

UNIVERSIDADE FEDERAL DO RIO GRANDE DO SUL  
ESCOLA DE ENGENHARIA - CURSO DE ENGENHARIA MECÂNICA  
TRABALHO DE CONCLUSÃO DE CURSO

ANÁLISE TÉRMICA DE UM CICLO DE REFRIGERAÇÃO POR ABSORÇÃO DE  
SIMPLES EFEITO UTILIZANDO H<sub>2</sub>O-LiBr

por

Diego Waldow

Monografia apresentada ao Departamento de Engenharia Mecânica da Escola de Engenharia da Universidade Federal do Rio Grande do Sul, como parte dos requisitos para obtenção do diploma de Engenheiro Mecânico.

Porto Alegre, novembro de 2020

## DADOS INTERNACIONAIS DE CATALOGAÇÃO

## CIP - Catalogação na Publicação

Waldow, Diego  
ANÁLISE TÉRMICA DE UM CICLO DE REFRIGERAÇÃO POR  
ABSORÇÃO DE SIMPLES EFEITO UTILIZANDO H<sub>2</sub>O-LiBr / Diego  
Waldow. -- 2020.  
25 f.  
Orientador: Andrés Armando Mendiburu Zevallos.

Trabalho de conclusão de curso (Graduação) --  
Universidade Federal do Rio Grande do Sul, Escola de  
Engenharia, Curso de Engenharia Mecânica, Porto  
Alegre, BR-RS, 2020.

1. Modelo Termodinâmico. 2. Sistema Absorção  
Simple Efeito. 3. Simulação Chiller - LiBr . I.  
Zevallos, Andrés Armando Mendiburu, orient. II.  
Titulo.

Elaborada pelo Sistema de Geração Automática de Ficha Catalográfica da UFRGS com os  
dados fornecidos pelo(a) autor(a).

Diego Waldow

ANÁLISE TÉRMICA DE UM CICLO DE REFRIGERAÇÃO POR ABSORÇÃO DE  
SIMPLES EFEITO UTILIZANDO H<sub>2</sub>O-LiBr

ESTA MONOGRAFIA FOI JULGADA ADEQUADA COMO PARTE DOS  
REQUISITOS PARA A OBTENÇÃO DO TÍTULO DE  
**ENGENHEIRO MECÂNICO**  
APROVADA EM SUA FORMA FINAL PELA BANCA EXAMINADORA DO  
CURSO DE ENGENHARIA MECÂNICA

Prof. Mário Roland Sobczyk Sobrinho  
Coordenador(a) do Curso de Engenharia Mecânica

Escolher uma das áreas de concentração: Energia e Fenômenos de Transporte/Processos de  
Fabricação/Mecânica dos Sólidos

Orientador: Prof./Prof<sup>a</sup>. Andrés Armando Mendiburu Zevallos.

Comissão de Avaliação:

Prof./Prof<sup>a</sup>. Letícia Jenisch Rodrigues

Prof./Prof<sup>a</sup>. Volnei Borges

Prof./Prof<sup>a</sup>. Paulo Schneider

Porto Alegre, novembro de 2020

## AGRADECIMENTOS

Agradeço a Deus por ter conduzido e ajudado em todas as coisas até aqui.  
Aos meus pais pelo suporte e ajuda em toda a jornada.  
Aos amigos que estiveram ao meu lado por todo o apoio.

UNIVERSIDADE FEDERAL DO RIO GRANDE DO SUL  
ESCOLA DE ENGENHARIA - CURSO DE ENGENHARIA MECÂNICA  
TRABALHO DE CONCLUSÃO DE CURSO – 2020

ANÁLISE TÉRMICA DE UM CICLO DE REFRIGERAÇÃO POR  
ABSORÇÃO DE SIMPLES EFEITO UTILIZANDO H<sub>2</sub>O-LIBR

**Waldow, Diego**

waldow.diego@gmail.com

**Resumo.** *O estudo de diferentes ciclos de refrigeração é importante devido à constante necessidade de climatização de ambientes ou de refrigeração de alimentos. Na atual busca por fontes alternativas de energia, devido à preocupação com o meio ambiente, a refrigeração por absorção se destaca como uma boa solução pois pode ser implementada aproveitando calor residual ou energias renováveis. Este trabalho analisa teoricamente a performance de um chiller de refrigeração por absorção de simples efeito que utiliza uma solução de brometo de lítio e água como fluido de trabalho. A modelagem Termodinâmica foi implementada no software EES. Foram avaliados os efeitos sobre o COP das temperaturas de entrada dos fluxos de água quente e de água resfriada e da vazão e temperatura de entrada de água fria. O modelo foi validado utilizando dados de disponíveis em artigos científicos já publicados. Os resultados mostraram que o COP é principalmente afetado pela temperatura e vazão da água fria, que é pouco sensível à temperatura de entrada da água quente, e que embora o aumento da temperatura de entrada da água resfriada melhore a performance, a temperatura de saída aumenta tornando-a desinteressante para resfriamento.*

**Palavras-chave:** absorção, simples efeito, chiller, LiBr.

**Thermal analysis of a simple effect absorption refrigeration cycle using H<sub>2</sub>O-LiBr**

**Abstract.** *The study of different refrigeration cycles is important due to the constant need for machines of air conditioning and food refrigeration. In the current search for alternative energy sources, due to the concern for the environment, the absorption refrigeration stands out as a good solution because it can be implemented by using residual heat or renewable energies. This work theoretically analyzes the performance of an absorption refrigeration of simple effect which uses a lithium bromide - water solution as the working fluid. A Thermodynamic model was implemented in EES. The present works evaluates the effects of the inlet temperatures of the hot and chilled water flows, and the flow and inlet temperature of the cold water on the COP. The model was validated using data available in scientific articles. The results showed that the COP is mainly affected by the cold water flow and temperature, that it is not very sensitive to the hot water inlet temperature and that although the increase in the chilled water inlet temperature improves performance, the outlet temperature increases, making it uninteresting for cooling.*

**Keywords:** absorption, simple effect, chiller, LiBr.

## NOMENCLATURA

### Símbolos

$cp$	Calor específico água	$[kJ/kgK]$
$COP$	Coeficiente de performance	
$h$	Entalpia do líquido	$[kJ/kg]$
$LMTD$	Diferença de temperatura média logarítmica	$[K]$
$\dot{m}$	Vazão mássica	$[kg/s]$
$\dot{Q}$	Fluxo de calor	$[kW]$
$UA$	Capacitância trocadores	$[kW/K]$
$\dot{W}$	Trabalho mecânico	$[kW]$
$X$	Concentração	

### Símbolos gregos

$\varepsilon$	Efetividade trocador
---------------	----------------------

### Subíndices

$a$	Absorvedor
$c$	Condensador
$e$	Evaporador
$g$	Gerador
$t$	Trocador de calor solução

### Abreviaturas e acrômimos

EES	Engineering Equation Solver
-----	--------------------------------

## SUMÁRIO

<b>1. Introdução</b> .....	<b>1</b>
<b>2. Objetivo</b> .....	<b>2</b>
2.1 Objetivo Geral.....	2
2.2 Objetivo Específico.....	2
<b>3. Fundamentação</b> .....	<b>2</b>
3.1 Ciclo de refrigeração por absorção de simples efeito .....	2
3.2 Análise termodinâmica do ciclo .....	4
<b>4. Metodologia</b> .....	<b>6</b>
4.1 Absorvedor.....	6
4.2 Gerador .....	7
4.3 Condensador .....	8
4.4 Evaporador.....	8
4.5 Trocador de calor solução ou regenerador.....	8
4.6 Validação do modelo .....	9
<b>5. Resultados</b> .....	<b>10</b>
5.1 Temperatura entrada água quente.....	10
5.2 Temperatura entrada água resfriada.....	11
5.3 Temperatura entrada água fria .....	11
5.4 Vazão de água fria .....	12
5.5 Análise melhor configuração .....	12
<b>6. Conclusões</b> .....	<b>12</b>
<b>7. Referências Bibliográficas</b> .....	<b>13</b>
<b>8. Anexos</b> .....	<b>14</b>
<b>9. Apêndices</b> .....	<b>15</b>

## 1. INTRODUÇÃO

Os sistemas de refrigeração por absorção ganharam muito espaço nas últimas décadas por serem boas opções para problemas de climatização. A preocupação por tecnologias não agressivas ao meio ambiente e pela otimização de custos, temas crescentes nos últimos anos, os tornaram muito atraentes pois suportam tais exigências. Os chiller de absorção são máquinas simples em seus componentes o que proporciona uma manutenção barata, possuem um consumo de energia elétrica mínima e podem reaproveitar energias perdidas de diferentes processos no seu ciclo de refrigeração como também o uso de fontes alternativas de energia: solar, gás natural, vapor, etc. Podendo também atuar em cooperação a um sistema de refrigeração a fim de se encontrar uma melhor configuração econômica frente a diferenças climáticas de estações, reduzindo picos de consumo energético ou de combustível. (SCHÖPFER; DE CAMPOS, 2015)

Uma das soluções absorvente/refrigerante comumente utilizadas é a de brometo de lítio (LiBr) e água (H<sub>2</sub>O). Os motivos são que esta solução não é tóxica, apresenta menores riscos à segurança, não possui a necessidade de retificação e possui maior entalpia de vaporização. Estes são comumente empregados em condicionamento de ar, pois eles funcionam para fontes de calor numa faixa de temperatura baixa, como demonstrou Alves, (2018) quem buscou obter água resfriada em diferentes temperaturas variando a temperatura de entrada da vazão de água quente. Aplicando uma modelagem térmica sobre o sistema de absorção de simples efeito de H<sub>2</sub>O-LiBr analisou a eficiência energética e exergética de cada componente e concluiu que a maior eficiência ocorre na faixa de temperatura de 90°C a 100°C e que acima de 100°C o COP diminui devido ao aumento da vazão do refrigerante que tornam as perdas energéticas do ciclo maiores do que a capacidade de geração de carga térmica de refrigeração.

No âmbito dos ciclos de refrigeração por absorção, existem diversos estudos direcionados ao aproveitamento da energia disponível, viabilidade, ou melhorias na sua modelagem e projeto através de análises teóricas e experimentais. Porém, eles se restringem a um caso específico, visto que os sistemas são sensíveis a muitas variáveis e ajustados conforme necessidade. Como no caso de Norberto, (2018) que realizou uma análise de um sistema de refrigeração por absorção de simples efeito de brometo de lítio e água que usava concentradores solares cilíndricos parabólicos como fonte de calor para o gerador, determinando a irreversibilidade de cada componente, eficiência do trocador, e o coeficiente de performance do sistema. Através do software EES o sistema foi modelado e seus parâmetros foram calculados com a finalidade de determinar a área total e o número de coletores solares necessários para o sistema. Verificou-se que no gerador e condensador ocorrem as maiores perdas. Os resultados foram comparados com um protótipo de coletor solar anteriormente analisado experimentalmente.

Cantarutti, (2011) desenvolveu um estudo teórico-experimental envolvendo um sistema de absorção de simples efeito de H<sub>2</sub>O-LiBr operando em carga parcial. Foi verificada a influência da temperatura de entrada e da vazão dos fluxos de água quente, fria e resfriada sobre o COP junto das trocas de calor em cada componente. Os resultados mostram que a diminuição da temperatura da água fria é determinante no aumento da capacidade frigorífica. Por outro lado, o aumento da vazão de água também é importante, porém não com a mesma intensidade. O circuito de água quente foi menos determinante sobre o comportamento do sistema. A temperatura da água resfriada e a vazão também apresentam grande efeito sobre o sistema, onde um aumento da temperatura aumentou a capacidade frigorífica e o aumento da vazão, em menor intensidade, também melhorou o COP.

Bakhtiari et al., (2011) se propuseram a desenvolver um modelo para análise e dimensionamento destes sistemas de refrigeração. Tal análise foi realizada utilizando o software EES. Os resultados do modelo foram comparados com resultados experimentais obtidos com

um chiller com capacidade de 14kW. Foi observado que para a operação em regime permanente os resultados são muito próximos aos que obtiveram experimentalmente. Concluiu-se que o COP se mantém constante para uma faixa considerável de temperatura de entrada de água quente no gerador, de 70°C a 110°C. O COP é principalmente afetado pelas variações de vazão e temperatura do fluxo de água fria, que foram analisadas entre 15 a 45 litros/min e 20°C a 40°C, respectivamente. Por outro lado, a capacidade de resfriamento do chiller foi mais sensível com respeito da temperatura do fluxo de água fria e temperatura de entrada da água quente no gerador do que com respeito da temperatura da vazão de água resfriada.

As vazões e temperaturas dos fluxos externos são parâmetros que poderiam apresentar variabilidade neste tipo de sistemas. Estudar os efeitos desses parâmetros sobre as condições de operação e performance dos chillers é importante para aprofundar o entendimento desta tecnologia.

Este trabalho apresenta uma análise termodinâmica do ciclo de uma máquina comercial, chiller de absorção de simples efeito que utiliza a solução de H<sub>2</sub>O-LiBr. Será observada qual é a influência de parâmetros de entrada associados aos fluxos externos sobre o coeficiente de performance (COP).

## **2. OBJETIVO**

### **2.1. Objetivo geral**

Determinar a influência de diferentes parâmetros de operação de um ciclo de refrigeração por absorção sobre o coeficiente de performance (COP) do ciclo.

### **2.2. Objetivos específicos**

- Desenvolver o modelo termodinâmico do ciclo e implementar este modelo numa plataforma de programação.
- Estudar o comportamento do ciclo modificando os diferentes parâmetros de entrada que possam ter influência significativa sobre o COP.

## **3. FUNDAMENTAÇÃO**

### **3.1. Ciclo de refrigeração por absorção de simples efeito**

Uma representação do ciclo de refrigeração por absorção de simples efeito e uma representação do seu funcionamento dentro de um chiller são mostrados na Figura 1.

O sistema compreende dois ciclos diferentes, um da solução e o outro do refrigerante. Começando pelo ciclo da solução de brometo de lítio e água, ela percorre um circuito entre o gerador e o absorvedor. A solução é bombeada da baixa pressão do absorvedor (estado 1) para a alta pressão do gerador (estado 3). A solução então é aquecida por uma fonte de calor.

O refrigerante se evapora e segue para o condensador (estado 7), enquanto a solução agora fraca em refrigerante segue de volta para o absorvedor (estado 4). Na saída ela passa por um trocador de calor e troca energia com a solução que sai do absorvedor. Logo a solução passa por uma válvula de expansão antes de voltar ao absorvedor. Novamente no absorvedor (estado 6), a solução fraca em refrigerante é colocada em contato com o vapor do refrigerante. O absorvedor é resfriado por uma fonte externa de água fria, o que promove a absorção do refrigerante.

O refrigerante vaporizado entra no condensador (estado 7) e se condensa rejeitando calor devido ao mesmo fluxo de água fria que percorre também o absorvedor. Antes de chegar ao evaporador, o refrigerante, passa por uma válvula de expansão. Devido à baixa pressão do absorvedor e ao fluxo de água resfriada que percorre o evaporador, o refrigerante em vapor passa ao absorvedor para ser reabsorvido pela solução (estado 10).

A Figura A.1 nos Anexos apresenta o esquema do sistema de refrigeração no chiller do fabricante Carrier, além do gráfico com as concentrações ( $X$ ) da solução.

Figura 1 – Diagrama do ciclo de refrigeração por absorção de simples efeito de brometo de lítio e água.

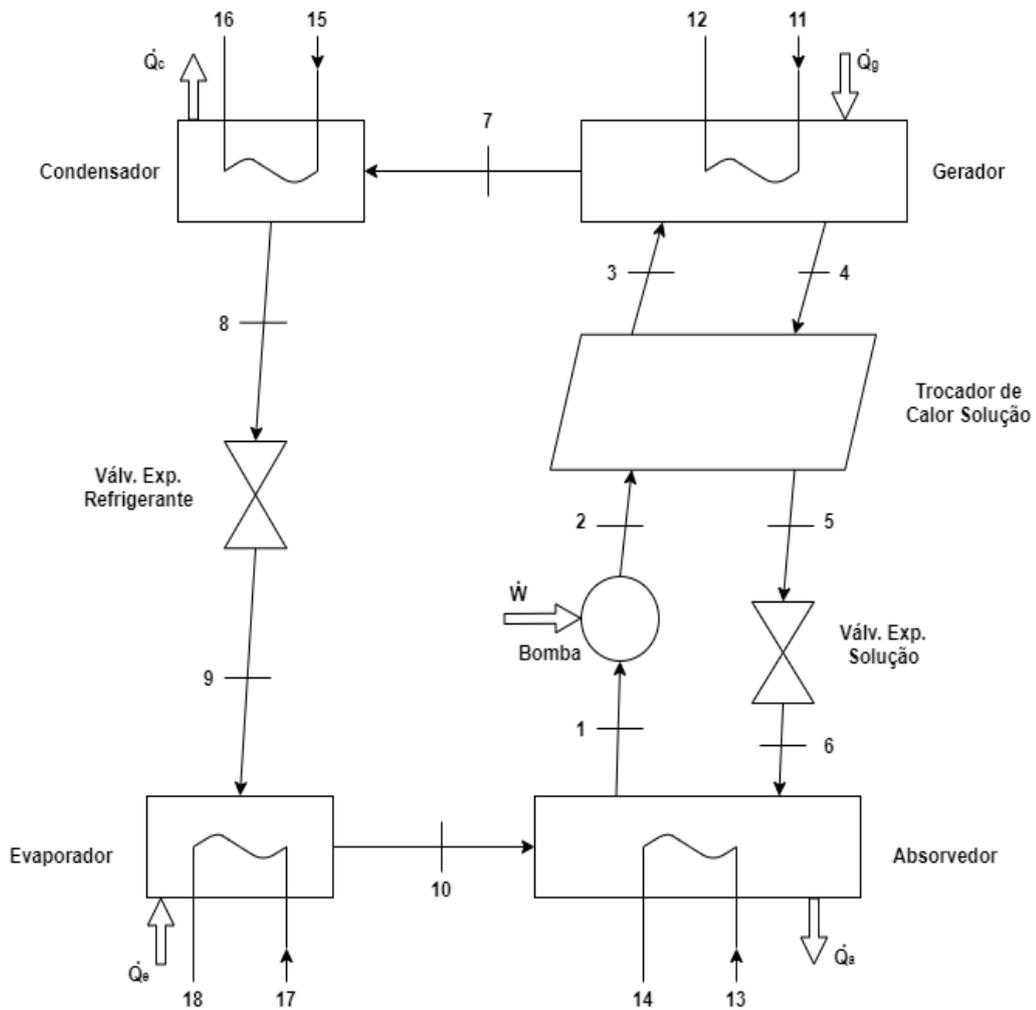
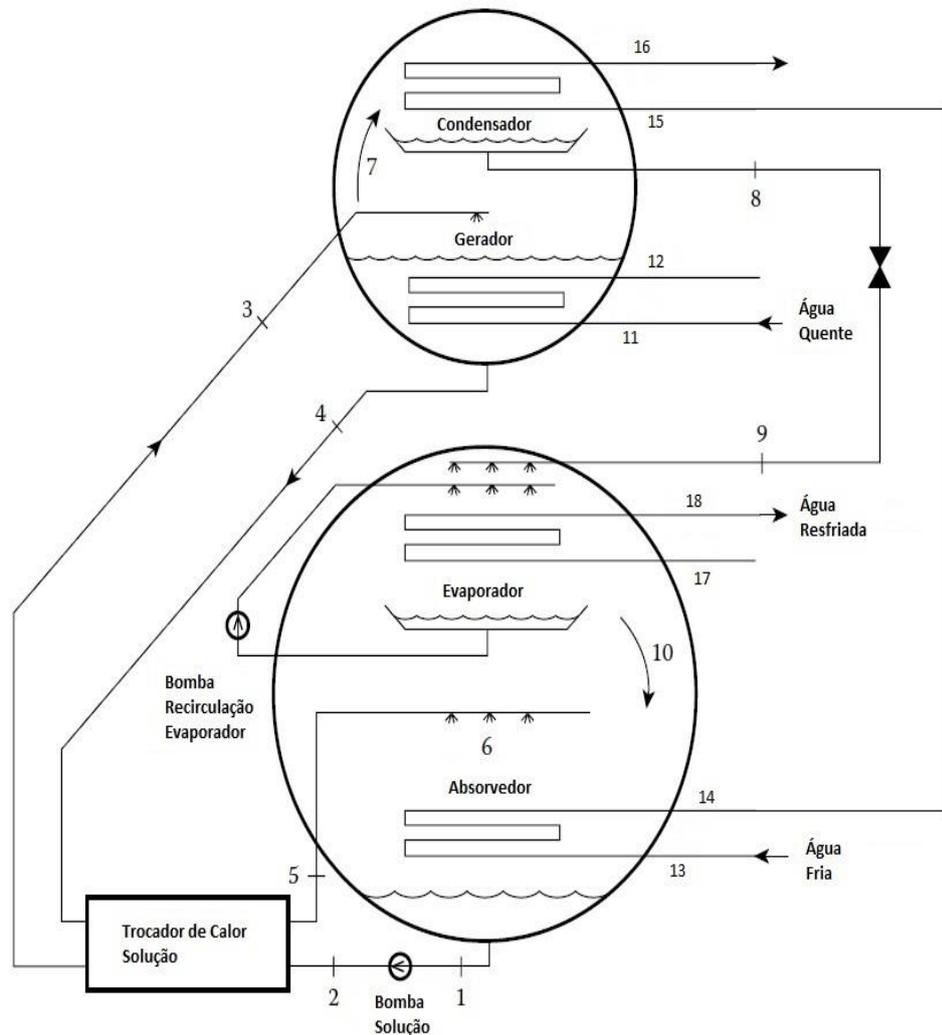


Figura 2 - Chiller de refrigeração por absorção de simples efeito de brometo de lítio e água. (HEROLD; RADERMACHER; KLEIN, 2016)



### 3.2. Análise termodinâmica do ciclo

Para a análise do ciclo foi abordado cada componente individualmente aplicando os balanços de energia e conservação de massa descritos por ASHRAE, (2017). As condições adotadas foram regime permanente, perdas de carga desprezíveis, bombas isentrópicas, expansões adiabáticas e as capacitâncias (UA) constantes, (HEROLD; RADERMACHER; KLEIN, 2016). Os estados assumidos nos diferentes pontos do ciclo podem ser acompanhados pela Tabela 1.

Os estados 1, 4, 8 e 10 são assumidos como estados saturados. Na prática os líquidos são sub-resfriados e o vapor superaquecido, porém, para uma modelagem de primeira ordem, experimentos mostram que a hipótese é precisa. O estado 7 é assumido vapor superaquecido por se tratar somente de água e se encontrar acima da temperatura de saturação no gerador. Os estados 6 e 9 apresentam um estado de duas fases, em que o líquido é espirrado na saída das válvulas de expansão e parte muda de fase para vapor.

Tabela 1 – Estados termodinâmicos e hipóteses assumidas em cada ponto do ciclo.

Ponto	Estado físico	Substância	Hipóteses assumidas
01	Líquido saturado	LiBr-H <sub>2</sub> O	Vapor inexistente
02	Líquido sub-resfriado	LiBr-H <sub>2</sub> O	Bomba Isentrópica
03	Líquido sub-resfriado	LiBr-H <sub>2</sub> O	Deduzido a partir do trocador
04	Líquido saturado	LiBr-H <sub>2</sub> O	Vapor inexistente
05	Líquido sub-resfriado	LiBr-H <sub>2</sub> O	Deduzido a partir do trocador
06	Vapor-Líquido	LiBr-H <sub>2</sub> O	Expansão adiabática
07	Vapor superaquecido	H <sub>2</sub> O	Somente vapor de água
08	Líquido saturado	H <sub>2</sub> O	Água líquida pura
09	Vapor-Líquido	H <sub>2</sub> O	Expansão adiabática
10	Vapor saturado	H <sub>2</sub> O	Somente vapor de água

As equações de conservação da massa e da energia estão apresentadas nas Eqs. (1) e (2) de forma geral e foram aplicadas em cada componente individualmente. As energias cinéticas e potencial foram consideradas desprezíveis.

$$\sum_{in} \dot{m}_{in} = \sum_{out} \dot{m}_{out} \quad (1)$$

$$\dot{Q} + \sum_{in} \dot{m}_{in} h_{in} = \sum_{out} \dot{m}_{out} h_{out} + \dot{W} \quad (2)$$

O gerador, absorvedor, evaporador e condensador efetuam trocas de calor com fluxos externos. Portanto, para estes componentes devem se determinadas fluxos de calor ( $W/m^2$ ) como mostrado pela seguinte equação. (INCROPERA et al., 2008)

$$\dot{Q}_x = U_x A_x LMTD_x \quad (3)$$

Na Eq. (3),  $U_x$  é o coeficiente global de transferência de calor do componente  $x$ ,  $A_x$  é a área superficial total na qual acontece a transferência de calor no componente  $x$  e  $LMTD_x$  é a diferença de temperatura média logarítmica do componente  $x$ .

O coeficiente de performance,  $COP$ , do ciclo de refrigeração é determinado pela equação abaixo: (ASHRAE, 2017)

$$COP = \frac{\dot{Q}_e}{\dot{Q}_g} \quad (4)$$

A fim de completar o sistema de equações os fluxos de calor para cada componente foram comparados com a equação de fluxo de calor que leva em conta as diferenças de temperatura no trocador interno do componente e o calor específico do fluido de trabalho que o percorre, neste caso água. (INCROPERA et al., 2008). Segue equação abaixo:

$$\dot{Q}_x = cp * \dot{m}_x (\Delta T) \quad (5)$$

## 4. METODOLOGIA

Para a análise teórica de primeira ordem sobre o equipamento, utilizou-se o software EES, (*Engineering Equation Solver*, F-CHART SOFTWARE) para a solução do sistema de equações que constitui o modelo do ciclo. Os parâmetros de operação foram as temperaturas de entrada, vazão dos fluxos externos de água quente, de água fria, de água resfriada e da efetividade do trocador,  $\varepsilon_t$ .

A vazão de água fria percorre inicialmente o absorvedor e segue para o condensador. A água resfriada percorre unicamente o evaporador e a água quente, unicamente o gerador. Na análise foi considerado que o fluxo de água fria percorre separadamente absorvedor e condensador.

Iremos observar os parâmetros variando da seguinte forma:

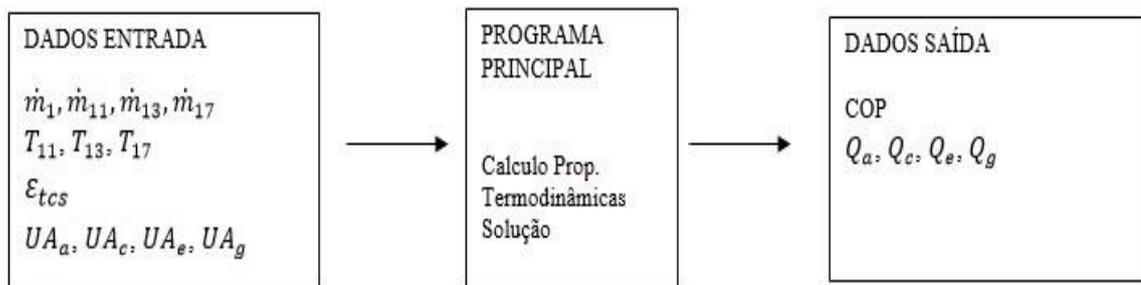
- Temperaturas de entrada água quente: 70°, 83°, 95°, 108° e 120°C.
- Temperatura de entrada água fria: 19°, 24°, 29°, 34° e 39°C
- Temperatura de entrada água resfriada: 8°, 10°, 12°, 14° e 16°C.
- Vazão de água fria: 9, 13, 17, 21 e 25 kg/s.

Cada parâmetro foi analisado mantendo-se os demais parâmetros no valor médio. A configuração geral da simulação seguiu os dados fornecidos pelo catálogo do fabricante Carrier, chiller modelo 16LJ-11 de capacidade de refrigeração de 264 kW. A escolha dos valores levou em consideração a norma referente a estes equipamentos (AHRI 560, 2000).

Foi realizada uma simulação desconsiderando os fluxos de água externos para se estimar a capacidade térmica e vazão interna. Utilizando como base a carga de refrigeração do equipamento, calculou-se cada fluxo de calor nos componentes e por eles a diferença da temperatura média logarítmica para estimar a capacitância dos trocadores para cada componente. As capacitâncias foram estimadas conforme dito anteriormente pois o fabricante não fornece dados suficientes para o cálculo dos seus valores reais. O gerador ficou com  $UA_g = 61 \text{ kW}/^\circ\text{C}$ , o absorvedor com  $UA_a = 47 \text{ kW}/^\circ\text{C}$ , o condensador com  $UA_c = 20 \text{ kW}/^\circ\text{C}$  e o evaporador com  $UA_e = 45 \text{ kW}/^\circ\text{C}$ .

Logo, foram determinadas as propriedades termodinâmicas para cada estado e na sequência foi obtida a solução do sistema de equações. Tendo como resultado as taxas de calor em cada componente e o comportamento do COP do sistema. Como pode ser visto pela Figura 3.

Figura 3 – Diagrama do programa de simulação.



### 4.1. Absorvedor

No absorvedor a solução absorve o refrigerante em estado de vapor, enquanto troca calor com um fluxo externo de água fria. Aplicando a primeira Lei da Termodinâmica para um volume de controle sobre o absorvedor e as hipóteses já citadas, temos as seguintes equações para balanço de massa e conservação de energia sobre o componente:

$$\dot{m}_1 = \dot{m}_6 + \dot{m}_{10} \quad (6)$$

$$\dot{m}_6 X_6 = \dot{m}_1 X_1 \quad (7)$$

$$\dot{Q}_a = (\dot{m}_{10} - \dot{m}_1)h_{10} + \dot{m}_6 h_6 \quad (8)$$

Na Eq. (7), a concentração do refrigerante foi considerada no balanço levando em consideração os estados físicos apresentado na Tabela 3, onde no ponto 10, água pura é reabsorvida na solução. O processo de absorção foi considerado adiabático. A troca de calor e a absorção estão relacionados pela Eq. (8) (GUIMARÃES, 2011). A troca de calor com a água fria que percorre o absorvedor é obtida aplicando as Eqs. (9) – (11).

$$\dot{Q}_a = U_a A_a LMTD_a \quad (9)$$

$$\dot{Q}_a = cp * \dot{m}_{13} (T_{14} - T_{13}) \quad (10)$$

$$LMTD_a = \frac{(T_6 - T_{14}) - (T_1 - T_{13})}{\ln \frac{T_6 - T_{14}}{T_1 - T_{13}}} \quad (11)$$

## 4.2. Gerador

No gerador a solução troca calor com um fluido a maior temperatura, o refrigerante se evapora e segue para o condensador. As Eqs. (12) – (14) estabelecem o balanço de massa e a conservação de energia, após aplicar a primeira lei da Termodinâmica sobre um volume de controle:

$$\dot{m}_3 = \dot{m}_4 + \dot{m}_7 \quad (12)$$

$$\dot{m}_3 X_3 = \dot{m}_4 X_4 \quad (13)$$

$$\dot{Q}_g = \dot{m}_7 h_7 + \dot{m}_4 h_4 - \dot{m}_3 h_3 \quad (14)$$

A Eq. (13) considera a concentração do refrigerante. No ponto 7 tem-se a saída de água evaporada da solução. Na análise da transferência de calor indireta, entre a solução e a água quente que percorre o gerador, são utilizadas as Eqs. (15) e (16).

$$\dot{Q}_g = U_g A_g LMTD_g \quad (15)$$

$$\dot{Q}_g = cp * \dot{m}_{11} (T_{11} - T_{12}) \quad (16)$$

$$LMTD_g = \frac{(T_{11} - T_4) - (T_{12} - T_7)}{\ln \frac{T_{11} - T_4}{T_{12} - T_7}} \quad (17)$$

## 4.3. Condensador

No condensador o vapor do refrigerante perde calor devido ao fluxo de água fria que o percorre e deixa o condensador como líquido saturado. Para o volume de controle no aplicam-se as Eqs. (18) e (19).

$$\dot{m}_7 = \dot{m}_8 = \dot{m}_9 \quad (18)$$

$$\dot{Q}_c = \dot{m}_8(h_7 - h_8) \quad (19)$$

Em relação à transferência de calor entre o refrigerante e a água fria, as seguintes equações são utilizadas.

$$\dot{Q}_c = U_c A_c LMTD_c \quad (20)$$

$$\dot{Q}_c = cp * \dot{m}_{15}(T_{16} - T_{15}) \quad (21)$$

$$LMTD_c = \frac{(T_{15} - T_8) - (T_{16} - T_8)}{\ln \frac{T_{15} - T_8}{T_{16} - T_8}} \quad (22)$$

#### 4.4. Evaporador

No evaporador a troca de calor entre o refrigerante e um fluido que precisa ser resfriado. O fluido resfriado é geralmente água neste tipo de sistemas. O refrigerante é evaporado neste processo. Para o volume de controle envolvendo o evaporador as seguintes equações são utilizadas.

$$\dot{m}_{10} = \dot{m}_9 \quad (23)$$

$$\dot{Q}_e = \dot{m}_{10}(h_{10} - h_9) \quad (24)$$

Na prática, parte do refrigerante não se evapora e um resíduo líquido dele volta para o absorvedor. Isto foi desconsiderado nesta análise como pode ser visto na Eq. (23). A troca de calor com o fluxo de água resfriada é representado pelas Eq. (25) – (27).

$$\dot{Q}_e = U_e A_e LMTD_e \quad (25)$$

$$\dot{Q}_e = cp * \dot{m}_{17}(T_{17} - T_{18}) \quad (26)$$

$$LMTD_e = \frac{(T_{17} - T_{10}) - (T_{18} - T_9)}{\ln \frac{T_{17} - T_{10}}{T_{18} - T_9}} \quad (27)$$

#### 4.5. Trocador de calor para a solução ou regenerador

No regenerador a solução diluída troca calor com a solução concentrada para diminuir a necessidade de calor externo no gerador e diminuir o calor rejeitado no absorvedor. Aplicando uma análise ao volume de controle envolvendo o regenerador, temos:

$$\dot{m}_2 = \dot{m}_3 = \dot{m}_1 \quad (28)$$

$$\dot{m}_4 = \dot{m}_5 = \dot{m}_6 \quad (29)$$

$$\dot{Q}_t = \dot{m}_3(h_3 - h_2) = \dot{m}_5(h_4 - h_5) \quad (30)$$

O trocador de calor da solução foi caracterizado pela relação apresentada na Eq. (31) (HEROLD; RADERMACHER; KLEIN, 2016). A efetividade do trocador da solução usada foi de 0,75.

$$\varepsilon_t = \frac{T_4 - T_5}{T_4 - T_2} \quad (31)$$

#### 4.6. Validação do modelo.

O modelo foi testado usando dados disponíveis na literatura. Os resultados foram comparados com aqueles apresentados na análise feita por Bakhtiari et al., (2011). Bakhtiari et al. desenvolveram um modelo termodinâmico que foi validado experimentalmente utilizando um chiller de 14kW de capacidade de refrigeração. O modelo foi posteriormente aplicado a um processo Kraft de celulose. Os autores do referido artigo não disponibilizaram todos os dados do chiller utilizado para a validação experimental impossibilitando sua utilização no presente trabalho. Portanto, o modelo desenvolvido no presente trabalho foi validado por comparação com as simulações de Bakhtiari et al., (2011), os dados da análise podem ser observados na Tabela 2.

Aplicando o modelo desenvolvido no presente trabalho foram obtidos resultados próximos aos valores obtidos por Bakhtiari et al., com erros relativos para as taxas de calor de 7,05% no absorvedor, 7,25% no gerador, 7,25% no evaporador e 7,80% no condensador.

O COP obtido foi de 0,76 enquanto para o modelo de Bakhtiari et al. o COP foi de 0,75. Estas diferenças se deram principalmente devido ao fato de os coeficientes globais (U) do artigo serem calculados individualmente e de formas diferentes para cada componente (OCHOA et al., 2017). Um resumo dos resultados se encontra na Tabela 3.

Tabela 2 – Parâmetros de entrada análise térmica sobre processo Kraft de celulose. (BAKHTIARI et al., 2011)

Variável	Unidade	Valores
Vazão absorvedor	kg/s	3,9
Vazão água quente	kg/s	0,63
Vazão água fria	kg/s	19,0
Vazão água resfriada	kg/s	27,8
Temp. ent. água quente	°C	144,0
Temp. ent. água fria	°C	57,0
Temp. ent. água resfriada	°C	56,1
Capacitância absorvedor (UA)	kW/°C	62,2
Capacitância gerador (UA)	kW/°C	82,9
Capacitância condensador (UA)	kW/°C	89,0
Capacitância evaporador (UA)	kW/°C	171,6
Efetividade regenerador	-	0,7

Tabela 3 – Comparativo entre fluxos de calor e COP e erro relativo.

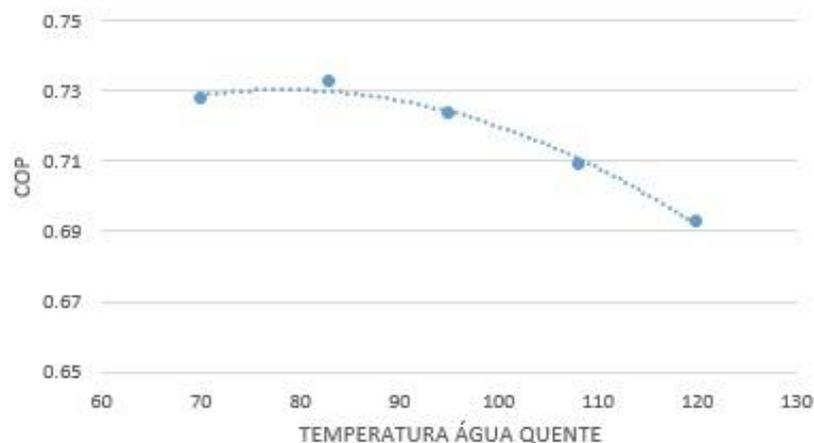
	Unidade	Bakhtiari et al.	Este Trabalho	Erro relativo
$\dot{Q}_a$	kW	1213	1305	7,05%
$\dot{Q}_g$	kW	1268	1367	7,25%
$\dot{Q}_c$	kW	1016	1102	7,80%
$\dot{Q}_e$	kW	961	1040	7,60%
COP		0,75	0,76	0,01%

## 5. RESULTADOS

### 5.1. Temperatura entrada água quente.

A variação da temperatura de água quente sobre o sistema mostrou que o COP não é muito sensível a este parâmetro. Variando pouco para um grande intervalo de temperaturas. Mostrou também que o COP aumenta até um valor máximo e então começa a diminuir. Tal comportamento pode ser observado na Figura 4. Considerando a capacidade térmica do sistema, é coerente o decréscimo do COP uma vez que a energia fornecida comece a ultrapassar este valor, onde ocorrerá um aumento da vazão de refrigerante além da capacidade do sistema, levando a perdas energéticas. Considerando que se trata de um sistema onde cada variação de parâmetro afeta o comportamento de todos seus componentes, a ponto máximo que aparece na curva, em torno de 83°C, não pode ser tido como o melhor valor sem uma análise de otimização exaustiva. Porém representa uma boa estimativa do ponto ideal.

Figura 4 – Variação do COP sobre água quente.



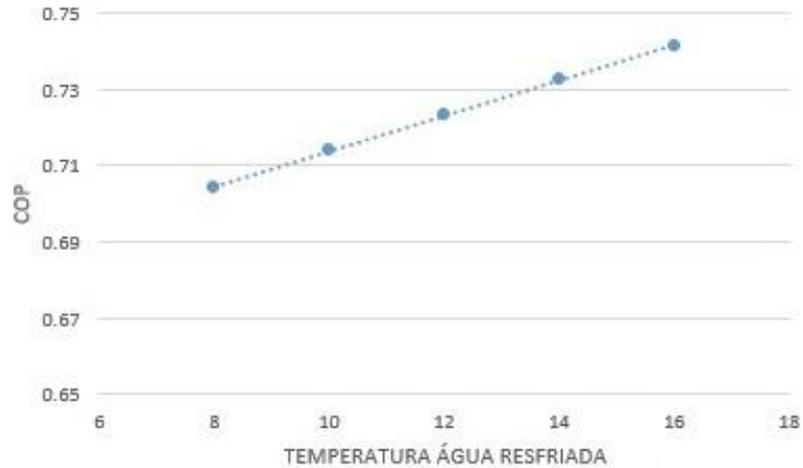
### 5.2. Temperatura entrada da água resfriada.

A temperatura de água resfriada mostrou um impacto direto sobre o COP, sendo que pequenas elevações de temperatura aumentam o valor do COP. A Figura 5 mostra um relação quase linear. Porém, a temperatura de saída também aumenta, o que coloca em questão aumentar muito a temperatura de água resfriada.

Este parâmetro relaciona as trocas do refrigerante no evaporador mas também está relacionado com o gerador, dependendo da carga térmica que ele fornece para efetuar as trocas

de calor no evaporador. As temperaturas do evaporador e do gerador também determinam o estado físico em que se encontrará o refrigerante e a água resfriada na saída, portanto, essas temperaturas têm valores mínimos aceitáveis. O aumento no COP devido ao aumento da temperatura resfriada está relacionado à diminuição da exigência sobre o sistema.

Figura 5 – Variação do COP sobre água resfriada.



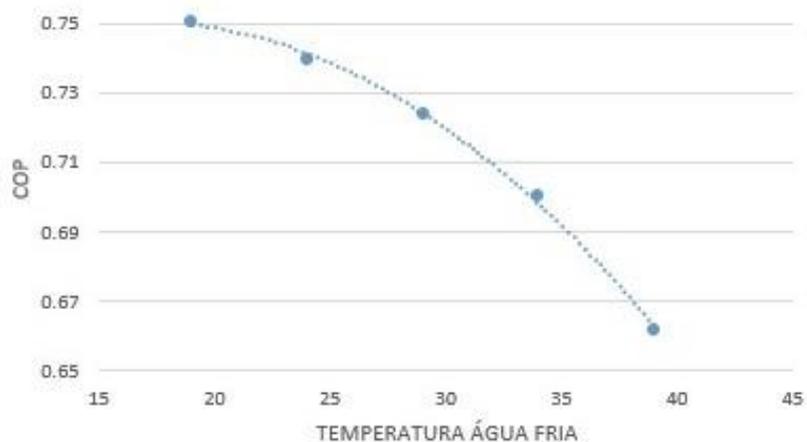
### 5.3. Temperatura entrada da água fria.

Aumentar a temperatura da água fria resulta na diminuição do COP, impactando de forma negativa o sistema. Este foi o parâmetro que influenciou de forma mais significativa o COP, como pode ser observado na Figura 6.

Considerando o sistema, este fluxo percorre internamente o absorvedor e o condensador, e a sua temperatura, ou carga térmica, é a que promove a rejeição de calor do refrigerante no condensador e a absorção de vapor pela solução no absorvedor.

Um aumento em sua temperatura de entrada, aumenta conseqüentemente as temperaturas internas da solução diluída e refrigerante, dificultando os processos citados anteriormente, e conseqüentemente diminuindo a performance do sistema.

Figura 6 – Variação do COP sobre água fria.



#### 5.4. Vazão de água fria.

A vazão de água fria se mostrou menos significativa do que a temperatura de entrada de água fria. Enquanto que incrementos na vazão sempre resultam num valor melhor de COP, os valores obtidos são muito próximos, como pode ser observado na Figura 7. O COP apresenta um comportamento quase constante na faixa de vazões considerada.

A vazão de água fria foi o parâmetro, analisado singularmente, que menos impactou o sistema. Isto se deve ao fato que a temperatura da água fria é dominante sobre as trocas de calor no absorvedor e condensador. O aumento do COP pelo aumento da vazão se deve à diminuição da temperatura da água fria devido ao aumento das trocas de calor que estão relacionadas à intensidade da vazão.

Figura 7 – Variação do COP sobre vazão de água fria.



#### 5.5. Análise da melhor configuração.

Como mencionado anteriormente, cada parâmetro foi avaliado mantendo os demais fixos. Considerando que cada variação destes impactam o sistema como um todo, buscou-se verificar os valores de cada parâmetro que produziram os melhores valores do COP. Para o chiller estudado a configuração para a qual se obteve uma melhor performance envolve os seguintes valores:

- Temperatura de entrada de água fria de 20° C,
- Vazão de água fria de 20 kg/s,
- Temperatura de entrada de água quente de 89° C
- Temperatura de entrada de água resfriada de 12°C,

Utilizando os valores acima foi alcançando um COP de aproximadamente 0,76. Embora nenhum parâmetro tenha apresentado um COP deste valor na análise individual.

### 6. CONCLUSÕES

No presente trabalho foi desenvolvido um estudo sobre o ciclo de refrigeração por absorção de simples efeito e sobre a influência dos parâmetros de entrada, em análise de primeira ordem. A solução estudada foi brometo de lítio e água.

Observou-se que o parâmetro que mais afeta o COP do sistema é a temperatura da água fria, onde a diminuição da temperatura de entrada promove um aumento na performance de refrigeração do sistema. Constatou-se que a temperatura de entrada de água fria é o parâmetro que rege as trocas no absorvedor e no condensador, portanto, apresentou um impacto acentuado sobre o desempenho do sistema. A vazão da água fria apresentou uma influência pouco significativa.

O COP apresentou pouca sensibilidade com respeito às variações na temperatura de entrada da água quente. Porém, foi observado um valor crítico de entrada onde incrementos a partir deste valor apenas diminuem o COP relacionado às perdas energéticas que ocorrem quando a energia no gerador supera a capacidade do sistema. A temperatura de água resfriada embora afete o COP também aumenta sua temperatura de saída o que faz seu incremento desinteressante para fins de refrigeração.

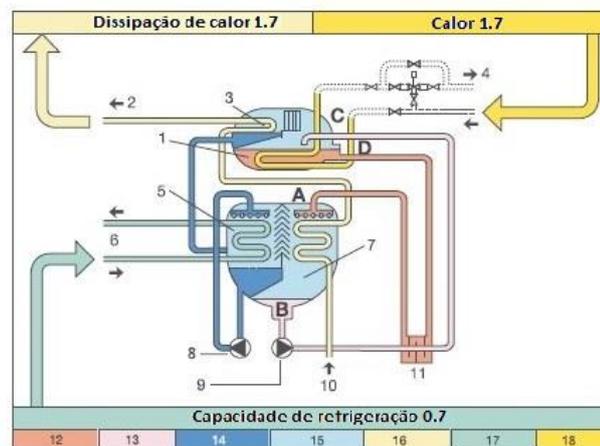
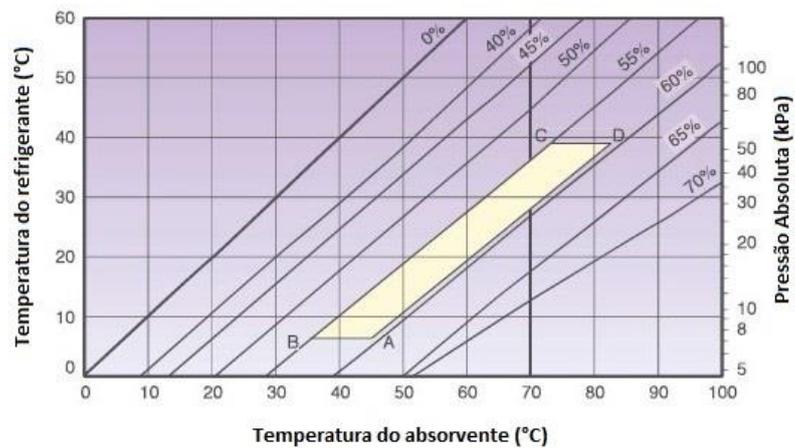
Os valores dos parâmetros de entrada que apresentaram resultados com COP mais elevados, foram usados como uma estimativa para se encontrar a melhor configuração do sistema. Nessa configuração o sistema atingiu um COP de aproximadamente 0,76.

## 7. REFERENCIAS BIBLIOGRÁFICAS

- AHRI 560. AHRI Standard 560-2000 Standard for absorption water chilling and water heating packages. **Distribution**, 2000.
- ALVES, L. G. **Análise térmica e exérgica de máquinas de absorção de simples efeito**. Guaratinguetá, UNESP, 2018.
- ASHRAE. **ASHRAE fundamental handbook SI**. Atlanta, 2017.
- BAKHTIARI, B. et al. A model for analysis and design of H<sub>2</sub>O-LiBr absorption heat pumps. **Energy Conversion and Management**, v. 52, n. 2, p. 1439–1448, 2011.
- CANTARUTTI, B. R. Análise Teórico-Experimental de um Sistema de Refrigeração por Absorção de Simples Efeito Utilizando H<sub>2</sub>O-LiBr. p. 155, 2011.
- F-CHART SOFTWARE. **Engineering Equation Solver**. Madison. Disponível em: <<http://fchartsoftware.com/ees/>>
- GUIMARÃES, L. G. M. Universidade federal de são joão del-rei centro federal de educação tecnológica de minas gerais departamento de engenharia mecânica programa de pós-graduação em engenharia da energia. 2011.
- HEROLD, K.; RADERMACHER, R.; KLEIN, S. **Applications of Absorption Chillers and Heat Pumps**. 2. ed. Florida, 2016.
- INCROPERA, F. P. et al. **Fundamentos de transferência de calor e de massa**. 6. ed. Rio de Janeiro, 2008.
- NORBERTO, L. G. DE M. **Análise De Um Sistema De Refrigeração Por Absorção Com Mistura Água-Brometo de lítio**. Natal, UFRGN, 2018.
- 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/H<sub>2</sub>O. **Energy Conversion and Management**, v. 136, p. 270–282, 2017.
- SCHÖPFER, M. D.; DE CAMPOS, J. A. C. F. Absorption chillers: their feasibility in district heating networks and comparison to alternative technologies Energy Engineering and Management Examination Committee. n. March, 2015.

## 8. ANEXOS

Figura A.1 – Representação do ciclo do chiller Carrier 16LJ e gráfico de concentrações da solução. [Carrier-Sanyo, 16LJ 11-53]



### Legenda

- |                          |                           |
|--------------------------|---------------------------|
| 1. Gerador               | 10. Água fria             |
| 2. Água fria             | 11. Regenerador           |
| 3. Condensador           | 12. Solução concentrada   |
| 4. Água quente           | 13. Solução diluída       |
| 5. Evaporador            | 14. Refrigerante          |
| 6. Água resfriada        | 15. Vapor do refrigerante |
| 7. Absorvedor            | 16. Água fria             |
| 8. Bomba do refrigerante | 17. Água resfriada        |
| 9. Bomba do absorvente   | 18. Água quente           |

## 9. APÊNDICE

Apêndice A1 – Simulação realizada no EES utilizando valores de entrada médios  
(catálogo Carrier-Sanyo, 16LJ 11)

```
$UnitSystem SI CkPa kJ mass
$Tabstops 0.2 4in
```

```
function LMTD(T1,T2,T3,T4)
  dTa=T1-T2
  dTb=T3-T4
  if (dTa=dTb) then
    LMTD=dTa
  else
    if (dTa<0) or (dTb<0) then
      LMTD=0
    else
      LMTD=(dTa-dTb)/LN(dTa/dTb)
    endif
  endif
end
```

```
{entradas}
cp=4.2
x[7]=0
m_dot[1]=1.78[kg/s]
epsilon_shx=0.75
m_dot[11]=10
m_dot[13]=17
m_dot[15]=m_dot[13]
m_dot[17]=11
UA_g=61
UA_a=47
UA_c=20
UA_e=45
T[11]=95
T[13]=29
T[15]=T[13]
T[17]=12
```

```
{estado saturado}
PH=pressure(water,T=T[8],x=0)
PL=pressure(water,T=T[10],x=1)
T[1]=TSat_LiBrSSC(PL,x[1])
T[4]=TSat_LiBrSSC(PH,x[4])
```

```

{balaços de massa}
{absorv}
Check_abs_mass=-m_dot[1]+m_dot[10]+m_dot[6]
Check_abs_LiBr=m_dot[1]*x[1]-m_dot[6]*x[6]
{gerador}
m_dot[3]=m_dot[4]+m_dot[7]
m_dot[3]*x[3]=m_dot[4]*x[4]
{condens}
m_dot[8]=m_dot[7]
x[8]=x[7]
{valv exp refrig}
m_dot[9]=m_dot[8]
x[9]=x[8]
{evapor}
m_dot[10]=m_dot[9]
x[10]=x[9]
{bomba}
m_dot[2]=m_dot[1]
x[2]=x[1]
{valv exp solu}
m_dot[6]=m_dot[5]
x[6]=x[5]
{trocador calor soluçao}
m_dot[5]=m_dot[4]
x[5]=x[4]
m_dot[3]=m_dot[2]
x[3]=x[2]

{balanços de energia}
Q_dot_a=-m_dot[1]*h[1]+m_dot[10]*h[10]+m_dot[6]*h[6]
Q_dot_g=-m_dot[3]*h[3]+m_dot[4]*h[4]+m_dot[7]*h[7]
Q_dot_c=-m_dot[8]*h[8]+m_dot[7]*h[7]
Q_dot_e=-m_dot[9]*h[9]+m_dot[10]*h[10]
h[9]=h[8]
h[6]=h[5]
W_dot=m_dot[2]*h[2]-m_dot[1]*h[1]
Q_dot_shx=-m_dot[5]*h[5]+m_dot[4]*h[4]
Q_dot_shx=-m_dot[2]*h[2]+m_dot[3]*h[3]

{entalpias}
h[1]=h_LiBrSSC(T[1],x[1])
h[2]=h_LiBrSSC(T[2],x[2])
h[3]=h_LiBrSSC(T[3],x[3])
h[4]=h_LiBrSSC(T[4],x[4])
h[5]=h_LiBrSSC(T[5],x[5])
h[6]=h_LiBrSSC(T[6],x[6])
h[7]=enthalpy(water,T=T[7],P=PH)
h[8]=enthalpy(water,T=T[8],x=0)
h[9]=enthalpy(water,T=Q[9],P=PL)
h[10]=enthalpy(water,T=T[10],x=1)

```

{Modelo trocador solu}

$$\epsilon_{shx} = (T[4] - T[5]) / (T[4] - T[2])$$

{saida gerador}

$$T[7] = T_{Sat\_LiBrSSC}(PH, X[3])$$

{bomba isoentropica e incompressivel}

$$v1 = v_{LiBrSSC}(T[1], x[1])$$

$$h[2] = h[1] + v1 * (PH - PL)$$

{balanço energia global}

$$Check\_energy = \dot{Q}_g + \dot{Q}_e - \dot{Q}_a - \dot{Q}_c + \dot{W}$$

{COP}

$$COP = \dot{Q}_e / \dot{Q}_g$$

{LMTD}

$$LMTD\_a = LMTD(T[6], T[14], T[1], T[13])$$

$$LMTD\_c = LMTD(T[8], T[15], T[8], T[16])$$

$$LMTD\_g = LMTD(T[11], T[4], T[12], T[7])$$

$$LMTD\_e = LMTD(T[17], T[10], T[18], T[10])$$

{balanço de energia loop}

$$\dot{Q}_a = LMTD\_a * UA\_a$$

$$\dot{Q}_c = LMTD\_c * UA\_c$$

$$\dot{Q}_g = LMTD\_g * UA\_g$$

$$\dot{Q}_e = LMTD\_e * UA\_e$$

$$\dot{Q}_a = cp * \dot{m}[13] * (T[14] - T[13])$$

$$\dot{Q}_c = cp * \dot{m}[15] * (T[16] - T[15])$$

$$\dot{Q}_g = cp * \dot{m}[11] * (T[11] - T[12])$$

$$\dot{Q}_e = cp * \dot{m}[17] * (T[17] - T[18])$$

$$T[9] = \text{temperature}(\text{water}, P = PL, x = Q[9])$$

$$LMTD\_shx = LMTD(T[4], T[3], T[5], T[2])$$

$$UA\_shx = \dot{Q}_a / LMTD\_shx$$