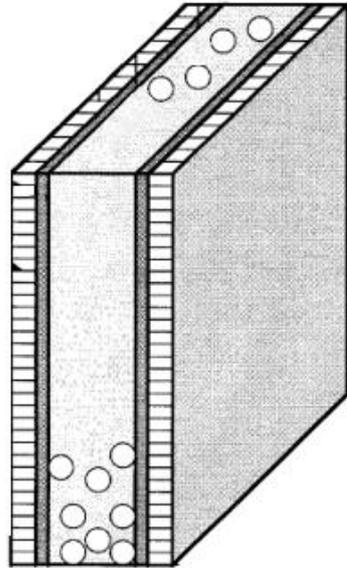
Comprimento (mm)	389,00
Profundidade (mm)	127,00
Espessura destinada ao escoamento da mistura (mm)	3,30
Espessura destinada ao fluido de arrefecimento (mm)	2,54
Número de injetores	8,00

Fonte: Y.K. Kang (1998)

Visando uma redução de esforço computacional através de uma redução do número de elementos de malha no absorvedor, a análise de apenas um injetor foi realizada, sendo assim uma mudança na geometria do absorvedor foi necessária. Esta alteração consistiu na divisão por oito na medida da profundidade do absorvedor, mantido os demais parâmetros geométricos inalterados. Devido a esta alteração os valores de vazão para os três fluidos escoando no absorvedor também sofreram reduções de valor proporcional a realizada na geometria. Sendo

assim nesta dissertação será realizada uma análise representativa de apenas um injetor e o absorvedor analisado em duas dimensões.

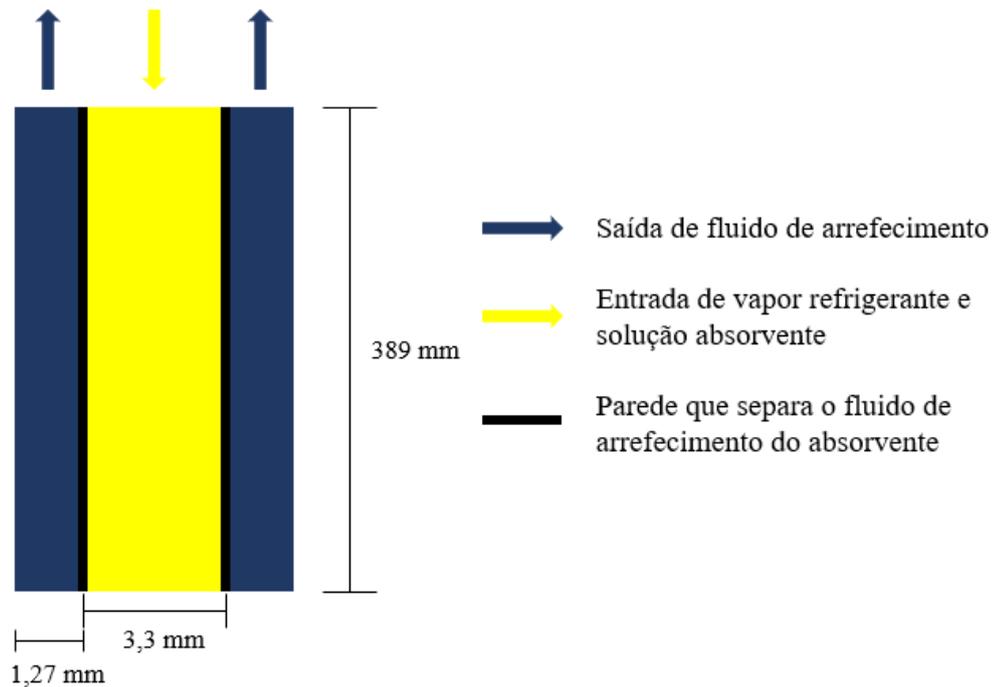
Figura 24: Absorvedor de placas analisado por Cerezo (2006)



Fonte: Y.K. Kang (1998)

Ainda objetivando a redução de esforço computacional foi adotado como simplificação do modelo, a omissão da espessura da parede que separa o fluido de arrefecimento dos demais. Esta simplificação se justifica devido a espessura apresentar valor menor que 1,0mm, não apresentando resistência a transferência de calor por condução. Uma segunda simplificação foi a substituição dos injetores por um escoamento distribuído ao longo da entrada, permitindo um escoamento de vapor refrigerante uniforme ao longo da profundidade. Esta última simplificação também permitiu a adoção de uma malha estruturada em todas as regiões do absorvedor. Na figura 25 é apresentado o absorvedor analisado nesta dissertação, com as simplificações impostas, juntamente com o sentido de escoamento dos três fluidos em seus respectivos canais.

Figura 25: Sentido do escoamento e absorvedor analisado



Fonte: Elaborado pelo autor

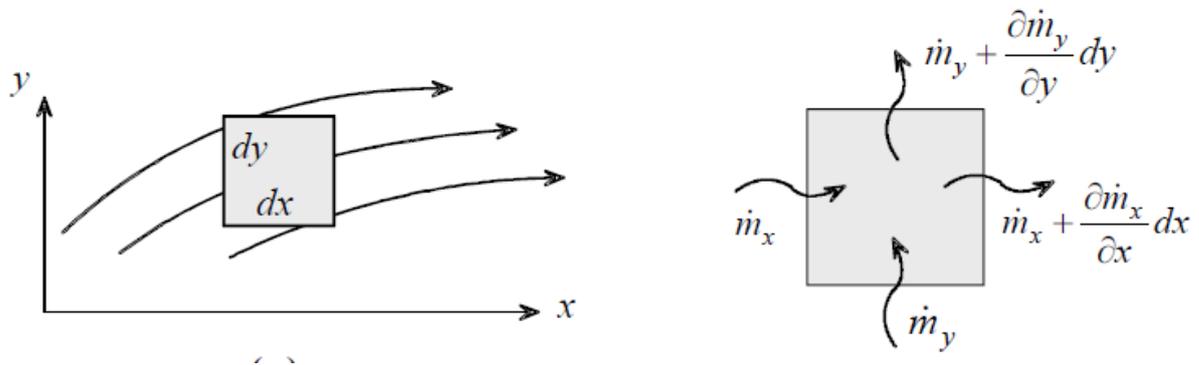
4.2.2 Equações governantes em sua forma geral

A solução para o problema de transferência de calor e massa no regime estacionário para o absorvedor é obtida através da solução simultânea das equações da conservação da massa, energia e momento. Além dessas equações, condições de interface e coeficiente de transferência de massa e calor são inseridos afim de descrever os fenômenos estudados. Neste ponto serão apresentadas as equações de conservação de massa, momento e energia em suas formas gerais, enquanto no ponto seguinte são aplicadas as hipóteses simplificadoras e se obtém estas mesmas equações, porém em sua forma simplificada, adequada ao modelo estudado.

4.2.2.1 Equação da conservação da massa

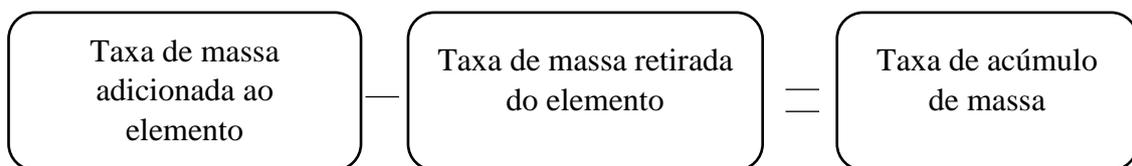
Na figura 26 é apresentado o esquemático para o caso geral da conservação da massa, onde são apresentadas as taxas de entrada e saída de massa do volume de controle. Como simplificação o eixo z do volume de controle foi ocultado.

Figura 26: Balanço de massa no volume de controle



Fonte: Jiji (2009)

A equação da conservação da massa aplicada ao elemento descrito na figura 26 pode ser entendida como apresentado no diagrama abaixo:



Assumindo o meio contínuo e seguindo a expressão proposta no diagrama esquemático acima, assim como o equacionamento da figura 26 tem-se a equação da conservação da massa em sua forma geral como:

$$\delta m_x + \delta m_y + \delta m_z - \left[\delta m_x + \frac{\partial(\delta m_x)}{\partial x} dx \right] - \left[\delta m_y + \frac{\partial(\delta m_y)}{\partial y} dy \right] - \left[\delta m_z + \frac{\partial(\delta m_z)}{\partial z} dz \right] = \frac{\partial(\delta m)}{\partial t} \quad (1)$$

Onde:

δm_x : é o fluxo de massa entrando no elemento na direção x

δm_y : é o fluxo de massa entrando no elemento na direção y

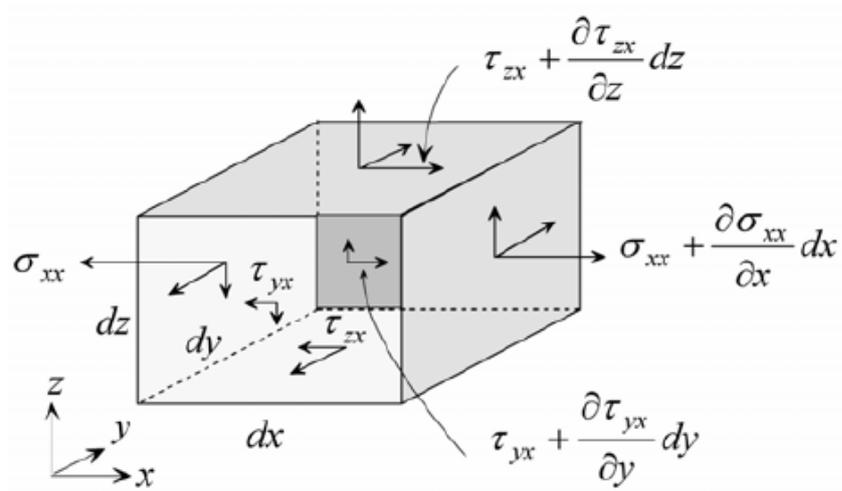
δm_z : é o fluxo de massa entrando no elemento na direção z

δm : massa acumulada no elemento

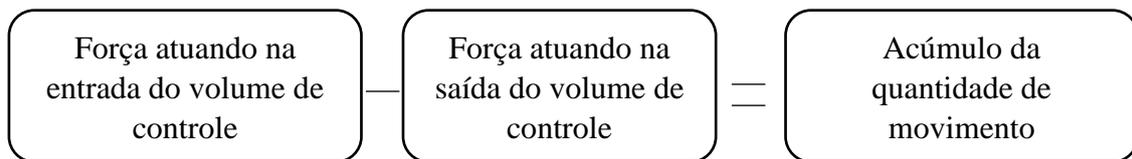
4.2.2.2 Equação de conservação da quantidade de movimento

Na figura 27 é apresentado o esquemático para o caso geral da conservação da quantidade de movimento, onde são apresentadas as forças atuando na entrada e na saída do volume de controle.

Figura 27: Balanço da quantidade de movimento no volume de controle



Fonte: Jiji (2009)



Assumindo o meio contínuo e seguindo a expressão proposta no diagrama esquemático acima, assim como o equacionamento da figura 27 tem-se a equação da conservação da quantidade de movimento em sua forma geral como:

$$\frac{\partial}{\partial t}(\rho \vec{v}) + \nabla(\rho \vec{v} \vec{v}) = -\nabla p + \rho \vec{g} + \vec{F} \quad (2)$$

Onde:

$\frac{\partial}{\partial t}(\rho \vec{v})$: é o termo de acúmulo da quantidade de movimento

$\nabla(\rho \vec{v} \vec{v})$: é o termo convectivo da quantidade de movimento

p : é a pressão estática

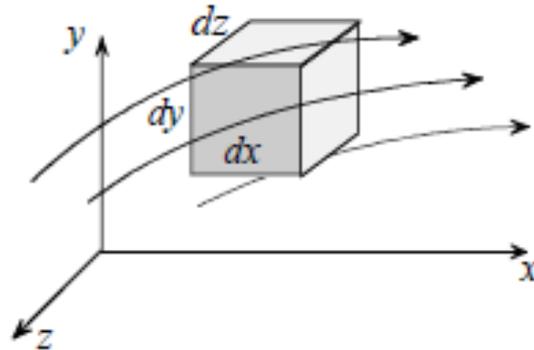
ρg : é a força gravitacional

F : são as forças externas, resultante da interação entre as fases na interface, atuando sobre o corpo

4.2.2.3 Equação da conservação de energia

Na figura 28 é apresentada uma representação de um elemento de volume finito onde há a entrada e saída de fluido em todos os seis lados do elemento infinitesimal.

Figura 28: Campo de fluxo no volume de controle



Fonte: Jiji (2009)

Utilizando o elemento infinitesimal apresentado na figura 28, a forma geral da equação da conservação de energia é dada pela equação 3.

$$\frac{\partial}{\partial t}(\rho E) + \nabla \cdot (\vec{v}(\rho E + p)) = \nabla \cdot (k \nabla T - \sum_j h_j J_j) + S_h \quad (3)$$

4.2.3 Equações governantes aplicadas ao modelo

Devido à complexidade do modelo estudado e da limitação computacional, algumas hipóteses tiveram que ser levantadas para simplificar o problema, dentre as hipóteses adotadas estão:

- Análise Bidimensional;
- Vazão de vapor distribuída;
- Mistura uniforme de vapor e solução absorvente;
- escoamento em regime permanente;
- Zero resistência para a transferência de calor e massa adotado para o vapor refrigerante;
- Fase líquida e vapor em equilíbrio na interface;
- As bolhas de vapor são consideradas esféricas;
- São desprezadas as perdas de pressão;

Neste ponto será apresentado a forma final de cada equação governante após a aplicação das hipóteses citadas anteriormente e seguindo os passos para a obtenção das

equações governantes obtidos a partir de Jiji (2009). As equações obtidas aqui serão aquelas utilizadas na resolução do problema de transferência de calor e massa de forma simultânea.

4.2.3.1 Equação da conservação de massa

$$\delta m_x + \delta m_y + \delta m_z - \left[\delta m_x + \frac{\partial(\delta m_x)}{\partial x} dx \right] - \left[\delta m_y + \frac{\partial(\delta m_y)}{\partial y} dy \right] - \left[\delta m_z + \frac{\partial(\delta m_z)}{\partial z} dz \right] = \frac{\partial(\delta m)}{\partial t} \quad (1)$$

Partindo da equação da conservação da massa em sua forma geral, apresentada na equação 1 e visando a obtenção dos termos da equação na forma de densidade e velocidade é utilizada a equação para a taxa de fluxo unidimensional apresentada na equação 4.

$$m = \rho VA \quad (4)$$

Onde V é a velocidade normal a área A e ρ é a densidade. Aplicando a equação 4 na forma diferencial tem-se:

$$\delta m_x = \rho u dy dz \quad (5)$$

$$\delta m_y = \rho v dx dz \quad (6)$$

$$\delta m_z = \rho w dx dy \quad (7)$$

$$\delta m = \rho dx dy dz \quad (8)$$

Onde u , v e w são as componentes da velocidade nas direções x , y e z respectivamente. Substituindo as equações 5-8 na equação 1 e em seguida dividido pelo volume do elemento ($dx dy dz$) tem-se a forma geral, alternativa, da equação da continuidade:

$$\frac{\partial \rho}{\partial t} + \frac{\partial(\rho u)}{\partial x} + \frac{\partial(\rho v)}{\partial y} + \frac{\partial(\rho w)}{\partial z} = 0 \quad (9)$$

Tomando-se o diferencial de todos os elementos e reagrupando obtém-se:

$$\frac{\partial \rho}{\partial t} + u \frac{\partial \rho}{\partial x} + v \frac{\partial \rho}{\partial y} + w \frac{\partial \rho}{\partial z} + \rho \left[\frac{\partial u}{\partial x} + \frac{\partial v}{\partial y} + \frac{\partial w}{\partial z} \right] = 0 \quad (10)$$

A equação 10 ainda pode ser simplificada e assumir a forma da equação 11 para a densidade constante.

$$\frac{\partial \rho}{\partial t} + \nabla(\rho \vec{v}) = 0 \quad (11)$$

O passo seguinte é a adição do termo fonte de massa a direita da igualdade da equação 11, tomando assim a forma da equação 12.

$$\frac{\partial \rho}{\partial t} + \nabla(\rho \vec{v}) = S_m \quad (12)$$

Porém, como os escoamentos analisados no presente trabalho ocorrem em regime permanente, o primeiro termo do lado esquerdo da equação 12, conhecido como termo de acúmulo, pode ser desprezado. Tendo a expressão para a conservação da massa em regime permanente descrita pela equação 13.

$$\nabla(\rho \vec{v}) = S_m \quad (13)$$

Como o escoamento analisado ocorre de forma bidimensional, fato este explicado mais a frente, o termo do lado esquerdo da equação pode ser substituído pelo termo apresentado na equação 14:

$$\nabla(\rho \vec{v}) = \rho \left[\frac{\partial u}{\partial x} + \frac{\partial v}{\partial y} \right] \quad (14)$$

Substituindo a equação 14 na equação 13 obtém-se a equação 15, que representa a equação da continuidade aplicada a um escoamento bidimensional em regime permanente acrescida do termo fonte.

$$\rho \left[\frac{\partial u}{\partial x} + \frac{\partial v}{\partial y} \right] = S_m \quad (15)$$

Onde u e v são as velocidades nos sentidos x e y respectivamente, ρ é densidade e S_m é termo fonte de massa, que representa a quantidade de massa transferida entre as fases vapor (vapor refrigerante) e líquida (solução absorvente) através da interface, dada pela equação 16.

$$S_m = \dot{m}_{p,q} = k_{p,q} A_i (\rho_{q,e}^i - \rho_q^i) \quad (16)$$

Onde:

A_i : é a área da interface de transferência entre as duas fases,

$\rho_{q,e}^i$: é a concentração mássica de equilíbrio da espécie i na fase q ,

ρ_q^i : é a concentração mássica da espécie i na fase q

$K_{p,q}$: é o coeficiente de transferência de massa.

Para a obtenção do coeficiente de transferência de massa é utilizado um modelo de dupla resistência, onde é considerado uma resistência a transferência de massa da fase líquida para a vapor, enquanto é considerado um modelo de zero resistência para a transferência de massa da fase vapor para a líquida.

O coeficiente de transferência de massa da fase vapor para a interface e desta para a fase contínua é dado pela equação 17.

$$k_{pq} = \frac{Sh_q D_q}{d_p} \quad (17)$$

Onde:

D_q :é a difusividade da fase continua;

d_p :é o diâmetro de bolha da fase dispersa;

Sh :é o número de Sherwood.

Este último é obtido através da correlação de Hughmark apresentado na equação 18, onde o número de Reynolds é calculado para valores médios de densidade, velocidade e viscosidade dinâmica da solução. Para densidade igual a 772,4 kg/m³, velocidade de 0,72 m/s e viscosidade dinâmica igual a 383,97x10⁻⁶ Pa.s têm-se o número de Reynolds igual a 3956,89.

$$Sh_{p,q} = \begin{cases} 2 + 0,6 Re_p^{1/2} Pr^{1/3} & 0 \leq Re_p < 776,06 & 0 \leq Pr < 250 \\ 2 + 0,27 Re_p^{0,62} Pr^{1/3} & 776,06 \leq Re_p & 0 \leq Pr < 250 \end{cases} \quad (18)$$

Enquanto a concentração mássica de equilíbrio apresentada na equação 16 pode ser obtida a partir da equação 19.

$$\rho_{q,e}^i = K_{q,p}^p \rho_{q,e}^j \quad (19)$$

Isolando-se $K_{q,p}^p$ na equação 19 pode-se ver que ele depende da razão das concentrações de amônia na solução absorvente e no vapor refrigerante. Sendo assim quando a razão das duas frações mássicas atinge o valor encontrado através da equação 20 o modelo atinge o equilíbrio.

Sendo:

$$K_{q,p}^p = \frac{\rho_q}{\rho_p} K_{q,p}^y \quad (20)$$

Onde $K_{q,p}^y$ foi elaborado a partir de dados encontrados por Y.K. Kang (1998) para valores de amônia na interface da solução absorvente e vapor refrigerante e para temperatura da solução absorvente. As expressões utilizadas foram as apresentadas na equação 21, para descrever a variação da fração mássica de amônia na solução absorvente em função do comprimento do absorvedor, e na equação 22 para descrever a dependência da temperatura da solução absorvente e o comprimento do absorvedor.

$$K_{q,p}^y = -4,814 \cdot 10^{-7} (C)^2 + 3,827 \cdot 10^{-5} (C) + 0,452 \quad (21)$$

$$C = -1,095(T_L)^2 + 744,91(T_L) - 126307 \quad (22)$$

Substituindo a equação 22 na equação 21 obtém-se a equação 23 que descreve o comportamento da interface de transferência de massa em função da temperatura da solução absorvente.

$$K_{q,p}^y = -4,814 \cdot 10^{-7} (-1,095(T_L)^2 + 744,91(T_L) - 126307)^2 + 3,827 \cdot 10^{-5} (-1,095(T_L)^2 + 744,91(T_L) - 126307) + 0,452 \quad (23)$$

Onde T_L é a temperatura do líquido absorvente. Substituindo agora a equação 23 na equação 20 obtém-se o coeficiente de transferência de massa da fase vapor para a interface e desta para a fase contínua.

4.2.3.2 Equação da conservação da quantidade de movimento

$$\frac{\partial}{\partial t}(\rho \vec{v}) + \nabla(\rho \vec{v} \vec{v}) = -\nabla p + \rho \vec{g} + \vec{F} \quad (2)$$

Partindo da forma geral da equação da conservação quantidade de movimento (equação 2) e decompondo-a nos eixos cartesianos x, y e z obtém-se a equação 24 apresentada a seguir:

$$\rho \frac{Du}{Dt} = \rho g_x - \frac{\partial p}{\partial x} + \frac{\partial}{\partial x} \left[\mu \left(2 \frac{\partial u}{\partial x} - \frac{2}{3} \nabla V \right) \right] + \frac{\partial}{\partial y} \left[\mu \left(\frac{\partial u}{\partial y} + \frac{\partial v}{\partial x} \right) \right] + \frac{\partial}{\partial z} \left[\mu \left(\frac{\partial w}{\partial x} + \frac{\partial u}{\partial z} \right) \right] \quad (24x)$$

$$\rho \frac{Dv}{Dt} = \rho g_y - \frac{\partial p}{\partial y} + \frac{\partial}{\partial y} \left[\mu \left(2 \frac{\partial v}{\partial y} - \frac{2}{3} \nabla V \right) \right] + \frac{\partial}{\partial z} \left[\mu \left(\frac{\partial v}{\partial z} + \frac{\partial w}{\partial y} \right) \right] + \frac{\partial}{\partial x} \left[\mu \left(\frac{\partial u}{\partial y} + \frac{\partial v}{\partial x} \right) \right] \quad (24y)$$

$$\rho \frac{Dw}{Dt} = \rho g_z - \frac{\partial p}{\partial z} + \frac{\partial}{\partial z} \left[\mu \left(2 \frac{\partial w}{\partial z} - \frac{2}{3} \nabla V \right) \right] + \frac{\partial}{\partial x} \left[\mu \left(\frac{\partial w}{\partial x} + \frac{\partial u}{\partial z} \right) \right] + \frac{\partial}{\partial y} \left[\mu \left(\frac{\partial v}{\partial z} + \frac{\partial w}{\partial y} \right) \right] \quad (24z)$$

Porém, como o escoamento se dá em regime permanente, o primeiro termo do lado esquerdo das equações 24 pode ser desconsiderado. Sendo o conjunto de equações a seguir utilizadas para escoamento em regime permanente.

$$\rho \left(u \frac{\partial u}{\partial x} + v \frac{\partial u}{\partial y} + w \frac{\partial u}{\partial z} \right) = \rho g_x - \frac{\partial p}{\partial x} + \frac{\partial}{\partial x} \left[\mu \left(2 \frac{\partial u}{\partial x} - \frac{2}{3} \nabla V \right) \right] + \frac{\partial}{\partial y} \left[\mu \left(\frac{\partial u}{\partial y} + \frac{\partial v}{\partial x} \right) \right] + \frac{\partial}{\partial z} \left[\mu \left(\frac{\partial w}{\partial x} + \frac{\partial u}{\partial z} \right) \right]$$

$$\rho \left(u \frac{\partial v}{\partial x} + v \frac{\partial v}{\partial y} + w \frac{\partial v}{\partial z} \right) = \rho g_y - \frac{\partial p}{\partial y} + \frac{\partial}{\partial y} \left[\mu \left(2 \frac{\partial v}{\partial y} - \frac{2}{3} \nabla V \right) \right] + \frac{\partial}{\partial z} \left[\mu \left(\frac{\partial v}{\partial z} + \frac{\partial w}{\partial y} \right) \right] + \frac{\partial}{\partial x} \left[\mu \left(\frac{\partial u}{\partial y} + \frac{\partial v}{\partial x} \right) \right]$$

$$\rho \left(u \frac{\partial w}{\partial x} + v \frac{\partial w}{\partial y} + w \frac{\partial w}{\partial z} \right) = \rho g_z - \frac{\partial p}{\partial z} + \frac{\partial}{\partial z} \left[\mu \left(2 \frac{\partial w}{\partial z} - \frac{2}{3} \nabla V \right) \right] + \frac{\partial}{\partial x} \left[\mu \left(\frac{\partial w}{\partial x} + \frac{\partial u}{\partial z} \right) \right] + \frac{\partial}{\partial y} \left[\mu \left(\frac{\partial v}{\partial z} + \frac{\partial w}{\partial y} \right) \right]$$

Segundo a hipótese de análise bidimensional para o escoamento, o conjunto de equações proposto anteriormente pode ser simplificado, uma vez que não há variação do escoamento no eixo z. Outra simplificação possível de ser realizada no conjunto de equações acima é a retirada do termo da gravidade no eixo x. Sendo o conjunto de equações após aplicado as hipóteses simplificadoras descrito pela equação 25.

$$\rho \left(u \frac{\partial u}{\partial x} + v \frac{\partial u}{\partial y} \right) = - \frac{\partial p}{\partial x} + \frac{\partial}{\partial x} \left[\mu \left(2 \frac{\partial u}{\partial x} - \frac{2}{3} \nabla V \right) \right] + \frac{\partial}{\partial y} \left[\mu \left(\frac{\partial u}{\partial y} + \frac{\partial v}{\partial x} \right) \right] \quad (25x)$$

$$\rho \left(u \frac{\partial v}{\partial x} + v \frac{\partial v}{\partial y} \right) = \rho g_y - \frac{\partial p}{\partial y} + \frac{\partial}{\partial y} \left[\mu \left(2 \frac{\partial v}{\partial y} - \frac{2}{3} \nabla V \right) \right] + \frac{\partial}{\partial x} \left[\mu \left(\frac{\partial u}{\partial y} + \frac{\partial v}{\partial x} \right) \right] \quad (25y)$$

Onde o termo do lado esquerdo da igualdade representa o termo convectivo ou de transporte de quantidade de movimento. O primeiro termo do lado direito da equação 25y representa a força de campo atuando sobre o escoamento, enquanto o segundo termo desta equação e o primeiro do lado direito da equação 25x representam as forças de superfície agindo sobre o escoamento. O último termo das duas equações citadas anteriormente são as forças viscosas, também conhecido como termo de difusão da quantidade de movimento.

4.2.3.3 Equação da conservação de energia

$$\frac{\partial}{\partial t}(\rho E) + \nabla(\vec{v}(\rho E + p)) = \nabla\left(k\nabla T - \sum_j h_j J_j\right) + S_h \quad (3)$$

Partindo da equação geral da conservação de energia (equação 3) e aplicando a mesma simplificação de regime permanente utilizada nas equações para conservação de massa e momento, anteriormente, pode-se desconsiderar o primeiro termo do lado esquerdo da equação. Portanto a expressão para a conservação de energia para regime permanente fica descrita pela equação 26.

$$\nabla(\vec{v}(\rho E + p)) = \nabla\left(k\nabla T - \sum_j h_j J_j\right) + S_h \quad (26)$$

Ainda aplicando as condições simplificadoras utilizadas para equações governantes anteriores, pode-se simplificar o termo do lado esquerdo da equação, assim como o termo entre parênteses no lado direito da equação 26. Ficando assim a equação 27 resumida ao caso bidimensional.

$$\begin{aligned} \rho \left(\left(\frac{\partial u}{\partial x} + \frac{\partial v}{\partial y} \right) E + \vec{v} \left(\frac{\partial E_x}{\partial x} + \frac{\partial E_y}{\partial y} \right) \right) + \left(\frac{\partial u}{\partial x} + \frac{\partial v}{\partial y} \right) p + \vec{v} \left(\frac{\partial p_x}{\partial x} + \frac{\partial p_y}{\partial y} \right) = \\ = \frac{\partial}{\partial x} \left(k \left(\frac{\partial T}{\partial x} + \frac{\partial T}{\partial y} \right) - \sum_j h_j J_j \right) + \frac{\partial}{\partial y} \left(k \left(\frac{\partial T}{\partial x} + \frac{\partial T}{\partial y} \right) - \sum_j h_j J_j \right) + S_h \end{aligned} \quad (27)$$

Onde o termo do lado esquerdo da equação 27 é a transferência de calor por convecção, sendo E a energia do fluido dada pela equação 28. O termo dentro dos parênteses, do lado direito da igualdade, é o termo de inter difusão, que representa a quantidade de calor transportada pelo fluxo de massa.

$$E = h + \frac{p}{\rho} + \frac{v^2}{2} \quad (28)$$

Onde h é a entalpia sensível obtida pela aplicação da equação 29 para líquidos incompressíveis

$$h = \sum_j Y_j h_j - \frac{p}{\rho} \quad (29)$$

S_h por sua vez é o termo de geração que representa a quantidade de calor trocada entre as fases vapor e líquida. Como a transferência de calor entre as duas fases é decorrente de um desequilíbrio térmico, o total de calor transferido da fase vapor para a interface e desta para a solução é denotado por Q_p , que pode ser obtido da seguinte expressão:

$$Q_p = \sum_{q \neq p} Q_{pq} \quad (30)$$

Onde

$$Q_{pq} = -Q_{qp} \quad (31)$$

Sendo p a fase vapor e q a solução absorvente, tem-se na equação 31 que o calor transferido da fase vapor para a solução absorvente é oposto ao calor transferido da solução absorvente para a fase vapor.

Como foi adotado um modelo de dupla resistência nesta dissertação, com o objetivo de representar melhor o problema, uma vez que esta transferência ocorre por meio de uma interface, dois coeficientes de transferência de calor foram utilizados, sendo um para cada lado da interface (um para o lado vapor e outro para a solução absorvente). Sendo assim, um fluxo de calor por unidade de área para a fase vapor a partir da interface pode ser obtido através da equação 32.

$$q_p = h_p (T_s - T_p) \quad (32)$$

Onde T_s é a temperatura da interface, assumida a mesma para as duas fases (temperatura de interface da fase vapor e solução absorvente em equilíbrio), T_p é a temperatura da fase vapor e h_p é o coeficiente de transferência de calor da fase vapor. Em contrapartida, o fluxo de calor para a fase líquida a partir da interface pode ser obtida pela equação 33.

$$q_q = h_q (T_s - T_q) \quad (33)$$

Sendo T_q a temperatura da solução absorvente e h_q o coeficiente de transferência de calor da fase líquida.

Como citado anteriormente, foi adotado um modelo de zero resistência para a transferência de calor da fase vapor. Esta hipótese leva a um coeficiente de transferência de calor da fase vapor ao infinito ($h_p \rightarrow \infty$), fazendo com que a temperatura da interface, antes

uma incógnita do problema, assumisse o mesmo valor que a temperatura da fase vapor. Devido a esta hipótese, as equações 32 e 33 podem ser resumidas a equação 34.

$$S_h = Q_{pq} = \bar{h}_{pq} A (T_p - T_q) \quad (34)$$

Onde A é a área de interface entre as fases vapor e líquida, T_p e T_q são as temperaturas das fases vapor e líquida respectivamente e o coeficiente de transferência de calor entre as duas fases, \bar{h}_{pq} , é obtido fazendo uso da equação 35.

$$\bar{h}_{pq} = \frac{k_q \text{Nu}_p}{d_p} \quad (35)$$

Onde:

k_q : condutividade térmica

Nu_p : número de Nusselt

d_p : diâmetro da bolha

Sendo o número de Nusselt (Nu_p) obtido através do modelo de Hughmark apresentado na equação 36. Onde o número de Reynolds é calculado da mesma forma que para equação da conservação da massa, para valores médios de densidade, velocidade e viscosidade dinâmica da solução, obtendo-se número de Reynolds igual a 3956,89.

$$\text{Nu}_p = \begin{cases} 2 + 0,6 \text{Re}_p^{1/2} \text{Pr}^{1/3} & 0 \leq \text{Re}_p < 776,06 & 0 \leq \text{Pr} < 250 \\ 2 + 0,27 \text{Re}_p^{0,62} \text{Pr}^{1/3} & 776,06 \leq \text{Re}_p & 0 \leq \text{Pr} < 250 \end{cases} \quad (36)$$

4.2.4 Metodologia numérica

O estudo do escoamento multifásico pode se dar de três maneiras diferentes. A primeira seria através de um modelo experimental, que geralmente está limitado a escalas de laboratórios, quando podem ser realizadas. A segunda maneira é através de um modelo teórico que é obtida através de soluções analíticas de modelos físicos-matemáticos, porém estas soluções são complexas ou até mesmo impossíveis de se obter para escoamentos muito complexos. A terceira e última maneira, adotada no presente estudo, é através de modelos computacional que resolve numericamente as equações matemáticas que descrevem o modelo físico.

A aplicação do modelo computacional se dá através do método dos volumes finitos, onde o elemento infinitesimal pode estar fixo e o fluido passando através dele ou movendo-se junto com o fluido. Na figura 26, figura 27 e figura 28 são apresentados exemplos de volume de controle em que há a passagem de fluido através de sua superfície. O volume de controle pode ser considerado uma região grande e finita do fluxo, onde os princípios físicos são aplicados ao fluido contido no volume de controle e ao fluido cruzando sua superfície.

Vale salientar ainda que as equações governantes extraídas do volume de controle apresentam a forma integral, sendo seu formato em diferenciais parciais obtidas por manipulação. Essas equações governantes foram as obtidas anteriormente e são as equações básicas para a análise do presente estudo.

Para a representação do modelo estudado, um absorvedor de placas planas com escoamento de fluido absorvente e de vapor refrigerante em mistura ocorrendo em um único domínio, onde o vapor se encontra em forma de bolhas, o modelo de Euler-Euler foi adotado. E para simplificação da análise, modelos homogêneos foram utilizados em pontos onde a utilização de modelos heterogêneos poderia ser substituída. Estas substituições foram realizadas visando uma redução de esforço computacional, reduzindo o tempo para a realização da análise.

A ocorrência do escoamento de solução absorvente e vapor refrigerante em um único domínio é realizada a fim de representar melhor o absorvedor analisado, porém dentro de cada domínio são definidas duas fases, uma no estado vapor e outra no estado líquido que representam respectivamente o vapor refrigerante e a solução absorvente, permitindo assim a transferência de calor e massa entre as duas fases dentro deste domínio.

O modelo de Euler-Euler consiste na interação de duas fases tratadas como contínua e dispersa, solução absorvente e vapor refrigerante respectivamente, onde estas fases são solucionadas utilizando as equações básicas de conservação, baseadas na mecânica do contínuo, esta abordagem é necessária, mesmo havendo um maior gasto de tempo computacional, uma vez que os escoamentos da fase líquida e vapor apresentam campos de velocidade distintos.

A modelagem heterogênea foi adotada para a definição do escoamento multifásico e para descrever a transferência de calor, uma vez que as variáveis de campo associadas a este modelo, velocidade e temperatura são independentes para cada fase. Enquanto isso o modelo de turbulência foi adotado como sendo homogêneo, uma vez que as fases estão em mistura e seguindo o mesmo trajeto, sendo o número de Reynolds determinado pela solução absorvente.

O modelo heterogêneo consiste na solução do conjunto de equações governantes (equação da continuidade, conservação de momento e energia) para cada fase, enquanto o modelo homogêneo consiste na solução destas equações governantes, mas para valores médios das duas fases. Sendo assim para o modelo homogêneo o conjunto de equações é resolvido para a mistura. Esta abordagem homogênea leva a redução de esforço computacional uma vez que reduz o número de equações a serem resolvidas pelo software.

O presente estudo foi realizado utilizando o software CFX da empresa Ansys, software de fluido dinâmica computacional (*Computational Fluid Dynamics — CFD*), responsável por resolver as equações de Navier-Stokes e demais equações inseridas para estabelecer os fenômenos de transferência de calor e massa através do método dos volumes finitos. Este software permite, como foi abordado anteriormente, explicar resultados internos ao equipamento, como perfil de temperatura, velocidade, entre outras em regiões de difícil acesso no equipamento real. Além de ser capaz de analisar o comportamento do escoamento e o impacto da inserção de alterações geométricas, como ranhuras, aletas, chicanas e superfícies rugosas. A simulação CFD ainda permite avaliar perdas de cargas em função da geometria dos internos.

Vale ressaltar que esta dissertação fez uso da metodologia matemática e numérica descrita anteriormente com o objetivo de realizar uma análise global e bidimensional para estudar os fenômenos de transferência de calor e massa que ocorrem de forma simultânea no interior do absorvedor. Esta análise vai permitir estudos futuros em equipamentos reais, permitindo estudar alterações geométricas e diferentes modelos de equipamento.

4.2.5 Análise de malha

No mundo real, as superfícies e os escoamento são tratados no meio contínuo, porém para a realização de análises por meio de ferramentas CFD se faz necessário a divisão deste meio em volumes, chamados de volumes de controle, é a partir destas divisões que se pode calcular, através das equações governantes citadas anteriormente, fenômenos de transferência de calor, transferência de massa, turbulência entre outras.

Porém, para que o volume de controle represente o meio contínuo se faz necessário que suas dimensões estejam dentro de parâmetros mínimos aceitáveis, uma vez que malhas muito grosseiras (com grandes dimensões em relação ao que se pretende analisar) levam a análises muito afastadas do meio contínuo, não sendo útil para representar os fenômenos estudados. Esses parâmetros são definidos a partir de análises de malha, onde são estudados

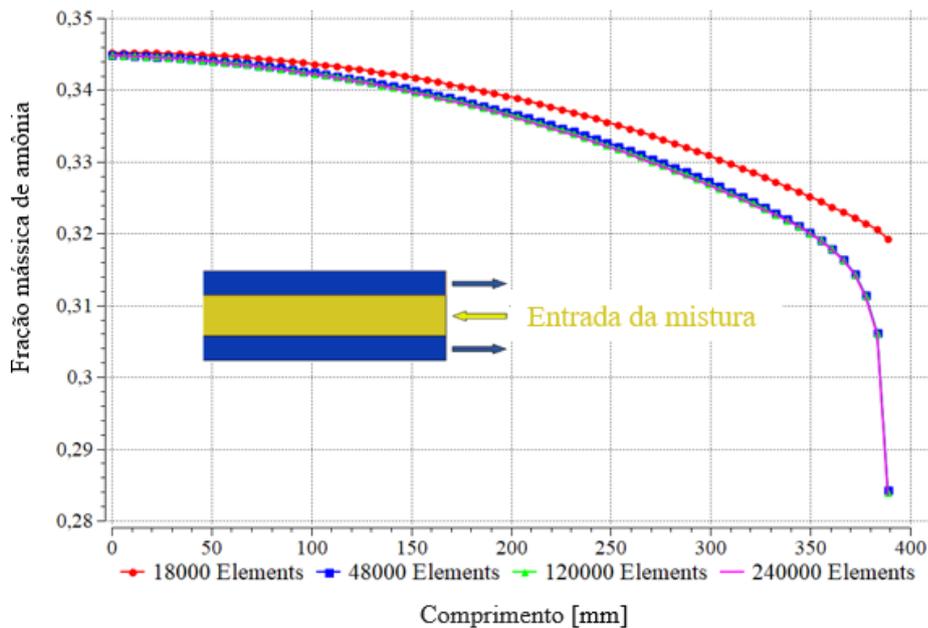
para condições fixas diferentes dimensões de malha e escolhida aquela que gera resultados com o menor erro possível, porém em tempo de simulação aceitável.

Para o presente estudo foi realizado um teste de malha para quatro diferentes configurações de malha, com 18000, 48000, 120000 e 240000 elementos. Todas as configurações de malhas foram tratadas para as mesmas condições de entrada, apresentada na tabela 14. Além do mais todas as malhas analisadas foram estruturais, sendo seus vizinhos mais próximos conhecidos através de operações matemáticas elementares. Os volumes de controle adotados possuem forma quadrilátera com mesma dimensão dentro da região analisada.

Esta configuração de malha adotada permite a redução do tempo computacional, uma vez que diminui o número de acesso a memória por conhecer a localização dos vizinhos mais próximos. Os volumes de controle dispostos nesta organização também facilitam o cálculo dos balanços das equações governantes e diminuem quantidade de memória necessária.

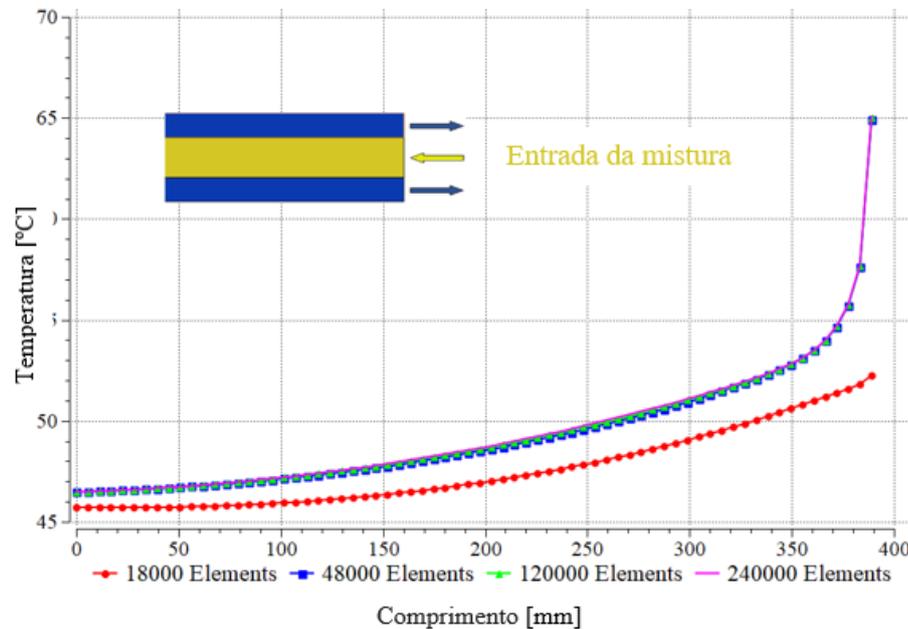
Ao final da análise foi escolhido uma configuração de malha com 48000 elementos, pois como pode ser visto na figura 29 e figura 30, malhas com mais de 48000 elementos não sofrem mais variação de resultados para as variáveis analisadas.

Figura 29: Análise de malha fração mássica



Fonte: Elaborado pelo autor

Figura 30: Análise de malha temperatura



Fonte: Elaborado pelo autor

Além do mais quando observado a tabela 13 é possível observar a diferença de tempo computacional para realizar análises para diferentes malhas. Descartando a malha de 18000 elementos, por não fornecer resultados satisfatório, pode-se observar que a malha com 48000 elementos roda mais de 1000 iterações a mais que a malha de 120000 elementos para o mesmo tempo de simulação. A partir das duas observações anteriores (resultados obtidos e tempo computacional) foi adotado a malha de 48000 elementos para as análises seguintes, por fornecer resultados satisfatórios dentro de um tempo de simulação aceitável para a análise em questão e o computador utilizado.

Na tabela 13 é apresentado o resultado para o tempo de simulação para cada configuração de malha testada, juntamente com o número de iterações realizadas na análise.

Tabela 13: Análise de malha

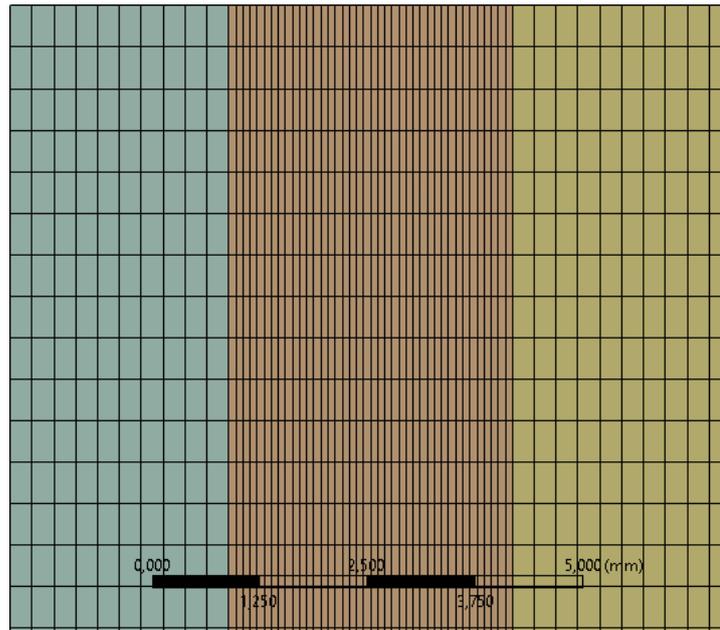
Malha	18000	48000	120000	240000
	elementos	elementos	elementos	elementos
Iterações/Minutos	15,07	6,43	2,47	1,98

Fonte: Elaborado pelo autor

Como a região de interesse deste estudo está localizada onde ocorre os fenômenos de transferência de calor e massa, ou seja, onde há o escoamento de solução absorvente e vapor refrigerante, maior refinamento da malha foi realizada nesta região. Sendo assim o canal onde

ocorre os fenômenos de transferência de calor e massa foi considerado um total 40 divisões ao longo de sua espessura e o canal onde escoo o fluido de arrefecimento foi dividido 10 vezes. Foi adotado ainda um total de 800 divisões ao longo do comprimento para todo o absorvedor (inclui o canal de arrefecimento e o da mistura de solução e vapor refrigerante). A vista frontal da malha adotada pode ser vista na figura 31.

Figura 31: Malha adotada



Fonte: Elaborado pelo autor

Devido ao computador utilizado apresentar um processador i5 de sétima geração com 2.5Ghz de frequência e 8 Gb de memória, apresentando assim um limite computacional, como hipóteses simplificadoras para o modelo, uma vez que não houve variação do parâmetro analisado quando comparado os modelos bidimensional e tridimensional, foi adotado um modelo bidimensional, simplificando o problema e reduzindo o esforço computacional devido a uma redução do número de elementos da malha.

4.2.6 Validação da metodologia

Antes de se iniciar a análise dos resultados, foi realizada um estudo do que foi realizado nos trabalhos de Y.K. Kang (1998) e Cerezo (2006) para em seguida realizar uma validação da metodologia adotada. Para a realização da validação uma simulação com os mesmos dados de entrada encontrados em Y.K. Kang (1998) e Cerezo (2006) foi realizada, estes valores estão descritos na tabela 14, vale salientar que os valores utilizados são referidos a um injetor. Na tabela 15 apresentada mais adiante é possível observar a comparação dos resultados obtidos neste trabalho com os obtidos pelos os dois autores citados anteriormente.

Tabela 14: Dados físicos de entrada

Vazão de vapor refrigerante ($\text{kg}\cdot\text{s}^{-1}$)	0,000025
Vazão de solução absorvente ($\text{kg}\cdot\text{s}^{-1}$)	0,0000875
Vazão de fluido de arrefecimento ($\text{kg}\cdot\text{s}^{-1}$)	0,00114
Temperatura do vapor refrigerante ($^{\circ}\text{C}$)	28,6
Temperatura da solução absorvente ($^{\circ}\text{C}$)	65,8
Temperatura do fluido de arrefecimento ($^{\circ}\text{C}$)	46,8
Fração mássica de amônia na solução absorvente	0,28
Fração mássica de amônia no vapor refrigerante	1

Fonte: Cerezo (2006).

Y.K. Kang (1998) estudou um absorvedor de pacas planas com escoamento em contracorrente entre o fluido refrigerante e a solução absorvente e deste último com o fluido de arrefecimento, então a partir de valores de entrada e saída para as diferentes variáveis do absorvedor ele obteve as condições geométricas que otimizasse o processo de absorção. Seus cálculos foram realizados a partir das equações da conservação de massa, energia e espécie em um modelo unidimensional. Onde a partir de correlações empíricas encontradas na literatura, o autor elaborou gráficos descrevendo valores para temperatura e concentração de amônia para o leito e interface do escoamento.

Enquanto Cerezo (2006) a partir dos dados geométricos obtidos por Y.K. Kang (1998) e dos valores adotados por este para a entrada do absorvedor, realizou uma análise validando seu modelo através dos valores encontrados na saída do absorvedor. A diferença entre os modelos adotados pelos dois autores está no cálculo da temperatura de interface e no sentido de escoamento, uma vez que Cerezo (2006) considera um escoamento paralelo e de mesmo sentido entre os fluidos refrigerante e solução absorvente.

Por sua vez, o estudo elaborado nesta dissertação faz uso de um escoamento com as mesmas características do apresentado por Cerezo (2006) quanto ao sentido de escoamento dos fluidos. Porém diferente do trabalho deste autor que utilizou um modelo unidimensional global, esta dissertação fez uso de um modelo bidimensional baseado no método dos volumes finitos, onde, assim como Cerezo (2006), partiu-se dos valores geométrico e de entrada fornecidos por Y.K. Kang (1998) para se obter valores de saída, validando o modelo e em seguida através de análise paramétrica obter o impacto das variáveis na capacidade de absorção do absorvedor.

O modelo adotado nesta dissertação traz como inovação, a utilização de uma ferramenta CFD para a análise de absorvedores com escoamento do tipo bolha, a utilização desta ferramenta computacional permite analisar parâmetros relacionados a geometria, como modificações realizadas nesta a partir da inserção de chicanas, aletas e ranhuras. Por resolver as equações de Navier-Stokes, esta ferramenta permite observar o comportamento do escoamento no interior do absorvedor, diferentemente da análise global realizada por Y.K. Kang (1998) e Cerezo (2006) e de análises experimentais.

Além de analisar as alterações geométricas descritas anteriormente, a ferramenta CFD adotada neste estudo permite a análise de diferentes modelos de trocador de calor, como o modelo de serpentina e o de casco e tubo. Porém a realização desses estudos em condições geométricas diferentes só é possível a partir da validação da metodologia implementada no software de CFD. Sendo assim, a geometria adotada nesta dissertação para validação da metodologia foi escolhida por apresentar estudos numéricos já aceitos e validados na literatura.

Para esta dissertação diferenças inferiores a 10% foram obtidas para todas as variáveis, excetuando-se para o valor da fração mássica de amônia na solução absorvente, onde uma diferença de 18,5% foi encontrada quando comparada com o resultado obtido por Cerezo (2006). As diferenças encontradas neste estudo estão atreladas as simplificações adotadas no modelo e a diferente metodologia adotada, entre as diferenças na metodologia que possam está levando a valores menores de amônia na saída do absorvedor é o tratamento que o CFX dá a interface, uma vez que ele considera o valor da interface como a razão de concentrações de amônia nas duas fases. Então para fechar o balanço das equações governantes ocorre uma redução da concentração de amônia no vapor refrigerante na medida que ocorre o processo de absorção, esta redução leva o CFX a atingir o valor da razão de interface com valores menores de amônia na solução absorvente. Além disto, a diferença nos valores pode estar relacionada as incertezas das correlações empíricas utilizadas nos trabalhos de Kang (1998) e, posteriormente, utilizadas no trabalho de Cerezo (2006).

Tabela 15: Validação da metodologia adotada

	Y.K. Kang (1998)		Cerezo (2006)		Trabalho atual		Diferença %
	Entrada	Saída	Entrada	Saída	Entrada	Saída	
Temperatura de arrefecimento [°C]	46,45	52,95	46,8	51,0	46,8	46,77	8,2
Temperatura da solução absorvente [°C]	65,75	48,95	65,8	48,4	65,8	46,37	4,2
Temperatura do vapor refrigerante [°C]	28,6	63,95	28,6	43,6	28,6	46,36	6,3
Fração mássica de amônia na solução	0,283	0,4517	0,28	0,4246	0,28	0,346	18,5

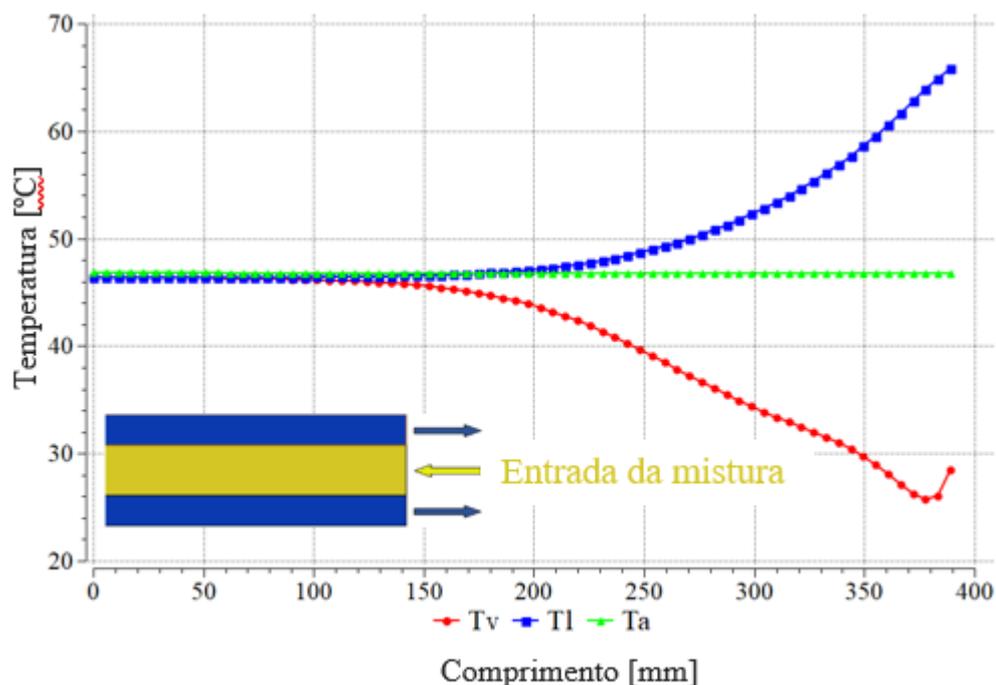
Fonte: Elaborado pelo autor

5 RESULTADOS

Tendo validado a metodologia adotada para o modelo, o comportamento da temperatura para os três fluidos utilizados na análise foi levantado para as condições de escoamento apresentadas na tabela 14. Como pode ser observado através da figura 32, é possível observar um comportamento coerente, como esperado de um modelo físico, algumas conclusões podem ser levantadas a partir da figura a seguir. A primeira delas é um erro no comportamento da temperatura do vapor refrigerante, destacada na cor vermelha, onde em seguida a entrada do trocador de calor apresenta uma redução de sua temperatura, provocado por um erro numérico atrelado ao modelo adotado, porém sem grande impacto para os resultados gerais, tendo em vista que para a validação do modelo diferenças inferiores a 10% foram encontrados.

Para o melhor entendimento, o escoamento descrito na figura 32, têm-se os fluidos refrigerante (Tv) e absorvente (Tl) entrando no trocador de calor na posição de 389 mm, enquanto o fluido de arrefecimento (Ta) entra na posição 0 mm.

Figura 32: Perfil de temperatura



Fonte: Elaborado pelo autor

O segundo ponto a se observar na figura 32 é a estabilização da temperatura dos três fluidos depois de percorrido aproximadamente 280 mm da entrada do trocador de calor, ou seja, não ocorre mais troca de calor entre os fluidos, este resultado é interessante pois torna

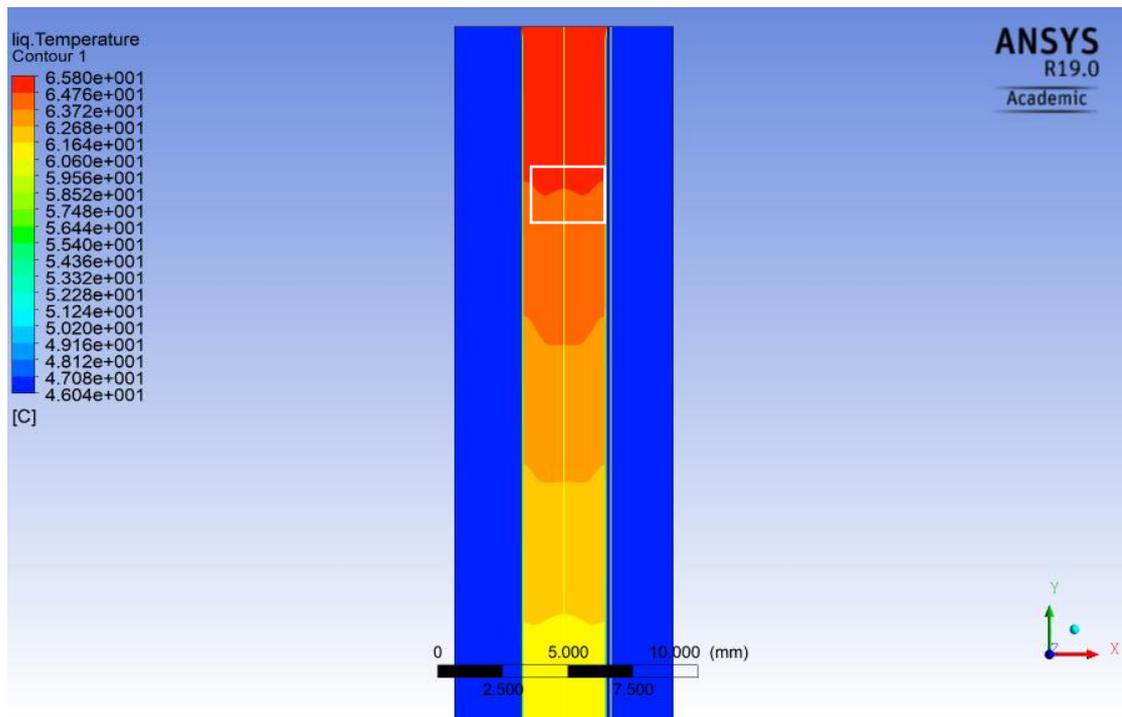
possível a otimização geométrica do trocador de calor, como uma redução de seu comprimento para as condições de entrada estabelecidas nesta análise.

Um terceiro ponto a se observar, em função da figura 32, é o comportamento constante para a temperatura do fluido de arrefecimento, este comportamento pode evidenciar a uma possível redução da vazão de fluido de arrefecimento sem causar reduções na taxa de absorção de amônia, contribuindo ainda para uma redução da espessura do canal.

Dentre os três pontos levantados da análise da figura 32, pode-se observar que os dois últimos podem levar à uma redução das dimensões do trocador de calor e conseqüentemente a uma redução de custos, atrelados ao material utilizado.

Ainda para as condições de entrada descritas pela tabela 14, é possível observar através da figura 33, o comportamento do perfil de temperatura da solução absorvente em um trecho do trocador de calor. Uma mudança de comportamento é observada na região destacada da figura 33 e está associada à temperatura do vapor refrigerante presente no trocador de calor.

Figura 33: Perfil de temperatura da solução

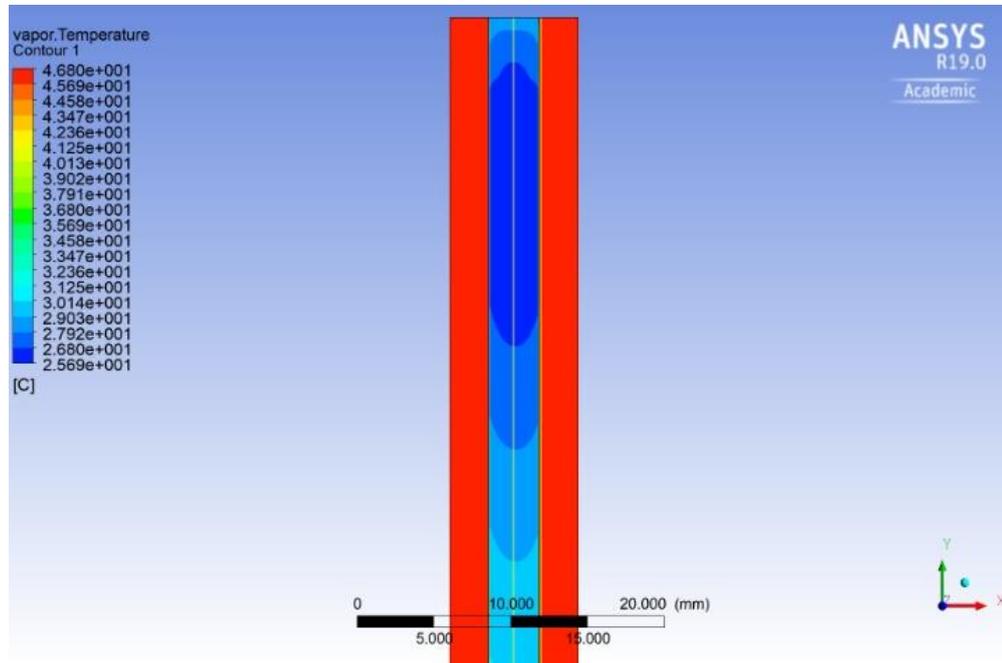


Fonte: Elaborado pelo autor

Esta mudança de comportamento na região destacada pode ser associada ao comportamento da temperatura do vapor refrigerante observado na figura 34, na qual pode ser observada que temperaturas menores para o vapor refrigerante estão localizadas no centro do trocador de calor. Esta distribuição de temperatura, leva a uma maior troca térmica entre os

fluidos refrigerante e absorvente na região central do equipamento, apresentando, o fluido absorvente, nesta região, temperaturas inferiores que nas proximidades da parede do trocador de calor.

Figura 34: Perfil de temperatura do vapor

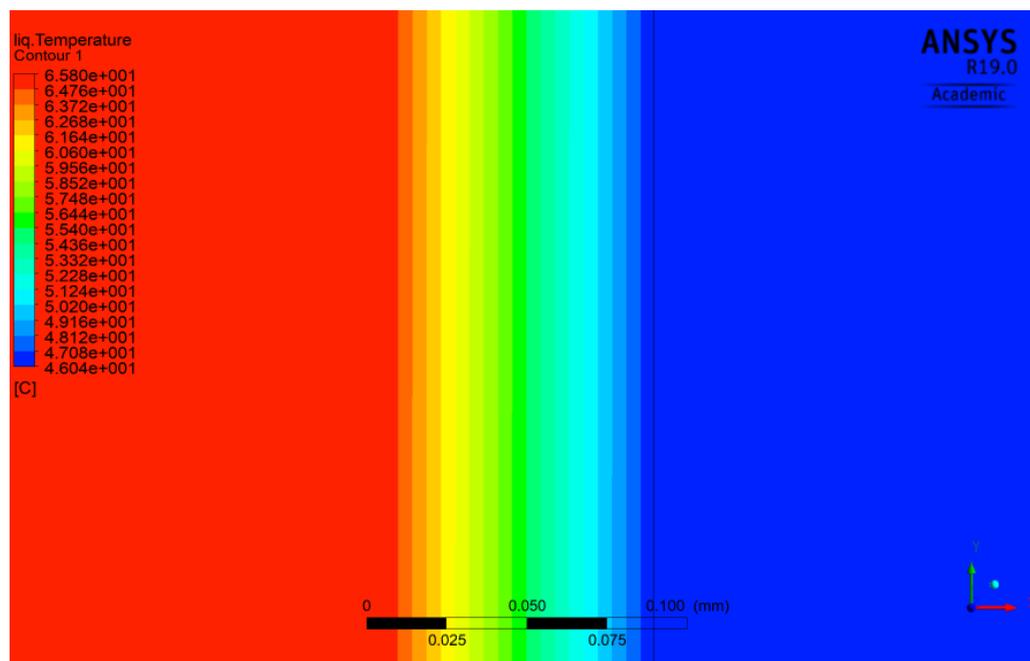


Fonte: Elaborado pelo autor

Ainda é possível observar na figura 34 o comportamento da temperatura de vapor refrigerante e como descrito na figura 32, é visível a redução de temperatura associada ao erro numérico presente no modelo, vale salientar ainda que este erro numérico não provocou redução de temperatura descrita na figura 33, uma vez que o comportamento destacado é visível ao longo de todo o comprimento do trocador de calor, enquanto o erro numérico ocorre apenas a poucos milímetros da entrada do absorvedor.

Do mesmo modo, e considerando as mesmas condições de entrada utilizada para a elaboração das figuras 32 -34, se pode observar na figura 35, o comportamento do gradiente de temperatura encontrado na interface entre a mistura de fluido absorvente e fluido refrigerante e a parede que separa estes dois do fluido de arrefecimento. A esquerda, em vermelho, está o leito do escoamento das misturas de solução e vapor e a direita, em azul, está o escoamento do fluido de arrefecimento.

Figura 35: Gradiente de temperatura



Fonte: Elaborado pelo autor

Assim como levantado para a figura 32, é possível observar a formação de um gradiente de temperatura apenas no lado da mistura de solução absorvente e vapor refrigerante, isto enfatiza a possibilidade de realizar uma redução de vazão de fluido de arrefecimento, sem prejuízo para a taxa de absorção do equipamento.

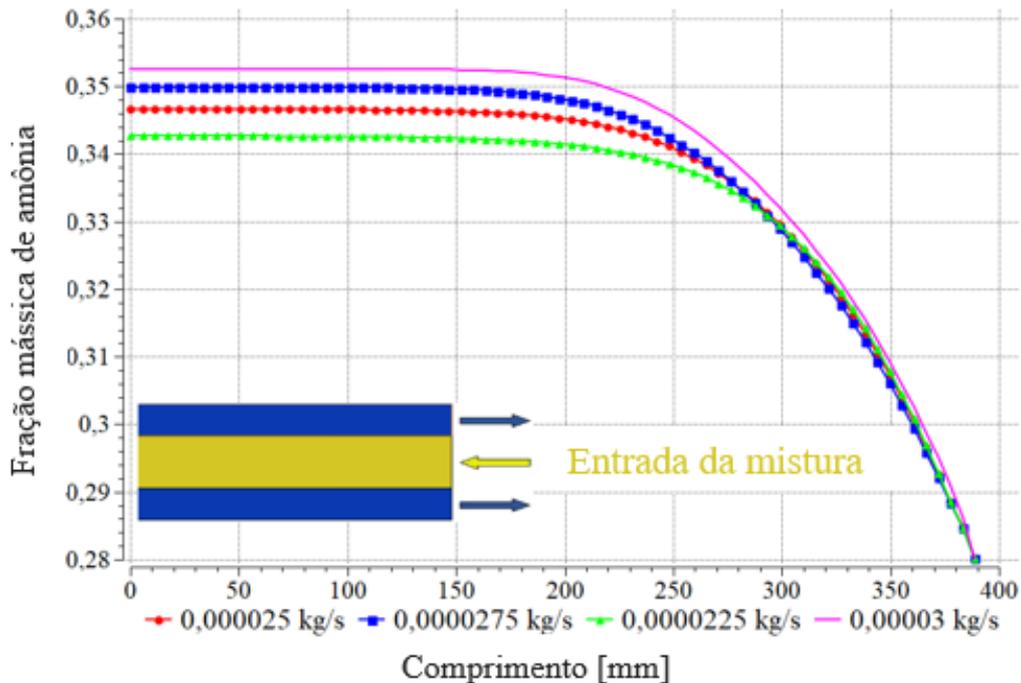
Avaliado o comportamento da temperatura dos três fluidos utilizado no escoamento e tendo a metodologia validada, o passo seguinte foi a realização de uma análise paramétrica, realizada de forma independente, do impacto da vazão dos fluidos absorvente e refrigerante no percentual de fração em massa de amônia no fluido absorvente ao longo do absorvedor.

5.1 COMPORTAMENTO DA FRAÇÃO MÁSSICA EM FUNÇÃO DA VAZÃO DE VAPOR

A análise paramétrica para avaliar o efeito da vazão de vapor refrigerante na fração mássica de amônia na solução absorvente foi realizada em função de quatro condições de vazão de vapor, com valores 225×10^{-7} kg/s, 250×10^{-7} kg/s, 275×10^{-7} kg/s e 300×10^{-7} kg/s, enquanto a vazão de solução absorvente permaneceu constante e igual à 875×10^{-7} kg/s. Em seguida foi realizada a análise paramétrica do impacto da vazão de solução absorvente para quatro condições de vazão, com valores de 787.5×10^{-7} kg/s, 875.0×10^{-7} kg/s, 962.5×10^{-7} kg/s e 1050.0×10^{-7} kg/s, enquanto foi mantida constante a vazão de vapor refrigerante em 250×10^{-7} kg/s. As condições iniciais de concentração de amônia em massa no vapor refrigerante é 100% (vapor de amônia) e na solução absorvente é 28%.

Na figura 36 é apresentado o comportamento da fração mássica de amônia presente no fluido absorvente ao longo do comprimento do absorvedor quando é variada a vazão de vapor refrigerante. Para melhor compreender os resultados desta figura, o escoamento dos fluidos, vapor de amônia e solução absorvente, entram no trocador de calor na posição de 389 mm, com sentido representado pelo absorvedor na figura.

Figura 36: Fração mássica de amônia na solução absorvente em função da vazão de vapor refrigerante



Fonte: Elaborado pelo autor

É possível observar na figura 36 que há uma estabilização no processo de transferência de massa, assim como ocorreu no processo de transferência de calor descrito na figura 32, porém na figura 36 fica claro a não dependência do comprimento do absorvedor para o fenômeno de transferência de massa para diferentes vazões, sendo assim, este resultado deixa claro uma possibilidade de otimização geométrica (possível redução no comprimento do absorvedor) para as condições analisadas neste caso.

Em termos quantitativos, observa-se que:

- Para um aumento na vazão de vapor refrigerante de 225×10^{-7} kg/s para 250×10^{-7} kg/s (aumento de 11,1%) corresponde a um acréscimo de 1,34% na fração em massa de amônia na solução absorvente;
- Um aumento de 250×10^{-7} kg/s para 275×10^{-7} kg/s (10% de aumento) leva a um crescimento de 0,89% na absorção de amônia pela solução;

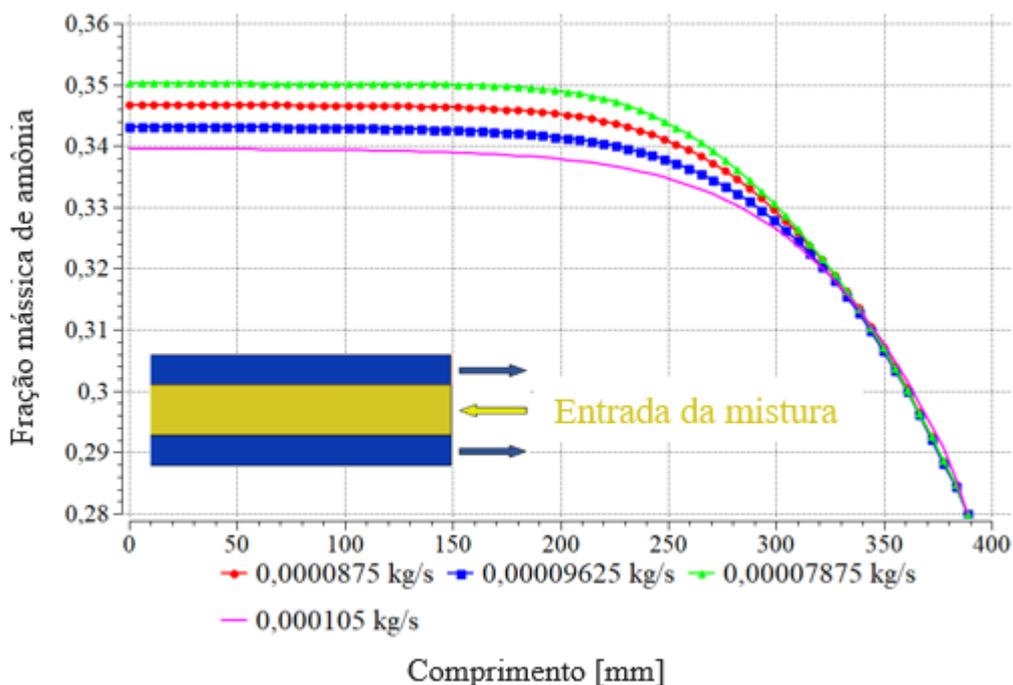
- Finalmente, com um aumento de vazão de vapor de 275×10^{-7} kg/s para 300×10^{-7} kg/s (9% de aumento) é conseguido um aumento de 0,07% na fração mássica de amônia na saída do absorvedor.

Estes resultados mostram um aumento não linear, entre a vazão de vapor refrigerante e a quantidade de amônia retida na solução absorvente. Fica evidente assim, que nem sempre é vantajoso o aumento de vazão de vapor refrigerante, sendo este aumento quando necessário, avaliado junto aos outros parâmetros agravados por ele, como a perda de carga e as características geométricas do trocador de calor (comprimento e espessura dos canais), pois são fatores vinculados ao custo e a dimensionamento do equipamento.

5.2 COMPORTAMENTO DA FRAÇÃO MÁSSICA EM FUNÇÃO DA VAZÃO DA SOLUÇÃO DE $\text{NH}_3/\text{H}_2\text{O}$

Na figura 37 apresentada abaixo é possível observar o comportamento da fração mássica de amônia na solução absorvente quando variado a vazão da solução. Assim como no caso discutido anteriormente, a entrada de vapor refrigerante e solução absorvente ocorre na posição de 389 mm, com o sentido indicado pelo absorvedor localizado na figura.

Figura 37: Fração mássica de amônia na solução absorvente em função da vazão de solução absorvente



Fonte: Elaborado pelo autor

O comportamento do gráfico apresentado na figura 37, assim como o apresentado na figura 36, mostra a independência do comprimento do absorvedor na taxa de absorção de amônia pela solução absorvente, quando variado as vazões da solução dentro das condições

estabelecidas nesta análise. Assim como no caso anterior é possível observar que o equilíbrio é atingido a uma distância de aproximadamente 260 mm a partir da entrada da mistura. Porém este equilíbrio neste ponto é atingido para três condições, sendo a vazão de 1050×10^{-7} só atinge o equilíbrio para uma distância percorrida de aproximadamente 330 mm.

Em termos quantitativos, têm-se:

- Um aumento da vazão de solução de 787.5×10^{-7} para 875.0×10^{-7} (aumento de 11.1%) a obtenção de uma redução de 0,86% na quantidade de amônia presente na solução absorvente;
- Um aumento de 875.0×10^{-7} kg/s para 962.5×10^{-7} kg/s (aumento de 10%) a quantidade de amônia absorvida encontrada na saída no trocador de calor reduz 1,15%;
- Finalmente, para um aumento de vazão de 962.5×10^{-7} kg/s para 1050.0×10^{-7} kg/s (9% de aumento) implica em uma redução de 0,87% na fração em massa de amônia na solução.

Estes resultados mostram que um aumento de vazão de solução absorvente não implica em um aumento linear na absorção de amônia pela solução absorvente. Porém um aumento de vazão de solução pode levar a outros problemas, como o aumento da perda de carga e aumento nas dimensões do trocador. Sendo assim, este aumento de vazão precisa ser realizado observando outros fatores do processo, como os descritos anteriormente.

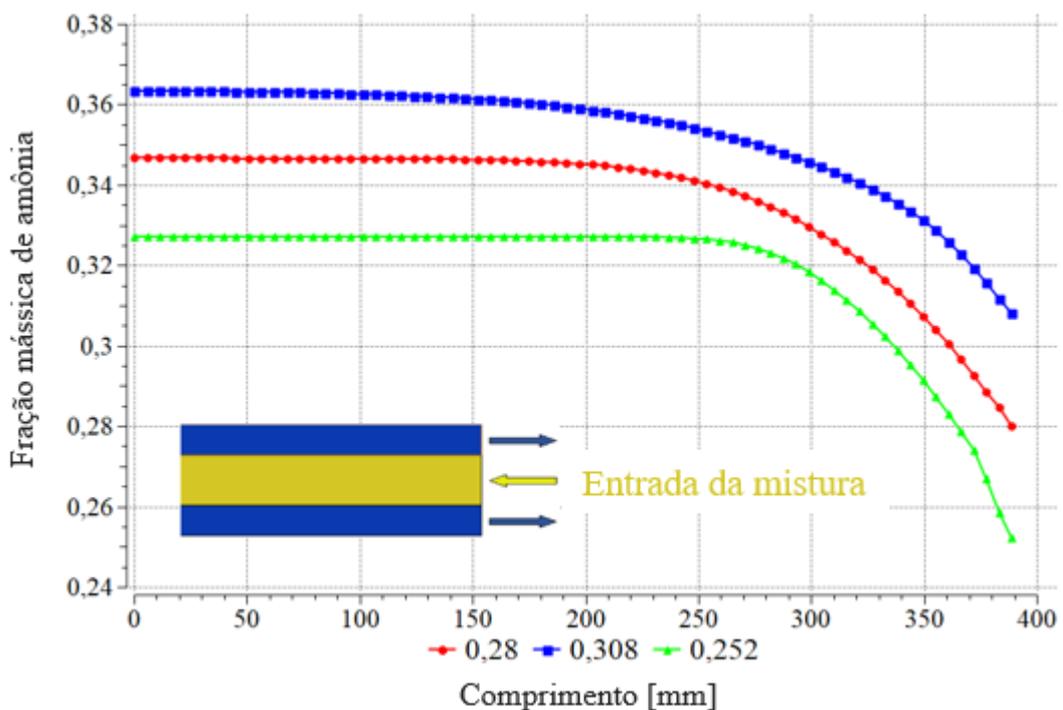
5.3 COMPORTAMENTO DA FRAÇÃO MÁSSICA EM FUNÇÃO DA CONCENTRAÇÃO INICIAL DE AMÔNIA

Na figura 38 é possível observar o comportamento da fração mássica de amônia ao longo do comprimento do absorvedor quando variado a quantidade de fração em massa de amônia na solução na entrada do trocador de calor. Foram utilizadas três condições de entrada para a fração mássica, estes valores foram de 0,252, 0,28 e 0,308 enquanto os demais parâmetros de entrada, vazão de vapor, vazão de solução, vazão de fluido de arrefecimento, fração mássica de amônia no vapor e temperaturas do vapor, solução e líquido de arrefecimento foram mantidos constantes em 250×10^{-7} kg/s, 875×10^{-7} kg/s, 11400×10^{-7} kg/s, 1, 28,6 °C, 65,8 °C e 46,8 °C respectivamente. Assim como nos demais casos, o ponto de entrada da mistura de vapor e solução absorvente é em 389 mm, sendo seu sentido indicado pela representação do absorvedor localizado na figura.

Pode-se observar na figura 38, diferente dos casos apresentados até o momento, tem-se uma dependência da taxa de absorção e do comprimento do absorvedor para os casos

analisados. Isto fica evidente para o caso onde a fração mássica de amônia na solução absorvente entra com um valor de 0,308, é possível observar que não há uma estabilidade no gráfico ao final do equipamento, deixando claro que o equilíbrio não foi estabelecido para esta condição. Enquanto nos outros casos apresentados na figura 38, embora atinja o equilíbrio em pontos diferentes no trocador de calor, o comprimento analisado é suficiente para que ambos os casos fiquem estáveis.

Figura 38: Fração mássica de amônia na solução absorvente quando variado a fração mássica na entrada do absorvedor



Fonte: Elaborado pelo autor

Em termos quantitativos:

- Um aumento de 0,252 para 0,28 (aumento de 11,1%) um aumento de 6,13% é obtido na fração em massa de amônia na solução absorvente, na saída do trocador de calor é obtida;
- Um aumento de 0,28 para 0,308 (aumento de 10%) um acréscimo de 5,5% na quantidade de amônia presente na saída do equipamento na solução absorvente.

Este resultado deixa claro que não existe uma dependência linear entre a capacidade de absorção e o percentual em massa de amônia presente na entrada do absorvedor no líquido absorvente.

Outra análise que pode ser retirada da figura 38 está relacionada a capacidade de absorção do absorvedor. Pode-se observar também em termos quantitativos:

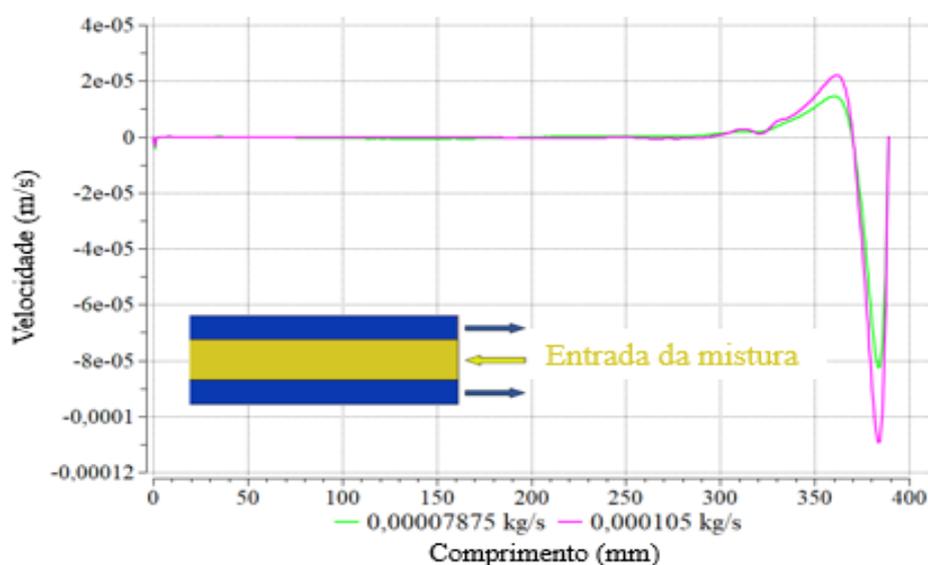
- Para uma fração mássica de 0,252 na entrada do absorvedor uma fração de 0,326 é obtida na saída do absorvedor, gerando um aumento de 29,3%.
- Para uma fração mássica de 0,28 na entrada do absorvedor uma fração mássica de 0,346 é alcançada na saída, um aumento de 23,5%.
- Para um valor de fração mássica de entrada de 0,308 a saída igual a 0,364 é obtida, um aumento de 18,1%.

Desta análise pode-se observar o ganho obtido com a redução do percentual de amônia da solução absorvente na entrada do absorvedor, ficando assim evidenciado que a capacidade de absorção de um absorvedor está vinculada à fração em massa presente na entrada do absorvedor. A partir desta análise deve haver um esforço no sentido de garantir a menor quantidade possível de amônia na entrada do equipamento, na solução absorvente para garantir um equipamento mais eficiente.

5.4 ANÁLISE DA VARIAÇÃO DE VELOCIDADE NO EIXO X NO INTERIOR DO ABSORVEDOR

Na figura 39 é possível observar o comportamento da componente da velocidade em x da solução absorvente ao longo do comprimento do absorvedor, para este estudo foi considerada duas vazões de solução absorventes, analisadas independentemente, na primeira foi utilizada uma vazão de $787,5 \times 10^{-7}$ kg/s e para a segunda uma vazão de 1050×10^{-7} kg/s, enquanto os demais parâmetros foram mantidos constantes.

Figura 39: Variação da componente x da velocidade da solução absorvente



Fonte: Elaborado pelo autor

Analisando a figura 39 pode-se ver que há uma variação desta velocidade apenas nos 100 primeiros milímetros da entrada do absorvedor para as duas condições de vazão estudadas, permanecendo constante no decorrer do absorvedor. Assim como nos demais casos, o ponto de entrada da mistura de vapor e solução absorvente é em 389 mm, sendo seu sentido indicado pela representação do absorvedor localizado na figura.

6 CONCLUSÕES

Ao fim desta dissertação, pode-se concluir que a metodologia adotada no presente estudo está condizente com os resultados numéricos encontrados na literatura, apresentando uma diferença inferior a 10% em todas as análises comparadas, excetuando-se a fração mássica de NH₃ na solução absorvente, a qual apresentou uma diferença de 18,5% em relação ao trabalho de Cerezo (2006).

Pode-se observar que não existe uma dependência linear entre o aumento da vazão de vapor refrigerante e quantidade de amônia presente na solução absorvente, onde foi constatado que um aumento de 11,1% na vazão de vapor correspondeu a um acréscimo de 1,34% na fração em massa de amônia na solução absorvente, enquanto um aumento de 10% levou a um crescimento de 0,89% na absorção de amônia pela solução e finalmente, com um aumento de vazão de 9% é obtido um aumento e 0,07% na fração mássica de amônia na saída do absorvedor.

Também foi obtido uma dependência não linear entre a vazão de solução absorvente e fração em massa de amônia presente na solução, quando foi obtido para um aumento de 11,1% de vazão de solução a obtenção de uma redução de 0,86% na quantidade de amônia presente na solução absorvente, enquanto um aumento de 10% na vazão leva a quantidade de amônia absorvida, encontrada na saída no trocador de calor, uma redução de 1,15% e finalmente, para um aumento 9% implica em uma redução de 0,87% na fração em massa de amônia na solução.

Pode-se concluir que existe uma dependência da capacidade absorção do percentual em massa presente na entrada do absorvedor, onde pode-se constatar que para uma fração mássica de 0,252 na entrada do absorvedor uma fração de 0,326 é obtida na saída (aumento de 29,3%). Para o valor de entrada de 0,28 é obtido um valor de 0,346 na saída (aumento de 23,5%) e finalmente para um valor de fração mássica de entrada de 0,308 é alcançada na saída do equipamento 0,364 (aumento de 18,1%).

Por último pode-se observar que existe uma variação da componente da velocidade x apenas na entrada do absorvedor, porém, como o objetivo do trabalho era obter um modelo que possa ser utilizado em um absorvedor real, uma análise em duas dimensões aproxima mais este modelo de um absorvedor real.

7 TRABALHOS FUTUROS

Como sugestões para trabalhos futuros, têm-se:

- O estudo de geometrias de absorvedores em três dimensões, de modo a representar equipamentos reais;
- Estudos com outros fluidos de trabalho, como o brometo de lítio e água;
- Realização de análise de outros equipamentos do chiller de absorção, como os geradores;
- Análise comparativa entre diferentes geometrias e fluidos de trabalho.
- Propor otimização na geometria do absorvedor.

REFERÊNCIAS

- ABREU, A. F. D. **Sistema de refrigeração por absorção intermitente: concepção, dimensionamento, construção, ensaio e considerações econômicas.** São Paulo, p. 199. 1999.
- ACUÑA, A. et al. **Optimum generator temperature to couple different diffusion absorption solar cooling systems.** International Journal Of Refrigeration, [s.l.], v. 45, p.128-135, set. 2014. Elsevier BV.
- ALBERS, Jan. **New absorption chiller and control strategy for the solar assisted cooling system at the German federal environment agency.** International Journal of Refrigeration, [s.l.], v. 39, p.48-56, mar. 2014. Elsevier BV.
- ALBERS, Jan; NURZIA, Giovanni; ZIEGLER, Felix. **Simulation and Experimental Analysis of a Solar Driven Absorption Chiller With Partially Wetted Evaporator.** Journal Of Solar Energy Engineering, [s.l.], v. 132, n. 1, p.11-16, 2010.
- ALELYANI, Sami M. et al. **Techno-economic analysis of combined ammonia-water absorption refrigeration and desalination.** Energy Conversion and Management, [s.l.], v. 143, p.493-504, jul. 2017. Elsevier BV.
- ALIMORADI, Ashkan. **Investigation of exergy efficiency in shell and helically coiled tube heat exchangers.** Case Studies In Thermal Engineering, [s.l.], v. 10, p.1-8, set. 2017. Elsevier BV
- ALIMORADI, Ashkan; OLFATI, Mohammad; MAGHAREH, Meysam. **Numerical investigation of heat transfer intensification in shell and helically coiled finned tube heat exchangers and design optimization.** Chemical Engineering and Processing: Process Intensification, [s.l.], v. 121, p.125-143, nov. 2017. Elsevier BV.
- PONGTORNKULPANICH, A. et al. **Experience with fully operational solar-driven 10-ton LiBr/H₂O single-effect absorption cooling system in Thailand.** Renewable Energy, [s.l.], v. 33, n. 5, p.943-949, maio 2008. Elsevier BV.
- ASFAND, Faisal; STIRIBA, Youssef; BOUROUIS, Mahmoud. **CFD simulation to investigate heat and mass transfer processes in a membrane-based absorber for water-LiBr absorption cooling systems.** Energy, [s.l.], v. 91, p.517-530, nov. 2015. Elsevier BV.

AZHAR, Md; SIDDIQUI, M. Altamush. **Optimization of operating temperatures in the gas operated single to triple effect vapour absorption refrigeration cycles.** International Journal Of Refrigeration, [s.l.], v. 82, p.401-425, out. 2017. Elsevier BV.

BELLOS, Evangelos; TZIVANIDIS, Christos; ANTONOPOULOS, Kimon A.. **Exergetic and energetic comparison of LiCl-H₂O and LiBr-H₂O working pairs in a solar absorption cooling system.** Energy Conversion And Management, [s.l.], v. 123, p.453-461, set. 2016. Elsevier BV.

BELLOS, Evangelos; TZIVANIDIS, Christos; TSIFIS, Georgios. **Energetic, Exergetic, Economic and Environmental (4E) analysis of a solar assisted refrigeration system for various operating scenarios.** Energy Conversion And Management, [s.l.], v. 148, p.1055-1069, set. 2017. Elsevier BV

BERDASCO, M.; CORONAS, A.; VALLÈS, M.. **Theoretical and experimental study of the ammonia/water absorption process using a flat sheet membrane module.** Applied Thermal Engineering, [s.l.], v. 124, p.477-485, set. 2017. Elsevier BV.

BERECHE, Reynaldo Palacios. **Avaliação de sistemas de refrigeração por absorção H₂O/LiBr e sua possibilidade de inserção no setor terciário utilizando gás natural.** 2007. 209 f. Dissertação (Mestrado) - Curso de Engenharia Mecânica, Universidade Estadual de Campinas, Campinas, 2007

BOUROUIS, Mahmoud et al. **Absorption of water vapour in the falling film of water–(LiBr+LiI+LiNO₃+LiCl) in a vertical tube at air-cooling thermal conditions.** International Journal Of Thermal Sciences, [s.l.], v. 44, n. 5, p.491-498, maio 2005. Elsevier BV.

BREDOW, Daniel et al. **Heat and mass transfer characteristics of a horizontal tube absorber in a semi-commercial absorption chiller.** International Journal Of Refrigeration, [s.l.], v. 31, n. 7, p.1273-1281, nov. 2008. Elsevier BV.

CAI, Dehua et al. **First law analysis of a novel double effect air-cooled non-adiabatic ammonia/salt absorption refrigeration cycle.** Energy Conversion and Management, [s.l.], v. 98, p.1-14, jul. 2015. Elsevier BV.

CEREZO, Jesús et al. **Experimental study of an ammonia–water bubble absorber using a plate heat exchanger for absorption refrigeration machines**. Applied Thermal Engineering, [s.l.], v. 29, n. 5-6, p.1005-1011, abr. 2009. Elsevier BV.

DOMÍNGUEZ-INZUNZA, L.a. et al. **Experimental assessment of an absorption cooling system utilizing a falling film absorber and generator**. Applied Thermal Engineering, [s.l.], v. 103, p.1105-1111, jun. 2016. Elsevier BV.

ELMAATY, Talal M. Abou; KABEEL, A.e.; MAHGOUB, M.. **Corrugated plate heat exchanger review**. Renewable And Sustainable Energy Reviews, [s.l.], v. 70, p.852-860, abr. 2017. Elsevier BV.

TORRELLA, E. et al. **On-site real-time evaluation of an air-conditioning direct-fired double-effect absorption chiller**. Applied Energy, [s.l.], v. 86, n. 6, p.968-975, jun. 2009. Elsevier BV.

FARSHI, L. Garousi et al. **First and second law analysis of ammonia/salt absorption refrigeration systems**. International Journal Of Refrigeration, [s.l.], v. 40, p.111-121, abr. 2014. Elsevier BV.

GUAN, Xiaoping; YANG, Ning. **CFD simulation of pilot-scale bubble columns with internals: Influence of interfacial forces**. Chemical Engineering Research And Design, [s.l.], v. 126, p.109-122, out. 2017. Elsevier BV.

HAO, Zhaolong et al. **Heat and mass transfer enhancement for falling film absorption with coated distribution tubes at high temperature**. Experimental Thermal And Fluid Science, [s.l.], v. 53, p.147-153, fev. 2014. Elsevier BV.

HEROLD, Keith E.; RADERMACHER, Reinhard; KLEIN, Sanford A.. **Absorption Chillers and Heat Pumps**. 2. ed. New York: Crc Press, 2016. 386 p.

HOSSEINNIA, Seyed Mojtaba; NAGHASHZADEGAN, Mohammad; KOUHIKAMALI, Ramin. **CFD simulation of water vapor absorption in laminar falling film solution of water-LiBr – Drop and jet modes**. Applied Thermal Engineering, [s.l.], v. 115, p.860-873, mar. 2017. Elsevier BV.

HOSSEINNIA, Seyed Mojtaba; NAGHASHZADEGAN, Mohammad; KOUHIKAMALI, Ramin. **Numerical study of falling film absorption process in a vertical tube absorber including Soret and Dufour effects.** International Journal Of Thermal Sciences, [s.l.], v. 114, p.123-138, abr. 2017. Elsevier BV.

INCROPERA, Frank P. et al. **Fundamentos de transferência de calor e de massa.** 6. ed. Rio de Janeiro: Ltc, 2007. 665 p.

ISLAM, Md. Raisul. **Absorption process of a falling film on a tubular absorber: An experimental and numerical study.** Applied Thermal Engineering, [s.l.], v. 28, n. 11-12, p.1386-1394, ago. 2008. Elsevier BV.

JIJI, Latif M.. **Heat Convection.** 2. ed. New York: Springer, 2009. 552 p.

KANG, Yong Tae; KASHIWAGI, Takao; CHRISTENSEN, Richard N.. **Ammonia-water bubble absorber with a plate heat exchanger.** Ashrae Transactions, San Francisco, v. 104, n. 1, p.1565-1575, jan. 1998.

KESSLER, Martin. **FLUIDODINÂMICA COMPUTACIONAL: O QUE É?** Disponível em: <<https://www.esss.co/blog/fluidodinamica-computacional-o-que-e/>>. Acesso em: 10 maio 2018.

KETFI, O. et al. **Performance of a Single Effect Solar Absorption Cooling System (LiBr-H₂O).** Energy Procedia, [s.l.], v. 74, p.130-138, ago. 2015. Elsevier BV.

KIM, Jin-kyeong; PARK, Chan Woo; KANG, Yong Tae. **The effect of micro-scale surface treatment on heat and mass transfer performance for a falling film H₂O/LiBr absorber.** International Journal Of Refrigeration, [s.l.], v. 26, n. 5, p.575-585, ago. 2003. Elsevier BV.

LOSTEC, Brice Le; GALANIS, Nicolas; MILLETTE, Jocelyn. **Simulation of an ammonia-water absorption chiller.** Renewable Energy, [s.l.], v. 60, p.269-283, dez. 2013. Elsevier BV

MARYAMI, R.; DEGHAN, A.a.. **An exergy based comparative study between LiBr/water absorption refrigeration systems from half effect to triple effect.** Applied Thermal Engineering, [s.l.], v. 124, p.103-123, set. 2017. Elsevier BV.

MARYAMI, R.; DEGHAN, A.a. **An exergy based comparative study between LiBr/water absorption refrigeration systems from half effect to triple effect.** Applied Thermal Engineering, [s.l.], v. 124, p.103-123, set. 2017. Elsevier BV.

MEDRANO, Marc; BOUROUIS, Mahmoud; CORONAS, Alberto. **Absorption of water vapour in the falling film of water–lithium bromide inside a vertical tube at air-cooling thermal conditions.** International Journal Of Thermal Sciences, [s.l.], v. 41, n. 9, p.891-898, jul. 2002. Elsevier BV.

MENNA, et al. **Simulação de sistemas de refrigeração por absorção utilizando programação estruturada.** Revista Tecnológica, Maringá, p. 11, 2007

MEYER, T.; ZIEGLER, F.. **Analytical solution for combined heat and mass transfer in laminar falling film absorption using first type boundary conditions at the interface.** International Journal Of Heat And Mass Transfer, [s.l.], v. 73, p.141-151, jun. 2014. Elsevier BV.

MICHEL, Benoit; PIERRÈS, Nolwenn Le; STUTZ, Benoit. **Performances of grooved plates falling film absorber.** Energy, [s.l.], v. 138, p.103-117, nov. 2017. Elsevier BV

MOHTARAM, Soheil; CHEN, Wen; LIN, Ji. **Investigation on the combined Rankine-absorption power and refrigeration cycles using the parametric analysis and genetic algorithm.** Energy Conversion And Management, [s.l.], v. 150, p.754-762, out. 2017. Elsevier BV.

MORTAZAVI, Mehdi et al. **Absorption characteristics of falling film LiBr (lithium bromide) solution over a finned structure.** Energy, [s.l.], v. 87, p.270-278, jul. 2015. Elsevier BV.

NABIL, Ben Hafsia; BECHIR, Chaouachi; SLIMANE, Gabsi. **Global modeling of heat and mass transfers in spiral tubular absorber of a water–lithium bromide absorption chiller.** International Journal Of Refrigeration, [s.l.], v. 38, p.323-332, fev. 2014. Elsevier BV.

OCHOA, Alvaro Antonio Villa. **Análise exergonômica de um chiller de absorção de 10tr integrado a um sistema de microgeração com microturbina a gás de 30 kw.** 2010. 129 f.

Dissertação (Mestrado) - Curso de Engenharia Mecânica, Universidade Federal de Pernambuco, Recife, 2010

Ochoa, A.A.V., Dutra, J.C.C., Henríquez, J.R.G. **Introdução a análise de sistemas de refrigeração por absorção**. Recife: Universitaria Ufpe, 2011. 227 p.

Ochoa, V. A. A. **Análise dinâmica de um chiller de simples efeito, de Aquecimento indireto, usando o par brometo de lítio – água**. Tese de doutorado. Universidade Federal de Pernambuco, UFPE, Recife, Brasil, 2014.

OCHOA, A.A.V. et al. **Dynamic study of a single effect absorption chiller using the pair LiBr/H₂O**. Energy Conversion And Management, [s.l.], v. 108, p.30-42, jan. 2016. Elsevier BV

OCHOA, A.a.v. et al. **The influence of the overall heat transfer coefficients in the dynamic behavior of a single effect absorption chiller using the pair LiBr/H₂O**. Energy Conversion And Management, [s.l.], v. 136, p.270-282, mar. 2017. Elsevier BV.

QI, Ruifeng et al. **Numerical simulations of LNG vapor dispersion in Brayton Fire Training Field tests with ANSYS CFX**. Journal Of Hazardous Materials, [s.l.], v. 183, n. 1-3, p.51-61, nov. 2010. Elsevier BV.

RAMESH, R. et al. **Experimental investigations on shell and helical coil solution heat exchanger in NH₃-H₂O vapour absorption refrigeration system (VAR)**. International Communications In Heat And Mass Transfer, [s.l.], v. 87, p.6-13, out. 2017. Elsevier BV.

ROBUR Corp. Disponível em: <<http://www.robur.com/>>. Acesso em: 10 ago. 2015.

ROPELATO. Karolline. **Escoamento multifásicos: fundamentos e modelagem computacional**. IESSS.

SALEK, Farhad; MOGHADDAM, Alireza Naghavi; NASERIAN, Mohammad Mahdi. **Thermodynamic analysis of diesel engine coupled with ORC and absorption refrigeration cycle**. Energy Conversion And Management, [s.l.], v. 140, p.240-246, maio 2017. Elsevier BV.

SHI, Chengming et al. **Heat transfer performance of lithium bromide solution in falling film generator.** International Journal Of Heat And Mass Transfer, [s.l.], v. 53, n. 15-16, p.3372-3376, jul. 2010. Elsevier BV.

Silva, F. W. X., Santos, C. A. C. **Análise da Transferência Simultânea de Calor e Massa nos Processos de Absorção de Vapor em Soluções Binárias Via GITT.** In: 10º Congresso Iberoamericano de Engenharia Mecânica, 2011, Porto, v. 01. p. 01-10.

SINGH, Omendra Kumar. **Performance enhancement of combined cycle power plant using inlet air cooling by exhaust heat operated ammonia-water absorption refrigeration system.** Applied Energy, [s.l.], v. 180, p.867-879, out. 2016. Elsevier BV.

SOKHANSEFAT, T. et al. **Simulation and parametric study of a 5-ton solar absorption cooling system in Tehran.** Energy Conversion And Management, [s.l.], v. 148, p.339-351, set. 2017. Elsevier BV

SULTANA, Papi. **Study of thermal performance of falling film absorbers with and without film inversion.** 2006. 288 f. Tese (Doutorado) - Curso de Mechanical Engineering, University Of Singapore, Singapore, 2006.

TAKAMATSU, Hiroshi et al. **Vapor absorption by LiBr aqueous solution in vertical smooth tubes.** International Journal Of Refrigeration, [s.l.], v. 26, n. 6, p.659-666, set. 2003. Elsevier BV.

TRICHÉ, Delphine et al. **Modeling and Experimental Study of an Ammonia-water Falling Film Absorber.** Energy Procedia, [s.l.], v. 91, p.857-867, jun. 2016. Elsevier BV.

TRICHÉ, Delphine et al. **Experimental and numerical study of a falling film absorber in an ammonia-water absorption chiller.** International Journal Of Heat And Mass Transfer, [s.l.], v. 111, p.374-385, ago. 2017. Elsevier BV.

Yazaki Energy System. Specifications Chillers and Chiller-Heater WFC-SC (H) 10, 20, 30. Japan 2003.

ZUKOWSKI JUNIOR, J. C. **Estudo de sensibilidade em um sistema de refrigeração por absorção água-amônia.** 1999. 237p. Tese (doutorado) - Universidade Estadual de Campinas,

Faculdade de Engenharia Mecânica, Campinas, SP. Disponível em:
<<http://www.repositorio.unicamp.br/handle/REPOSIP/263380>>. Acesso em: 26 jul. 2018.