



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

YURI RUFINO FISCHER

**MÉTODO DE APROXIMAÇÕES DAS EQUAÇÕES CARACTERÍSTICAS EM  
CHILLER DE ABSORÇÃO**

Recife

2019

YURI RUFINO FISCHER

**MÉTODO DE APROXIMAÇÕES DAS EQUAÇÕES CARACTERÍSTICAS EM  
CHILLER DE ABSORÇÃO**

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. Dr. José Carlos Charamba Dutra.

Recife

2019

Catálogo na fonte  
Bibliotecária Margareth Malta, CRB-4 / 1198

F529M Fischer, Yuri Rufino  
Método de aproximações das equações características em *chiller* de absorção / Yuri Rufino Fischer - 2019.  
102 folhas, il., gráfs., tabs.

Orientador: Prof. Dr. José Carlos Charamba Dutra.

Dissertação (Mestrado) – Universidade Federal de Pernambuco. CTG. Programa de Pós-Graduação em Engenharia Mecânica, 2019.  
Inclui Referências.

1. Engenharia mecânica. 2. *Chiller*. 3. Refrigeração. 4. Absorção.  
5. Equação característica. 6. Abordagem. I. Dutra, José Carlos Charamba (Orientador). II. Título.

UFPE

621 CDD (22. ed.)

BCTG/2020-115

YURI RUFINO FISCHER

**MÉTODO DE APROXIMAÇÕES DAS EQUAÇÕES CARACTERÍSTICAS EM  
CHILLER DE ABSORÇÃO**

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.

Aprovada em: 29 / 03 / 2019.

**BANCA EXAMINADORA**

---

Prof. Dr. José Carlos Charamba Dutra (Orientador)  
Universidade Federal de Pernambuco

---

Prof. Dr. Alvaro Antonio Ochoa Villa (Examinador Interno)  
Instituto Federal de Pernambuco

---

Prof. Dr. Carlos Antônio Cabral dos Santos (Examinador Externo)  
Universidade Federal da Paraíba

## **AGRADECIMENTOS**

À minha família por todo o suporte, que foi fundamental para a elaboração deste trabalho.

Ao professor José Carlos Charamba Dutra pela orientação, amizade e por toda ajuda imensurável ao longo de todo o curso do mestrado.

A Adilson, Ítalo, Leonardo, Marcos, Mailson e André, por terem dedicado tanto tempo para me apoiarem neste projeto no Laboratório Cogencasa.

A todos os colegas que contribuíram de forma direta ou indireta para a conclusão deste trabalho.

À CAPES pelo apoio financeiro para eu poder exercer as atividades de pesquisa no mestrado.

## RESUMO

Neste estudo foram analisadas abordagens de aperfeiçoamento do método das equações características para *chiller* de absorção de simples efeito de brometo de lítio e água. Este método pode ser desenvolvido de forma simplificada em softwares com dados internos de *chillers* para controlar e prever os seus desempenhos. As abordagens analisadas foram desenvolvidas baseadas nos estudos de Hellmann; Schweigler; Ziegler (1999), Izquierdo (2012) e Hellmann e Ziegler (1999), que utilizaram os dados do *chiller* apresentado por Gommed e Grossman (1990). Foi elaborado um código computacional da modelagem termodinâmica em regime permanente do *chiller* e outro para o método das equações características. Foi desenvolvido também um código computacional que calcula dos desvios entre os valores de fluxo de calor removido pelo *chiller* e coeficiente de performance (COP) que foram calculados pelas equações características e os que foram obtidos pela modelagem termodinâmica. Esses valores de desvios foram analisados para validação de cada abordagem. Por aproximar os valores de desvios encontrados pelas equações características e modelagem termodinâmica e diminuí-los, pode-se chamar este passo a passo de abordagens de aperfeiçoamento como método de aproximações das equações características em *chiller* de absorção. Foi observado que os menores desvios foram encontrados na abordagem que utilizou o ajuste da temperatura de impulso, baseada no estudo Izquierdo (2012), a qual apresentou em geral desvios de calor removido e COP inferiores a 10%. Em seguida foi realizado um estudo de caso para um *chiller* de absorção de simples efeito de brometo de lítio e água de 10 TR do Laboratório Cogencasa da Universidade Federal de Pernambuco. Neste estudo de caso foi aplicada a sequência de abordagens que finaliza com a baseada no estudo de Izquierdo (2012), visto que foi a que apresentou os menores desvios analisados. Em geral, foram encontrados desvios de fluxo de calor removido pelo *chiller* menores que 10% e de COP inferiores a 5%. Foi realizada também uma comparação entre os valores de calor removido e COP encontrados no *datasheet* do mesmo *chiller* e os obtidos pela última abordagem de aperfeiçoamento do método e, apesar das hipóteses simplificadoras iniciais, os desvios foram em geral também menores que 10%. Logo, as abordagens de aperfeiçoamento do método das equações características possibilitam um aprimoramento no controle de performance de *chillers* de absorção.

Palavras-chave: *Chiller*. Refrigeração. Absorção. Equação característica. Abordagem.

## ABSTRACT

In this study, we have analyzed approaches of improvement of the method of the characteristic equations for chillers of absorption of simple effect of lithium bromide and water. This method can be developed in a simplified way in software with internal chillers data to control and predict its performances. The analyzed approaches were developed based on the studies of Hellmann; Schweigler; Ziegler (1999), Izquierdo (2012) and Hellmann and Ziegler (1999), who used data from the chiller presented by Gommed and Grossman (1990). A computational code was developed for the thermodynamic modeling of the chiller and another for the characteristic equations method. A computational code was also developed that calculates the deviations between the values of heat flow removed by the chiller and the performance coefficient (COP) that were calculated by the characteristic equations and those obtained by thermodynamic modeling. These deviation values were analyzed to validate each approach. By approaching the values of deviations found by the characteristic equations and thermodynamic modeling and decreasing them, one can call this step-by-step improvement approaches as an approaching method of the characteristic equations in an absorption chiller. It was observed that the lowest deviations were found in the approach that used thrust temperature adjustment, based on the study of Izquierdo (2012), which presented, in general, heat deviations removed and COP less than 10%. Then it was carried out a case study for a 10 TR lithium bromide and water simple absorption chiller of the Laboratory Cogencasa of the Federal University of Pernambuco. In this case study, the sequence of approaches that ends with the approach based on the study by Izquierdo (2012) was applied, since it was the one that presented the lowest deviations analyzed. In general, deviations of heat removed by the chiller less than 10% and deviations of the COP less than 5% were found. A comparison was also made between the values of heat removed and COP found in the datasheet of the same chiller and those obtained by the last method improvement approach and, in spite of the initial simplifying hypotheses, the deviations were also also generally less than 10%. Therefore, the improvement approaches of the characteristic equations method allow an enhancement in the performance control of absorption chillers.

Keywords: Chiller. Refrigeration. Absorption. Characteristic equation. Approach.

## LISTA DE FIGURAS

|   |    |
|---|----|
| Figura 1 - Máquina de absorção criada por Ferdinand Carré .....   | 27 |
| Figura 2 - Primeiro chiller de duplo efeito lançado pela Kawazaki .....   | 29 |
| Figura 3 - Ciclo básico de absorção .....   | 30 |
| Figura 4 - Chiller de absorção de simples efeito de LiBr/H <sub>2</sub> O.....                                    | 33 |
| Figura 5 - Chiller de absorção de duplo efeito de LiBr/H <sub>2</sub> O .....                                     | 34 |
| Figura 6 - Chiller de absorção de triplo efeito de LiBr/H <sub>2</sub> O .....                                    | 35 |
| Figura 7 - Chiller de absorção com recuperador de calor GAX.....  | 36 |
| Figura 8 - Torre de resfriamento em contracorrente de tiragem mecânica forçada .....                              | 38 |
| Figura 9 - Torre de resfriamento de fluxo cruzado de tiragem mecânica induzida.....                               | 38 |
| Figura 10 - Circuitos do chiller de absorção WFC-SC10.....  | 40 |
| Figura 11 - Gerador .....   | 42 |
| Figura 12 - Condensador .....   | 44 |
| Figura 13 - Válvula de expansão do refrigerante .....   | 45 |
| Figura 14 - Evaporador.....   | 47 |
| Figura 15 - Absorvedor .....  | 48 |
| Figura 16 - Bomba da solução.....   | 50 |
| Figura 17 - Trocador de calor da solução .....  | 52 |
| Figura 18 - Válvula de expansão da solução .....  | 53 |
| Figura 19 - Diagrama de Dühring para uma solução de brometo de lítio e água (LiBr/H <sub>2</sub> O). 60           |    |
| Figura 20 - Fluxograma do código computacional realizado da modelagem termodinâmica..                             | 66 |
| Figura 21 - Desvios de $QE$ da primeira abordagem .....   | 72 |
| Figura 22 - Desvios de COP da primeira abordagem .....  | 73 |
| Figura 23 - 1ª abordagem.....   | 74 |
| Figura 24 - Desvios de $QE$ da segunda abordagem.....   | 76 |
| Figura 25 - Desvios de COP da segunda abordagem .....   | 77 |
| Figura 26 - 2ª abordagem.....   | 78 |
| Figura 27 - Ajuste linear de $SE$ e $\Delta\Delta t_{minE}$ pela temperatura de elevação ( $\Delta t_{el}$ )..... | 79 |
| Figura 28 - Ajuste linear de $SE$ e $\Delta\Delta t_{minE}$ pela temperatura de impulso ( $\Delta t_i$ ) .....    | 80 |
| Figura 29 - Desvios de $QE$ da terceira abordagem.....  | 81 |
| Figura 30 - Desvios de $QG$ da terceira abordagem.....  | 82 |
| Figura 31 - Desvios de COP da terceira abordagem .....  | 83 |

|  |    |
|--|----|
| Figura 32 - 3ª abordagem baseada no estudo de Hellmann e Ziegler (1999).....   | 84 |
| Figura 33 - 3ª abordagem baseada no estudo de Izquierdo (2012).....  | 85 |
| Figura 34 - ajuste linear entre $\Delta\Delta t_{minE}$ e $\Delta\Delta t$ .....   | 87 |
| Figura 35 - $\Delta\Delta t_{minE}$ versus $\Delta t_i$ .....  | 88 |
| Figura 36 - $Se$ versus $\Delta t_i$ .....   | 89 |
| Figura 37 - QE e COP encontrados pela terceira abordagem .....   | 90 |
| Figura 38 - Desvios de QE.....   | 91 |
| Figura 39 - Desvios de COP.....  | 92 |
| Figura 40 - Valores de QE do datasheet Yazaki (2016) versus calculados pelas equações<br>características na terceira abordagem.....  | 93 |
| Figura 41 - Valores de COP do datasheet Yazaki (2016) versus calculados pelas equações<br>características na terceira abordagem..... | 94 |

## LISTA DE TABELAS

|   |    |
|---|----|
| Tabela 1 - Parâmetros conhecidos do chiller de absorção de simples efeito.....  | 68 |
| Tabela 2 - Resultados dos parâmetros dos pontos do chiller de absorção obtidos pelo código computacional da modelagem termodinâmica em regime permanente no EES.....            | 69 |
| Tabela 3 - Resultados dos fluxos de calor dos componentes do chiller de absorção obtidos pelo código computacional da modelagem termodinâmica em regime permanente no EES. .... | 69 |
| Tabela 4 - Parâmetros característicos .....   | 70 |
| Tabela 5 - Valores de temperaturas dos circuitos de água externos do chiller utilizados nas próximas abordagens baseadas em Izquierdo (2012) .....                              | 71 |
| Tabela 6 - Valores de temperaturas dos circuitos de água externos do chiller utilizados nas próximas abordagens baseadas em Hellmann; Schweigler; Ziegler (1999)...             | 71 |
| Tabela 7 - Relação linear entre $\Delta\Delta t_{minE}$ e $\Delta\Delta t$ .....  | 75 |
| Tabela 8 - Condutância global dos componentes do chiller.....   | 86 |
| Tabela 9 - Valores obtidos pelo datasheet .....   | 86 |
| Tabela 10 - Parâmetros característicos .....  | 86 |
| Tabela 11 - Valores conhecidos a serem utilizados para as próximas abordagens .....   | 87 |
| Tabela 12 - Relação linear entre $\Delta\Delta t$ e $\Delta\Delta t_{minE}$ .....   | 88 |
| Tabela 13 - Relação linear entre $\Delta\Delta t_{minE}$ e $\Delta t_i$ .....   | 88 |
| Tabela 14 - Relação linear entre $Se$ versus $\Delta t_i$ . ....  | 89 |

## **LISTA DE ABREVIATURAS E SIGLAS**

|          |   |
|----------|---|
| EES      | Solucionador de Equações de Engenharia    |
| UFPE     | Universidade Federal de Pernambuco        |
| COPERGÁS | Companhia Pernambucana de Gás S. A.       |
| FINEP    | Financiadora de Estudos e Projetos        |
| UFPB     | Universidade Federal da Paraíba           |
| IPOPT    | Otimizador de Pontos interiores           |
| ISO      | Organização Internacional de Padronização |

## LISTA DE SÍMBOLOS

| Símbolo                | Denominação                                     | Unidade |
|------------------------|---|---------|
| $\dot{m}$              | vazão   | [kg/s]  |
| T                      | temperatura                                     | [°C]    |
| $\dot{Q}$              | fluxo de calor                                  | [kW]    |
| $\dot{W}$              | potência  | [kW]    |
| $\Delta\Delta t$       | diferença de temperaturas característica total  | [ °C ]  |
| COP                    | coeficiente de performance                      | [ ]     |
| h                      | entalpia  | [kJ/kg] |
| UA                     | condutância global                              | [kW/K]  |
| $T_x$                  | média aritmética interna de temperaturas        | [°C]    |
| $t_x$                  | média aritmética externa de temperaturas        | [°C]    |
| $\Delta\Delta t_{min}$ | diferença de temperaturas característica mínima | [°C]    |
| A, C, G                | taxas de diferença de entalpias                 | [ ]     |
| B                      | parâmetro do diagrama de Dühring                | [ ]     |
| s                      | parâmetro característico                        | [kW/K]  |
| $\alpha$               | parâmetro característico                        | [ ]     |
| $\dot{Q}$              | fluxo de calor                                  | [kW]    |
| x                      | concentração da solução                         | [%]     |
| $\epsilon$             | eficiência                                      | [ ]     |
| $\Delta t_i$           | temperatura externa de impulso                  | [°C]    |
| $\Delta t_{el}$        | temperatura externa de elevação                 | [°C]    |
| $R^2$                  | coeficiente de determinação                     | [%]     |
| Subscritos             |   |         |
| A                      | absorvedor                                      |         |
| G                      | gerador   |         |
| C                      | condensador                                     |         |
| E                      | evaporador                                      |         |
| T                      | trocador de calor                               |         |
| X                      | componente do chiller                           |         |
| b                      | bomba   |         |

|     |                  |
|-----|------------------|
| bs  | bomba da solução |
| i   | impulso          |
| en  | entrada          |
| sai | saída            |
| el  | elevação         |
| sat | saturação        |
| ref | refrigerante     |
| per | perda            |

## SUMÁRIO

|          |   |    |
|----------|---|----|
| <b>1</b> | <b>INTRODUÇÃO</b> .....   | 15 |
| 1.1      | OBJETIVOS .....   | 17 |
| 1.2      | ORGANIZAÇÃO DO PRESENTE TRABALHO.....   | 17 |
| <b>2</b> | <b>LABORATÓRIO COGENCASA</b> .....  | 19 |
| <b>3</b> | <b>ESTADO DA ARTE</b> .....   | 22 |
| 3.1      | REFRIGERAÇÃO POR ABSORÇÃO .....   | 22 |
| 3.2      | EQUAÇÕES CARACTERÍSTICAS .....  | 24 |
| <b>4</b> | <b>REVISÃO DA LITERATURA</b> .....  | 26 |
| 4.1      | HISTÓRICO DA REFRIGERAÇÃO POR ABSORÇÃO .....  | 26 |
| 4.2      | CICLO DE ABSORÇÃO .....   | 29 |
| 4.3      | TIPOS DE CHILLER DE ABSORÇÃO .....  | 32 |
| 4.4      | CHILLER DE ABSORÇÃO QUANTO À SUA SOLUÇÃO .....  | 36 |
| 4.5      | TORRE DE RESFRIAMENTO .....   | 37 |
| <b>5</b> | <b>MODELAGEM TERMODINÂMICA DO CHILLER DE ABSORÇÃO DE<br/>SIMPLES EFEITO UTILIZANDO BALANÇO DE MASSA, ENERGIA E<br/>CONCENTRAÇÃO</b> ..... | 39 |
| 5.1      | GERADOR.....  | 41 |
| 5.2      | CONDENSADOR .....   | 43 |
| 5.3      | VÁLVULA DE EXPANSÃO DO REFRIGERANTE .....   | 45 |
| 5.4      | EVAPORADOR.....   | 46 |
| 5.5      | ABSORVEDOR .....  | 48 |
| 5.6      | BOMBA DA SOLUÇÃO .....  | 49 |
| 5.7      | TROCADOR DE CALOR DA SOLUÇÃO.....   | 51 |
| 5.8      | VÁLVULA DE EXPANSÃO DA SOLUÇÃO.....   | 53 |
| <b>6</b> | <b>MÉTODO DAS EQUAÇÕES CARACTERÍSTICAS</b> .....  | 55 |
| <b>7</b> | <b>METODOLOGIA</b> .....  | 65 |
| 7.1      | ELABORAÇÃO DO CÓDIGO COMPUTACIONAL DA MODELAGEM<br>TERMODINÂMICA DO CHILLER DE ABSORÇÃO .....   | 65 |
| 7.2      | VALIDAÇÃO DAS ABORDAGENS DE APERFEIÇOAMENTO DO MÉTODO<br>DAS EQUAÇÕES CARACTERÍSTICAS EM CHILLER DE ABSORÇÃO E<br>ESTUDO DE CASO .....    | 66 |

|          |   |    |
|----------|---|----|
| <b>8</b> | <b>VALIDAÇÃO DAS ABORDAGENS DE APERFEIÇOAMENTO DO MÉTODO DAS EQUAÇÕES CARACTERÍSTICAS</b> .....                           | 68 |
| 8.1      | VALIDAÇÃO DO CÓDIGO COMPUTACIONAL REALIZADO DAS ABORDAGENS DE APERFEIÇOAMENTO DO MÉTODO DAS EQUAÇÕES CARACTERÍSTICAS..... | 68 |
| 8.1.1    | <b>Primeira abordagem</b> .....   | 70 |
| 8.1.2    | <b>Segunda abordagem</b> .....  | 75 |
| 8.1.3    | <b>Terceira abordagem</b> .....   | 79 |
| 8.2      | ESTUDO DE CASO .....  | 85 |
| <b>9</b> | <b>CONCLUSÃO E SUGESTÃO DE TRABALHOS FUTUROS</b> .....  | 95 |
|          | <b>REFERÊNCIAS</b> .....  | 97 |

## 1 INTRODUÇÃO

A crescente preocupação ambiental nas últimas décadas gerou uma busca em sistemas de maior eficiência energética que também proporcionem menores emissões atmosféricas, o que aumentou a importância de pesquisas em sistemas como o de cogeração, bastante vinculado a sistemas de absorção. Desta forma, tornou-se mais importante controlar e prever o funcionamento destes sistemas e diferentes métodos possibilitaram isso.

Dentre diferentes métodos de controle desenvolvidos para sistemas de absorção, o método das equações características é aquele que possibilita estimar o comportamento de sistemas de absorção através de equações algébricas lineares para estimar parâmetros termodinâmicos importantes em seus funcionamentos como coeficiente de performance (COP) e capacidade de refrigeração. Este método tem como vantagens sua utilização em fase de projeto desses sistemas, ou em fase de controle com equipamentos já projetados e permite que softwares utilizem-no de maneira simplificada.

O método das equações características para sistemas de absorção que utilizam brometo de lítio e água foi apresentado por Takada e Furukawa no século XX na década de 80 (IZQUIERDO, 2012). Após o estudo de Takada e Furukawa, este método foi desenvolvido por diferentes autores até que Hellmann, Schweigler, Ziegler (1999) efetuaram o método das equações características para *chillers* de absorção de simples efeito baseados nas equações de calor e coeficiente de performance.

O método das equações características pode ser aperfeiçoado aproximando os valores calculados por estas equações com os valores obtidos por uma modelagem termodinâmica, como foi observado por Izquierdo (2012). Hellmann; Schweigler; Ziegler (1999) em seu trabalho deste método para *chillers* de absorção de simples efeito realizaram uma primeira abordagem visando o aperfeiçoamento do método, ao comparar estes valores obtidos pela modelagem com os calculados pelas equações características. Em seguida, no mesmo trabalho, os autores desenvolveram uma segunda abordagem aprimorando as equações características através de uma relação linear de parâmetros característicos e obtiveram maior proximidade entre os valores calculados por estas equações com os obtidos pela modelagem termodinâmica. Então, após realizar estas duas abordagens os autores aproximaram os valores encontrados pelas equações características com os obtidos pela modelagem termodinâmica e proporcionaram um aperfeiçoamento ao método das equações características. Posteriormente, outras abordagens foram desenvolvidas por Izquierdo (2012) e Hellmann; Ziegler (1999), o que mostrou que

diferentes abordagens podem aperfeiçoar este método. Izquierdo (2012) nomeou como aproximações as abordagens de aperfeiçoamento do método que busca reduzir os desvios entre os valores calculados pelas equações características e os obtidos pela modelagem termodinâmica. Então, como ocorrem etapas de aproximações desses valores, pode-se chamar este passo a passo de abordagens de aperfeiçoamento como método de aproximações das equações características em *chiller* de absorção.

Tendo em vista a importância do estudo em sistemas de maior eficiência energética e menor impacto ambiental, o Laboratório Cogencasa da Universidade Federal de Pernambuco realiza simulações dinâmicas e em regime permanente de seu sistema de cogeração que possui microturbina a gás e grupo motogerador para gerar energia elétrica e carga térmica, um *chiller* de absorção e uma torre de resfriamento para realizar refrigeração em uma câmara frigorífica bipartida.

O Laboratório Cogencasa tem produzido diferentes trabalhos, estudos relacionados a área de absorção e possui um bom sistema de cogeração montado para pesquisas incentivou a pesquisa desta dissertação no tema da absorção. O método das equações características proporciona capacidade de controle e previsão do funcionamento de *chillers* de absorção do mercado possibilitando maior eficiência e viabilidade em sistemas de absorção, que proporcionam vantagens econômicas e ambientais. A pesquisa sobre as abordagens de aperfeiçoamento do método das equações características pode validar este aprimoramento e motivou o estudo do trabalho referente a este método.

Este trabalho apresenta uma reprodução das abordagens de aperfeiçoamento do método das equações características baseadas nos estudos de Hellmann; Schweigler; Ziegler (1999), Izquierdo (2012) e Hellmann; Ziegler (1999), e foi realizado um estudo de caso deste método para o *chiller* de absorção do Laboratório Cogencasa.

O estudo deste trabalho permitirá uma melhor compreensão do método das equações características, possibilitando sua utilização em softwares para projetar e prever o funcionamento de sistemas de absorção, o que favorece indústrias, estabelecimentos ou setores da sociedade que o utilizem.

A verificação das abordagens do método baseadas nos estudos dos autores analisados possibilitará à comunidade acadêmica observar os resultados encontrados neste trabalho e facilitará o aperfeiçoamento do método em futuras pesquisas.

A contribuição deste trabalho para a melhoria de projetos e controles de sistemas de absorção colabora para maior competitividade destes tipos de sistemas no mercado possibilitando sua maior implementação em diferentes aplicações viáveis técnica e

economicamente de poligeração. Além disso, esta implementação pode proporcionar na prática sistemas com aproveitamento de calor e rejeitos atmosféricos, mais eficientes energeticamente, beneficiando assim também o meio ambiente e a sociedade.

## 1.1 OBJETIVOS

Este trabalho tem como objetivo geral analisar as abordagens de aperfeiçoamento do método das equações características.

São objetivos específicos deste trabalho:

- Realizar uma modelagem termodinâmica de um *chiller* de absorção de simples efeito de brometo de lítio e água em regime permanente no software EES.
- Elaborar um código computacional com o método de aproximações das equações características no software EES baseado nos estudos de Hellmann; Schweigler; Ziegler (1999), Izquierdo (2012) e Hellmann; Ziegler (1999).
- Validar o código computacional elaborado neste trabalho com base nos mesmos estudos dos autores.
- Realizar um estudo de caso do método de aproximações das equações características para o *chiller* de absorção de simples efeito de 10 TR com solução formada por brometo de lítio e água do Laboratório Cogencasa.

## 1.2 ORGANIZAÇÃO DO PRESENTE TRABALHO

No capítulo 1 está a introdução deste trabalho apresentando o tema, a motivação, as contribuições e os objetivos.

O capítulo 2 apresenta o Laboratório Cogencasa, seu sistema de microgeração e pesquisas realizadas.

No capítulo 3 são apresentados recentes estudos sobre refrigeração por absorção e sobre equações características.

No capítulo 4 está apresentada a revisão de literatura da refrigeração por absorção.

O capítulo 5 apresenta a modelagem termodinâmica do *chiller* de absorção.

O capítulo 6 mostra os fundamentos básicos das equações características para *chiller* de absorção.

O capítulo 7 mostra a metodologia da dissertação da elaboração do código computacional da modelagem termodinâmica, da validação das abordagens de aperfeiçoamento

do método das equações características para *chiller* de absorção e do estudo de caso para o *chiller* de absorção do Laboratório Cogencasa.

O capítulo 8 apresenta a validação das abordagens de aperfeiçoamento do método das equações características para *chiller* de absorção, verificando as abordagens baseadas nos estudos de Hellmann; Schweigler; Ziegler (1999), Izquierdo (2012) e Hellmann; Ziegler (1999) e identificando aquelas que apresentam os menores desvios entre os valores calculados pelas equações características e os obtidos pela modelagem termodinâmica. No mesmo capítulo está o estudo de caso para o *chiller* de absorção de 10 TR com par de solução formado por brometo de lítio e água (LiBr/H<sub>2</sub>O) do Laboratório Cogencasa e são aplicadas as abordagens que obtiveram menores desvios na validação.

O capítulo 9 apresenta a conclusão da dissertação e as sugestões para trabalhos futuros.

## 2 LABORATÓRIO COGENCASA

Devido à importância de pesquisas em sistemas de maior eficiência energética e menores impactos ambientais, o Laboratório Cogencasa da Universidade Federal de Pernambuco (UFPE) foi criado em parceria com a Companhia Pernambucana de Gás S. A. (COPERGÁS) e a Financiadora de Estudos e Projetos (FINEP) para pesquisar cogeração em alto desempenho utilizando gás natural como fonte primária.

O sistema de cogeração deste laboratório é constituído por uma microturbina a gás natural de 30 kW, um grupo motogerador a gás natural de 30 kW, um *chiller* de absorção de brometo de lítio e água de 10 TR (35 kW), uma torre de resfriamento, câmara frigorífica com fan-coil, dois trocadores de calor, um termoacumulador de água quente e outro de água gelada.

A cogeração é obtida neste laboratório gerando energia da microturbina e do grupo motogerador e aquecendo água com os gases de exaustão proveniente destes equipamentos, que é levada ao *chiller*, que refrigera por absorção gerando a água gelada que vai ao fan-coil para refrigerar às câmaras frigoríficas.

Diferentes pesquisas já foram realizadas pelo Laboratório Cogencasa como as elaboradas por Melo (2004), Sousa (2005), Ochoa (2010), Ochoa (2014), Ochoa et al. (2016) Avedaño (2016), Pinto (2017), Diógenes (2018), e Silva et al (2019).

Melo (2004) apresentou o projeto do Laboratório Cogencasa e simulou plantas de microcogeração utilizando um módulo de configuração de tarefas para a tomada de decisão em demandas variáveis. Nos diferentes estudos de casos foram encontrados o valor presente líquido ótimo.

Sousa (2005) desenvolveu um modelo teórico experimental de recuperador de calor sensível contido nos gases de exaustão da microturbina do laboratório. Através dos dados fornecidos pelos termopares e medidores de vazão o autor obteve experimentalmente o desempenho do recuperador de calor. O modelo teórico foi elaborado com os balanços de massa e energia do trocador e programado em um software. Os valores obtidos pelo programa foram comparados aos valores indicados pelo fabricante do trocador de calor e foi observado que estavam próximos.

Correia (2009) desenvolveu trocadores de calor compactos nacionalizando um recuperador manufaturado para aproveitar o calor proveniente de gases de combustão de uma microturbina de 30 kW e fabricando outro para recuperar calor rejeitado por um grupo motogerador a gás natural. Em sua pesquisa foi observado um bom funcionamento dos trocadores de calor desenvolvidos com um rendimento que pôde atingir 80 % nos dois recuperadores.

Ochoa (2010) realizou uma análise exergoeconômica do *chiller* de absorção de simples efeito de 10 TR de solução formada por brometo de lítio e água integrado a um sistema de microgeração com a microturbina a gás natural de 30 kW do laboratório e determinou os custos exergéticos e monetários do sistema encontrando o resultado de viabilidade técnica e econômica para este.

Ochoa (2014) analisou dinamicamente o *chiller* de absorção do laboratório analisando seus parâmetros internos e externos e desenvolvendo um modelo matemático com balanço de massa, energia e concentração e implementando-o em um software computacional num sistema de equações não lineares pelo método das diferenças finitas de forma explícita. O autor encontrou bons resultados de temperatura e coeficiente de performance (COP) no modelo quando variou a carga da fonte de energia na simulação experimental.

Ochoa et al. (2016) elaborou uma análise dinâmica do *chiller* de absorção com solução de brometo de lítio e água do Laboratório Cogencasa com capacidade de refrigeração de 10 TR (35 kW). O modelo possibilitou a simulação e previsão do comportamento de parâmetros internos e externos como temperaturas, pressões e concentrações quando sujeitas a interrupções de energia e carga térmica. As maiores diferenças absolutas da validação do modelo por meio do método numérico experimental foram de aproximadamente 1 °C para o circuito de água quente, 0,7 °C para o circuito de água gelada e 0,2 °C para o circuito da torre de resfriamento. Os erros relativos destas divergências estiveram entre 0,3% e 5% e o modelo apresentou bons resultados quando é submetido perturbações na carga e fonte de energia reproduzindo o comportamento dos parâmetros de temperatura e coeficiente de performance alinhados em comparação aos dados do fabricante.

Avedaño (2016) modelou através de um modelo matemático não linear um absorvedor tubular em espiral de brometo de lítio e água. O modelo foi simulado em um programa computacional utilizando um método iterativo. Pelos resultados encontrados foi observado que o programa é capaz de prever o comportamento do processo de transferência de massa e calor dentro deste tipo de absorvedor e representa uma ferramenta para o dimensionamento e otimização deste tipo de equipamento.

Pinto (2017) realizou um estudo paramétrico do comportamento da microturbina a gás do laboratório em cargas parciais fora das condições ISO. Para este equipamento, as condições ISO se configuram em 15 °C de temperatura ambiente, pressão ambiente de 101,3 kPa e carga nominal. Foi elaborada uma modelagem matemática baseada nas equações características do mapa de operação dos componentes da microturbina e validou-se o modelo com dados experimentais. Nos resultados, percebeu-se que o funcionamento da microturbina é menos

eficiente gerando menor potência e maior consumo para temperaturas ambiente maiores e pressões ambiente menores.

Diógenes (2018) modelou o *chiller* de absorção do laboratório pelo método das equações características que utiliza regressão linear. Pelos resultados obtidos, a autora observou que o método foi capaz de prever e caracterizar o *chiller* nas condições estudadas e inferiu que é possível otimizar este equipamento de acordo com o cenário em que está inserido e aplicar o método em outros equipamentos.

Silva et al (2019) propôs a utilização de um sistema de cogeração na reitoria do campus universitário da UFPB. Nesta pesquisa com parceria entre o Laboratório Cogencasa da UFPE e a UFPB, um sistema de cogeração proposto foi modelado, simulado e analisado como viável tecnicamente e ambientalmente. Para o projeto do prédio da reitoria, o sistema de cogeração que utilizam motor a combustão não foi viável economicamente e apenas os que possuem microturbinas de 65 kW foram considerados viáveis com tempo de retorno do investimento de 6 anos. Um segundo estudo de caso foi elaborado com projeto de cogeração para um conjunto de prédios com perfil de consumo da reitoria e novas necessidades de demanda elétrica e de refrigeração foi viável técnica e economicamente com tempo de retorno de investimento entre 6 a 8 anos.

### 3 ESTADO DA ARTE

O estado da arte deste trabalho foi pesquisado nos principais periódicos da área, em busca dos mais recentes relevantes estudos e foi dividido em duas partes, que são a refrigeração por absorção e as equações características.

#### 3.1 REFRIGERAÇÃO POR ABSORÇÃO

Lubis et al. (2018) realizaram um trabalho em que se pesquisou como pode-se melhorar o desempenho operacional de *chillers* de absorção. Estes autores observaram que o desempenho destes equipamentos pode ser melhorado pela taxa de distribuição e do fluxo da solução. Os mesmos autores ainda verificaram que o método de controle adequado pôde melhorar o desempenho de um sistema de absorção operado com um *chiller* de absorção na Universidade da Indonésia.

Güido et al. (2018) apresentaram em seu trabalho desempenhos de *chillers* de absorção de diferentes capacidades de refrigeração (30-160 kW) utilizados em cargas parciais ou totais em diferentes testes de campo. Esses equipamentos foram estudados em projetos que têm como objetivo aumentar eficiência de sistemas de trigeriação e refrigeração solar. Segundo os mesmos autores, apesar da existência de uma opinião comum de que *chillers* de absorção de pequeno e médio porte não são competitivos com *chillers* de compressão, o trabalho mostrou aplicações em que estes equipamentos de absorção são vantajosos devido a sua integração com o restante do sistema de fornecimento de energia.

Sabbagh e Gomez (2018) estabeleceram uma estratégia de otimização de controle para sistemas formados por um *chiller* de simples efeito de LiBr/H<sub>2</sub>O. Os autores desenvolveram e discretizaram um modelo dinâmico e solucionaram pelo solucionador otimizador de pontos interiores (IPOPT) para implementar a otimização do controle. Os mesmos autores realizaram estudos de casos com perturbação degrau e senoidal na temperatura de entrada de água quente, reduzindo o custo operacional melhorando o COP do sistema de refrigeração sem afetar a temperatura de saída de água fria.

Keppler (2018) realizou uma análise social e técnica de *chillers* de absorção apresentando resultados de barreiras e fatores que influenciam a disseminação destes equipamentos. Nos resultados deste trabalho diferentes fatores em conjunto devem influenciar as perspectivas futuras de refrigeração por absorção como conhecimento especializado, experiência, padrão de soluções, estruturas de fornecedores e condições políticas. O autor

afirma que a disposição e capacidade em se promover mudanças de engenharia, política, negócios e suprimentos são tão importantes quanto a parte tecnológica e a eficiência econômica para um bom cenário da refrigeração por absorção.

Ollbricht, Lonardi, Luke (2018) desenvolveram um modelo numérico para quantificar a melhoria do desempenho de um *chiller* de absorção de brometo de lítio utilizando aditivos alcoólicos. O modelo de balanço de massa e energia do trabalho foi validado com dados experimentais de um *chiller* de absorção de simples efeito de capacidade nominal de 5 kW. Os autores variaram a temperatura de entrada da água de resfriamento do absorvedor e a temperatura de entrada da água quente com base em dados experimentais de uma instalação de coletores solares na cidade de Kassel na Alemanha de área de 150 m<sup>2</sup>. Os resultados do trabalho mostraram que adicionando pequenas quantidades de surfactantes na solução aquosa de brometo de lítio, aumentou-se o COP e a capacidade de refrigeração em até 83%.

Panitz, Volmer, Rühling (2018) avaliaram os *chillers* de absorção como consumidores adicionais de redes de aquecimento. Eles observaram que embora as perdas de calor adicionais na rede sejam pequenas, não se deve negligenciar a eletricidade adicional de bombeamento no exemplo analisado. Além disso, neste exemplo, foi visto a grande influência da configuração e operação da geração de calor na eficiência primária de operação do *chiller* levando em consideração toda a cadeia de impacto. Os autores salientaram que estes resultados foram observados para este exemplo e podem variar em outros exemplos. Nesses sistemas de rede de aquecimento foi observado que é importante ter estratégias a longo prazo considerando os futuros níveis de temperatura de fornecimento e retorno, a vida útil e avaliar em cada caso a utilidade ecológica e econômica de ter um *chiller* de absorção na rede.

Meyer e Ziegler (2019) propuseram em seu trabalho um método que utilize a diferença de fração mássica característica em *chillers* de absorção e observaram que uma abordagem física baseada em uma equação de transferência de massa também proporciona uma boa previsibilidade do comportamento de cargas parciais para estes equipamentos.

El-Shafie et al. (2019) analisaram termodinamicamente um sistema de absorção formado por um *chiller* de absorção de brometo de lítio e água e, embora tenha sido realizada manutenção periódica nos componentes do ciclo, observaram uma queda de eficiência nos trocadores de calor devido à incrustação. A partir desta análise, ficou mais evidente que o COP é influenciado pela efetividade dos trocadores de calor e foi concluído que existe necessidade de se aperfeiçoar os métodos de manutenção e limpeza em sistemas de absorção.

Lee et al. (2019) analisaram otimização em geradores de *chillers* de absorção de LiBr/H<sub>2</sub>O com múltiplas fontes de calor. Pela otimização elaborada pelos autores conseguiu-se

minimizar o volume e aumentar a taxa de geração total de acordo com 5 parâmetros do gerador. Neste trabalho, foi mostrado que a contribuição do recuperador de calor do gerador e do gerador de alta temperatura são determinantes para a redução de volume e o aumento da taxa de geração total.

### 3.2 EQUAÇÕES CARACTERÍSTICAS

Kühn e Ziegler (2005) adaptaram o método de equação característica em que definem arbitrariamente a função de temperatura característica e a equação característica linear para realizar um ajuste numérico dos dados experimentais possibilitando a utilização do modelo em diferentes softwares computacionais devido a sua simplicidade.

Albers et al (2008) apresentaram uma relação básica entre temperaturas governantes as quais podem ser utilizadas para controles de *chillers* de absorção, especialmente *chillers* movidos a carga solar, cuja carga não pode ser controlada de maneira livre. Esta relação também pode ser usada para otimização de consumo de água e demanda de potência auxiliar. Um diagnóstico de deterioração ou comportamento defeituoso também pode ser obtido por este estudo. Depois de abordar sobre as equações características foram mostrados no artigo exemplos experimentais.

Puig-Arnabat et al. (2009) revisaram diferentes abordagens realizadas por para ver qual ajusta melhor dados de catálogo e experimentais para *chillers* de absorção de simples efeito e duplo efeito. Os mesmos autores compararam a abordagem desenvolvida por de Hellmann; Schweigler; Ziegler (1999) e aplicação do programa de Albers (2002) com a desenvolvida por Kühn; Ziegler (2005) e concluíram que esta abordagem é mais simples e aproxima melhor do que aquela.

Gutierrez-Urueta et al. (2011) aplicou a metodologia das equações características para *chiller* de absorção convencional de par formado por brometo de lítio e água. Eles obtiveram uma extensão de uma equação característica baseada em uma diferença de temperatura característica. Foi concluído pelos autores que deve-se especificar uma temperatura de sub-resfriamento para absorvedores adiabáticos. Também foi caracterizado o efeito de transbordamento do evaporador e sua influência na capacidade de resfriamento foi incluída na equação característica estendida. Foi obtida uma concordância considerada boa pelos autores entre os dados de desempenho experimental e os obtidos pela equação característica, levando em conta as características particulares do projeto e da operação permitindo a utilização desta abordagem para fins de simulação e controle.

Izquierdo (2012) utilizou o método das equações características em dois tipos de *chiller* de absorção e realizou modelos em regime permanente baseados em dados da literatura e implementou-os em software computacional. Ele realizou três aproximações neste método para o *chiller* de absorção de simples efeito até obter as equações características de maior precisão entre os valores obtidos pelo modelo termodinâmico e por essas equações.

Ochoa, Costa e Santos (2018) realizaram um estudo energético através de modelagem teórica e método das equações características de um *chiller* de absorção de pequeno porte de 4,5 kW que usa o par brometo de lítio e água (LiBr/H<sub>2</sub>O). No estudo, o sistema de absorção foi analisado energeticamente através da conservação de massa e energia e pelo método da equação característica baseado na regra de Dühring relacionando as temperaturas internas de saturação em função das temperaturas médias externas e o coeficiente de Dühring (B). A comparação dos resultados da energia de ativação térmica e da capacidade foram satisfatórias já que os erros relativos médios encontrados foram inferiores em 4% para a maioria das condições de operação.

## 4 REVISÃO DA LITERATURA

A revisão da literatura deste trabalho aborda os principais conceitos da refrigeração por absorção para que seja compreendido o contexto em que o *chiller* de absorção está inserido. A abordagem foi dividida em 5 partes, que são o histórico da refrigeração por absorção, o ciclo de absorção, os tipos de *chiller* de absorção, este equipamento quanto a sua solução, e a torre de resfriamento.

### 4.1 HISTÓRICO DA REFRIGERAÇÃO POR ABSORÇÃO

Há muitos anos a humanidade procura produzir processos de resfriamento. As formas mais antigas de refrigeração ocorriam através de gelo natural ou através de misturas de sal e neve (CORRÊA, 2009). Na pré-história provavelmente já se utilizava gelo para conservação de alimentos (CORRÊA, 2009), e há nesse período referências de armazenamento de carne pelo homem de Cromagnon em cavernas, cujas paredes eram mais frias que seu interior (CHAVES, 2009).

Por volta de 2500 a.C., os egípcios mantinham água fresca em um recipiente de barro semiporoso onde se retirava energia interna do fluido pela evaporação através da passagem da água para a superfície exterior pelos minúsculos poros, havendo ainda a convecção forçada de ar realizada por escravos (CHAVES, 2009). No Império Romano, para refrigerar bebidas dos imperadores, transportava-se gelo dos Alpes até Roma, e em Bagdá. Gelo era transportado aos califas por diversos camelos que passavam pelos montes da Armênia (CHAVES, 2009).

No século XVIII, Cullen realizou a primeira publicação em que se demonstra em resfriamento artificial, utilizando uma jarra de vidro contendo éter dietílico e água e uma bomba para diminuir pressão dessa jarra (GOLDEN, 2012). Nesse experimento de Cullen, devido a ação da bomba, ocorreu uma maior taxa de evaporação do éter, e a amostra de água pôde ser congelada (IIT KHARAGPUR, 2008).

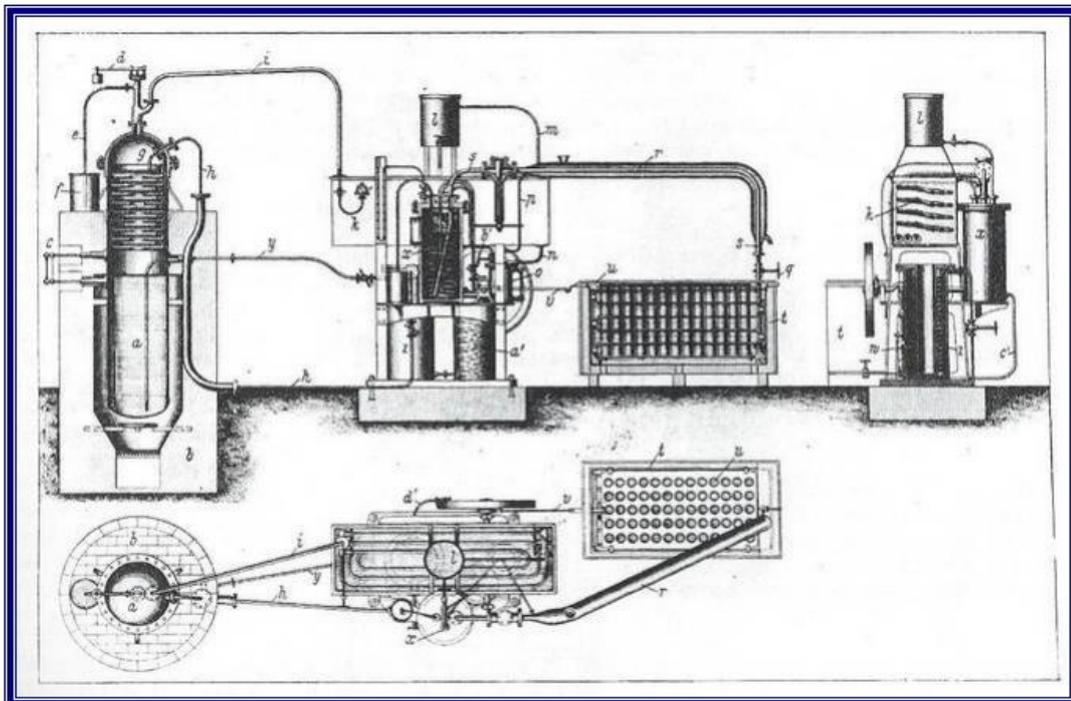
Nairn aprimorou o trabalho de Cullen em 1777 utilizando ácido sulfúrico e água e através da redução de pressão, o ácido sulfúrico gerou a absorção da água evaporada, acelerando a queda de temperatura ao redor do vaso e então transformou a água em gelo mais rapidamente do que no experimento de Cullen (SCHACHTMAN, 1999).

Em 1824, Faraday desenvolveu a ideia de refrigeração química quando usou uma unidade de refrigeração onde ocorria uma reação entre amônia ( $\text{NH}_3$ ) e cloreto de prata ( $\text{AgCl}$ )

para se obter a vaporização de amônia líquida a fim de se obter o efeito frigorífico (MILANÉS, 1997).

Em 1859, Ferdinand Carré desenvolveu uma máquina de absorção que utilizava o par amônia e água, que foi patenteada nos EUA no ano de 1860 (SRIKHIRIN; APHORNRATANA; CHUNGAIBULPATANA, 2001). Através do desenvolvimento na tecnologia de absorção proporcionado por Ferdinand e seu irmão Edmond Carré foi possível o suprimento de gelo para os Estados Confederados durante a Guerra Civil Americana, uma vez que o gelo natural foi cortado pelos Estados do Norte (MARTINELLI JÚNIOR, 2008; REIS, 2006). Nos anos de 1859 até 1862, ocorreu um grande desenvolvimento tecnológico em refrigeração por absorção, já que neste período foram registradas 14 patentes de sistemas de absorção utilizando o par água-amônia (ZUKOWSKI JR., 1999).

Figura 1 - Máquina de absorção criada por Ferdinand Carré



Fonte: Roberts (2016).

No fim do século XIX, a partir 1880, nos EUA, as máquinas de compressão a vapor de Carl von Linde possibilitaram uma redução no consumo de vapor, diminuindo o uso de sistemas de absorção (STEPHAN, 1983).

Em 1913, Edmund Altenkirch demonstrou a termodinâmica em misturas binárias de absorção que proporcionou um importante avanço nessa área de estudo contribuindo para o aumento de interesse no desenvolvimento de sistemas de refrigeração por absorção nos anos seguintes (LABUS, 2011).

Nos anos 1920, após a Primeira Guerra Mundial, as máquinas de absorção voltaram a ganhar destaque quando os europeus se tornaram conscientes de que a energia era cara e que os custos energéticos poderiam ser reduzidos reaproveitando-se perdas de calor (STEPHAN, 1983). Nessa época, foi criado por engenheiros um novo ramo das ciências térmicas denominada de economia de calor (STEPHAN, 1983), possibilitando novos estudos em eficiência energética.

Em 1929, foi desenvolvido o diagrama de entalpia versus concentração por Merkel e Bosnjakovic, cujos trabalhos relacionados a este diagrama estabeleceram os princípios teóricos dos ciclos de refrigeração (NAPOLEÃO, 2003).

No período entre a primeira e a segunda guerra mundial, as empresas Electrolux na Suécia e Servel nos EUA se destacaram na área de refrigeração (LABUS, 2011; SOUZA, 2015). Nos EUA começavam a se destacar os sistemas de refrigeração por absorção, que inicialmente utilizavam o par cloreto de lítio e água e posteriormente passaram a utilizar o par brometo de lítio e água (NAPOLEÃO, 2003).

Houve maior destaque nas tecnologias de absorção no período após a Segunda Guerra Mundial foi conhecido como a Era de Ouro da Absorção, quando a empresa Carrier foi a pioneira na utilização do par brometo de lítio e água (LiBr/H<sub>2</sub>O) para refrigeração por absorção de simples efeito e posteriormente outras empresas como Trane, York e Worthington contribuíram para entrada desta tecnologia no mercado norte-americano (LABUS, 2011).

O comércio de *chillers* de absorção atingiu o auge na década de 60 e diminuiu na segunda metade da década seguinte (YIN, 2006). A crise do petróleo de 1973 e o aumento da eficiência de equipamentos de compressão a vapor diminuiu o interesse das máquinas de absorção nos EUA (LABUS, 2011).

No Japão, em processo de recuperação após a Segunda Guerra Mundial, enfrentou dificuldades como escassez de recursos naturais e eletricidade cara produzida pelo petróleo do Oriente Médio, então, o governo deste país, decidiu dar preferência ao combustível gás natural (LABUS, 2011).

Devido a importância da economia de consumo elétrico, na Ásia, os *chillers* de compressão de vapor perderam espaço (YIN, 2006) e as empresas japonesas como Kawasaki, Mitsubishi, Ebara, Sanyo, Hitachi e Yazaki buscaram melhorar a eficiência dos equipamentos de absorção pela utilização de fontes de energia de alta temperatura (LABUS, 2011).

Nos anos 1960, a empresa Kawazaki lançou no mercado o *chiller* de absorção de duplo efeito, iniciando a era desse tipo de equipamento e possibilitando maior capacidade de refrigeração por absorção. As melhorias realizadas nesses *chillers* lançados e as políticas

relacionadas ao gás natural, fizeram que no ano de 1975, pela primeira vez, a venda de *chillers* de absorção superou a de elétricos no Japão e, em uma década depois, as vendas atingiram mais de 80 % deste mercado (LABUS, 2011).

Figura 2 - Primeiro *chiller* de duplo efeito lançado pela Kawazaki



Fonte: Makita (2012).

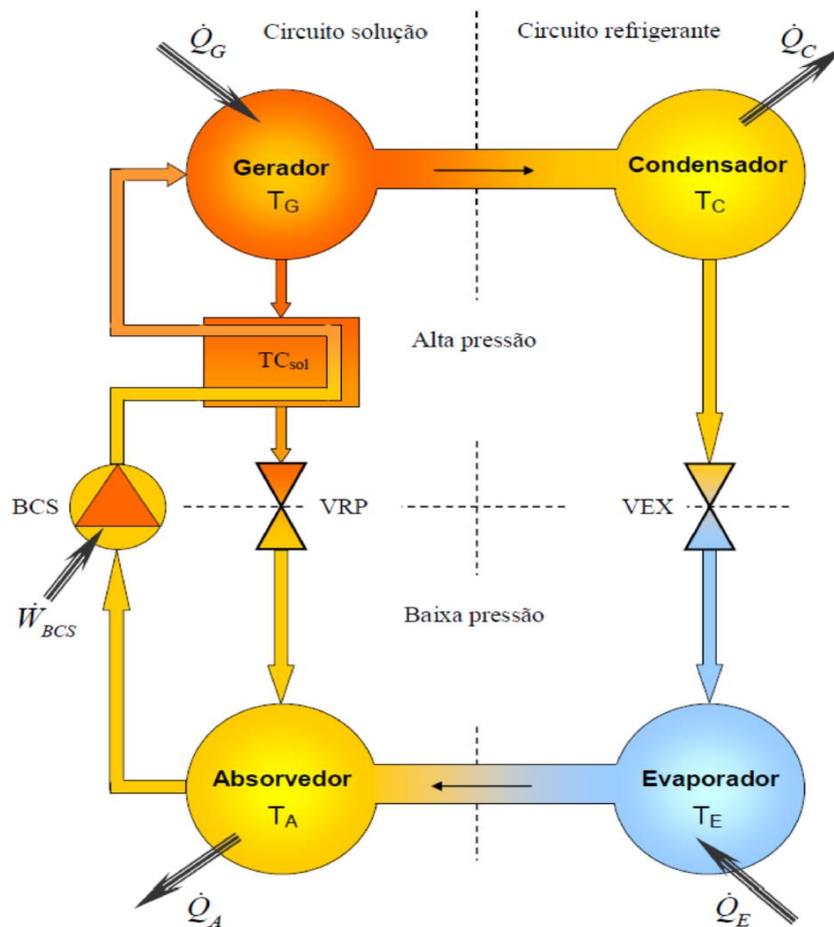
Nas últimas décadas, a preocupação ambiental em sistemas de maior eficiência energética e que possibilitem menores emissões atmosféricas, como os sistemas de cogeração, proporcionaram aplicações vantajosas de sistemas de absorção. Há grande importância atualmente em pesquisas sobre sistemas de absorção para aumentar sua viabilidade técnica e econômica e torná-los cada vez mais competitivos no mercado.

#### 4.2 CICLO DE ABSORÇÃO

Ciclo de refrigeração por absorção pode ser definido como aquele que é movido a calor e o fluido líquido absorvente (fluido secundário) absorve o fluido refrigerante (fluido primário) em forma de vapor (FONSECA JR, 2013). Nos *chillers* de absorção pode-se entender que são movidos por um compressor térmico, em que uma solução absorve o refrigerante em forma de vapor e é bombeada para uma parte de maior pressão em que o refrigerante desabsorve da solução para condensar e expandir (HASENÖHRL, 2011). Nos ciclos de refrigeração por compressão o vapor que sai do evaporador é comprimido no compressor e bombeado ao condensador, aumentando sua pressão e tornando-se vapor superaquecido. Os *chillers* de absorção podem ser entendidos então como equipamentos que proporcionam refrigeração pelo efeito da absorção por um compressor térmico movido por calor.

De acordo com Fonseca Junior (2013), o ciclo básico de absorção pode ser dividido em dois circuitos, sendo um do refrigerante e outro de absorção, dentro do *chiller* de absorção, que é dividido em duas regiões de pressão, em que uma é de alta e a outra é de baixa pressão.

Figura 3 - Ciclo básico de absorção



Fonte: Fonseca Júnior (2013).

Segundo o mesmo autor, no circuito do refrigerante a taxa de calor do gerador ( $\dot{Q}_G$ ) vaporiza parte do refrigerante a temperatura de geração ( $T_G$ ), que vai ao condensador, onde é condensado por meio de água ou ar a uma taxa ( $\dot{Q}_C$ ) voltando à fase líquida na temperatura de condensação ( $T_C$ ). Em seguida, conforme o autor, o refrigerante passa pela válvula de expansão, ocorrendo a expansão, ou seja, o refrigerante sofre uma queda brusca de pressão, caindo da alta para a baixa pressão do sistema, reduz sua temperatura e tem parte evaporada, indo em direção ao evaporador. Por fim, este autor explica que no evaporador, com o refrigerante líquido a baixa pressão e temperatura, retira-se calor do meio a ser resfriado por uma taxa ( $\dot{Q}_E$ ), provocando o retorno do refrigerante à fase vapor na temperatura de evaporação ( $T_E$ ).

Ainda de acordo com Fonseca Jr (2013), no circuito da solução, a solução remanescente do gerador torna-se mais concentrada a alta temperatura e pressão, e vai para o absorvedor passando pela válvula redutora de pressão por onde sua pressão é reduzida à baixa pressão do sistema. O autor explica também que no absorvedor o vapor de refrigerante proveniente do evaporador é absorvido pela solução de forma exotérmica a uma taxa de calor de absorção ( $\dot{Q}_A$ ).

ficando na temperatura de absorção ( $T_a$ ). O autor explica ainda que uma bomba de recirculação da solução, através de trabalho mecânico, é responsável pelo retorno da solução, agora mais diluída, ao gerador, elevando sua pressão e proporcionando a continuidade do ciclo de absorção.

Para se medir a eficiência de *chillers* de absorção de uma maneira geral pode-se calcular o coeficiente de performance (COP). Este coeficiente representa a razão do calor removido do ambiente a ser refrigerado pela soma da potência da bomba de recirculação da solução com o calor fornecido ao gerador. Em geral, o valor do trabalho da bomba da solução é insignificante em comparação ao calor do gerador (NASCIMENTO, 2011). O coeficiente de performance (COP) pode ser expresso pela equação 1:

$$\text{COP} = \frac{\dot{Q}_e}{\dot{Q}_g + |\dot{W}_b|} \cong \frac{\dot{Q}_e}{\dot{Q}_g} \quad (1)$$

Os sistemas de refrigeração por absorção possuem vantagens como:

- operação com calor como fonte de energia, possibilitando o reaproveitamento de rejeitos térmicos como fonte de calor pela cogeração (CORDEIRO, 2012);
- longo tempo de vida útil dos *chillers* de absorção que pode variar entre 15 a 25 anos, onde os *chillers* de solução LiBr-H<sub>2</sub>O, possuem superior aos de solução H<sub>2</sub>O-NH<sub>3</sub> (PROENÇA, 2011);
- não utilização dos fluidos refrigerantes CFC e HCFC (BERECHE, 2007);
- custo de manutenção baixo (BERECHE, 2007) devido às únicas partes móveis serem as bombas de circulação (OCHOA, 2010);
- alta confiabilidade (BERECHE, 2007);
- menor quantidade de trabalho para elevar a pressão do vapor do que os sistemas de refrigeração por compressão devido ao aumento de pressão pela bomba ao invés de compressão de vapor (SOUZA, 2015; PROENÇA, 2011);
- funcionamento de maneira silenciosa sem vibrações (BERECHE, 2007);
- inexistência de perdas no ciclo em operações de partida inicial (posta em marcha) ou de parada (BERECHE, 2007).

São desvantagens dos sistemas de refrigeração por absorção:

- baixo COP (coeficiente de performance) em comparação ao COP de sistemas de refrigeração por compressão, resultando em maiores custos operacionais nos sistemas de queima direta (BERECHE, 2007; CORDEIRO, 2012);

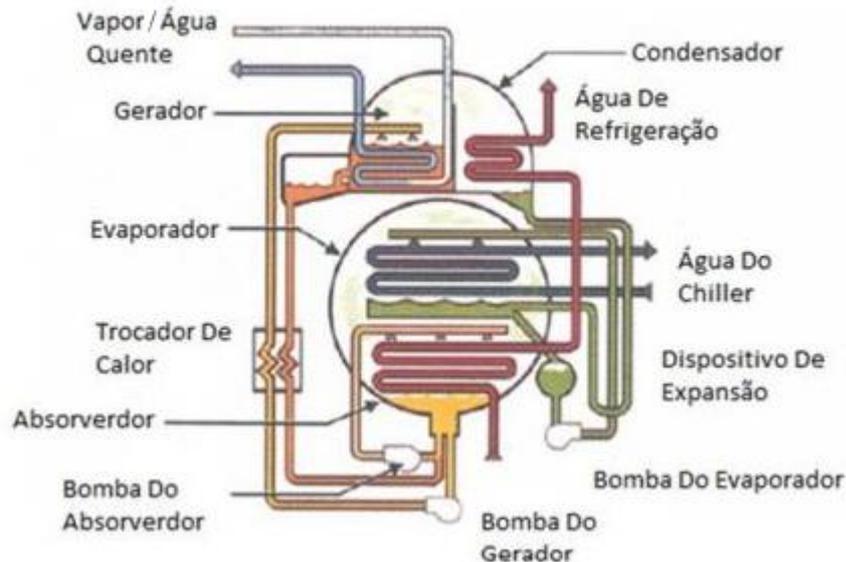
- necessidade de utilização de sistemas de segurança quando os *chillers* possuem solução de amônia devido à sua toxicidade (SILVA, 1994);
- maior custo inicial de investimento do sistema (PROENÇA, 2011);
- limitação dos *chillers* de absorção de solução de brometo de lítio e água para refrigerarem a temperaturas acima de 0 grau (SRIKHIRIN; APHORNRATANA; CHUNGPAIBULPATANA, 2001);
- ação corrosiva do brometo de lítio em alguns tipos de metais (SRIKHIRIN; APHORNRATANA; CHUNGPAIBULPATANA, 2001);
- maior peso dos equipamentos de uma maneira geral e maiores espaços ocupados (NAPOLEÃO, 2003).

#### 4.3 TIPOS DE CHILLER DE ABSORÇÃO

Existem diferentes tipos de *chillers* de absorção, eles podem ser classificados de acordo com seu processo de queima, que pode ser direta ou indireta, segundo seu ciclo de absorção, que pode ser de simples efeito, múltiplos efeitos, com recuperação de calor GAX e conforme seu fluido de trabalho, que geralmente são o par formado por brometo de lítio e água (LiBr/H<sub>2</sub>O) ou o par formado por amônia e água (NH<sub>3</sub>/H<sub>2</sub>O), ou ainda formado pela solução de água, amônia e hidrogênio.

Os *chillers* de absorção de queima direta são aqueles em que o calor necessário ao processo de refrigeração realizado pelo equipamento é obtido pela queima direta de um combustível, geralmente o gás natural. Os *chillers* de absorção de queima indireta são aqueles onde o calor é fornecido ao equipamento na forma de vapor de baixa pressão, água quente ou através de um processo de purga quente.

O *chiller* de absorção de simples efeito é aquele em que o aquecimento do fluido de trabalho acontece em um estágio a fim de separar o refrigerante do absorvente. Neste sistema existem dois níveis de pressão, em que um é o nível de alta pressão e o outro é o de baixa, e ambos possuem pressão inferior à atmosférica. Neste tipo de *chiller*, existe um trocador de calor onde a parte de solução mais concentrada que vai para o absorvedor troca calor com a solução mais diluída que volta ao gerador a fim da solução chegar com maior temperatura no gerador, reduzindo-se o calor necessário para a separação do refrigerante e chegar com menor temperatura no absorvedor, aumentando-se a absorção (FONSECA JR, 2013). Por este processo de troca de calor, eleva-se o coeficiente de performance deste tipo de *chiller*.

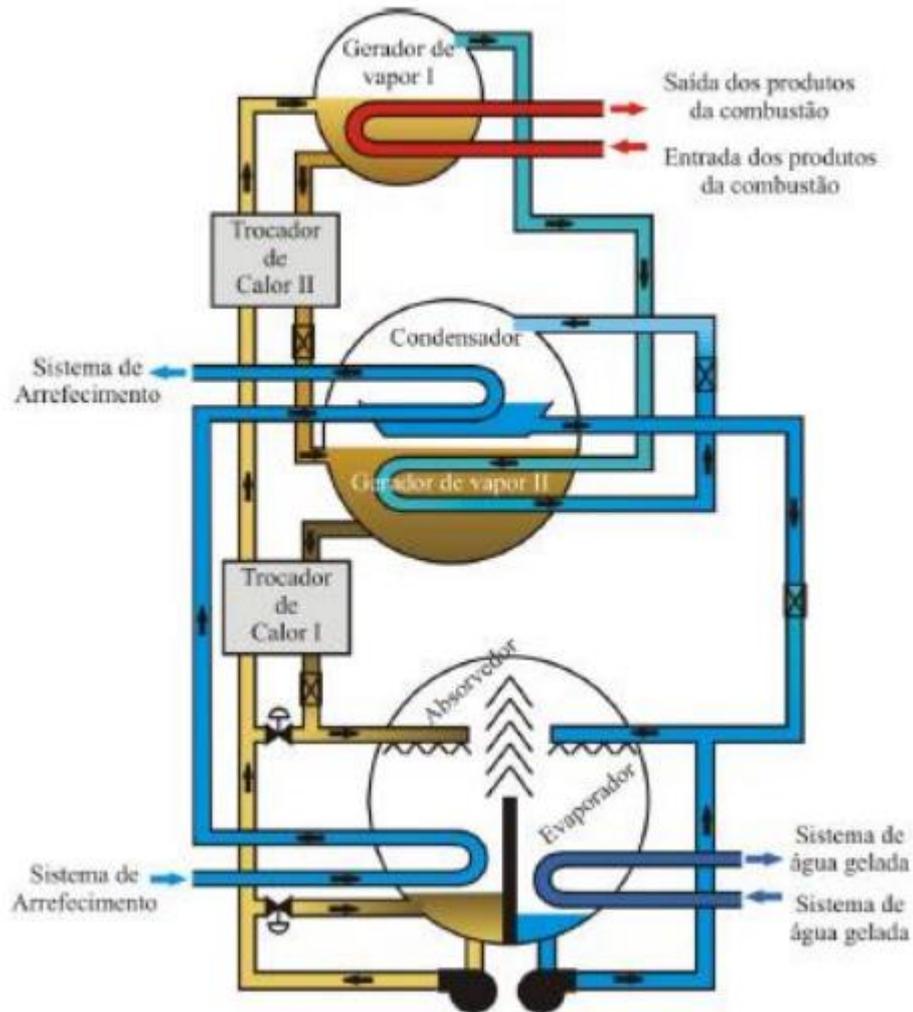
Figura 4 - *Chiller* de absorção de simples efeito de LiBr/H<sub>2</sub>O**Chiller de absorção de simples efeito de LiBr/H<sub>2</sub>O**

Fonte: Adaptado de Oliveira Junior *et al* (2004).

Os *chillers* de absorção de múltiplos efeitos podem ser entendidos como aqueles que possuem dois ou mais geradores no sistema de absorção. Eles são empregados em geral para se alcançar maiores coeficientes de performance (COP) quando se entra maior carga térmica na geração de vapor. Dentre estes equipamentos os *chillers* de absorção de duplo e triplo efeito podem ser destacados.

O *chiller* de absorção de duplo efeito é aquele em que possui dois geradores operados a diferentes temperaturas que aquecem o fluido de trabalho separando o refrigerante do absorvente (VIEIRA NETO, 2016). Nos sistemas de absorção de duplo efeito com fluido de trabalho LiBr/H<sub>2</sub>O existe três níveis de pressão em que o vapor gerado no gerador de alta pressão e temperatura é aproveitado no gerador de menor pressão e temperatura para gerar mais vapor refrigerante (BERECHE, 2007). Nos *chillers* de absorção de duplo efeito com fluido de trabalho NH<sub>3</sub>/H<sub>2</sub>O há apenas dois níveis de pressão e o calor aproveitado no segundo gerador e o calor do segundo gerador é aproveitado também do absorvedor do primeiro estágio. O ciclo de refrigeração por absorção de duplo efeito com o fluido de trabalho NH<sub>3</sub>/H<sub>2</sub>O poderia ser configurado da mesma maneira do que utiliza LiBr/ H<sub>2</sub>O, porém seria desafiador devido à alta pressão de 7 Mpa que esse *chiller* de duplo efeito atingiria (HEROLD; RADERMACHER; KLEIN, 2016).

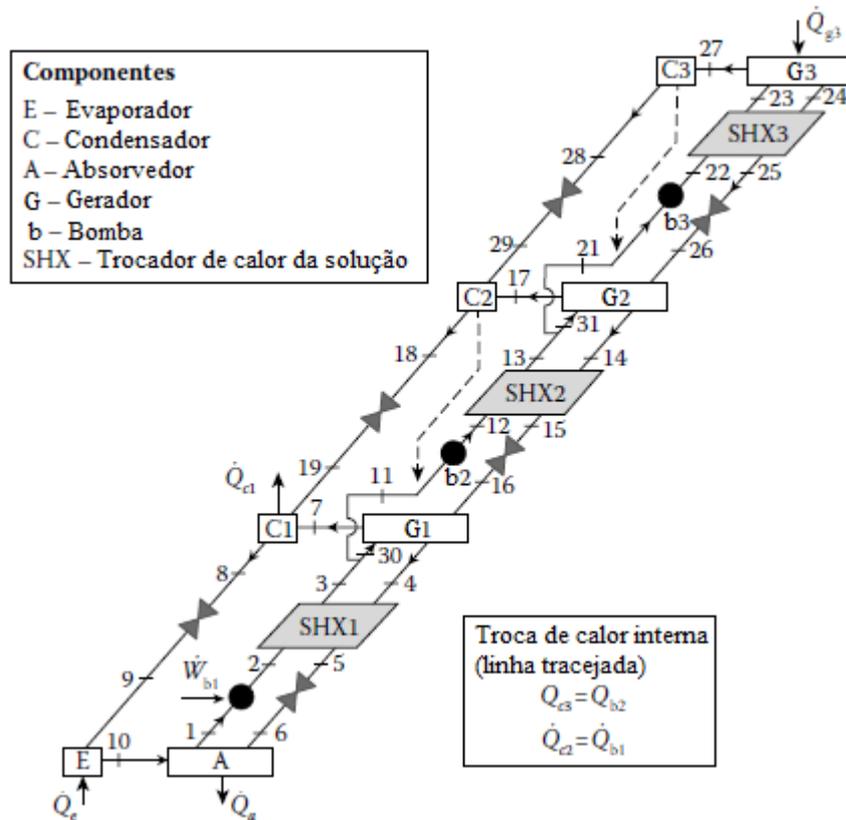
Figura 5 - *Chiller* de absorção de duplo efeito de LiBr/H<sub>2</sub>O



Fonte: Santos (2005).

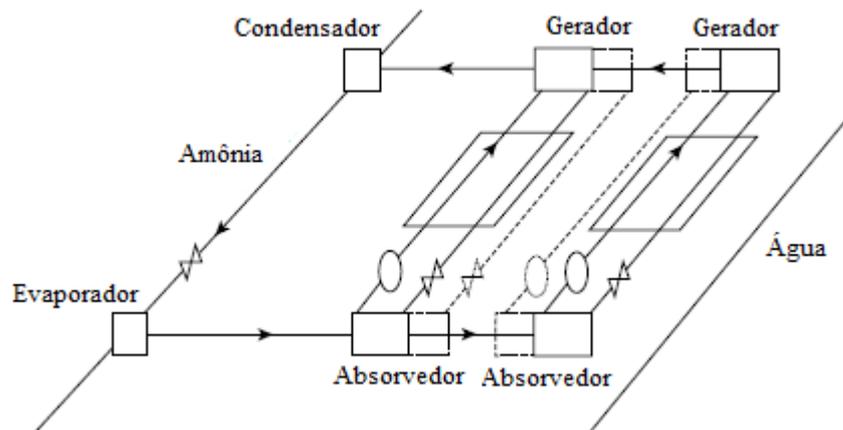
O *chiller* de absorção de triplo efeito possui três etapas de geração na absorção e opera-se contendo quatro níveis de pressão e, assim, pode ser considerado como uma ampliação do *chiller* de absorção de duplo efeito. Este tipo de equipamento trabalha em geral com alta temperatura no gerador de alta pressão, com valor acima de 200 °C, o que requer cuidado em problemas relacionados a corrosão. Existem dois processos de troca internos de troca de calor no funcionamento este equipamento que ocorrem entre o condensador à alta pressão e gerador à pressão intermediária e condensador à pressão intermediária e gerador à baixa pressão.

Figura 6 - *Chiller* de absorção de triplo efeito de LiBr/H<sub>2</sub>O



Fonte: Adaptado de Herold; Radermacher; Klein (2016)

O *chiller* com recuperador de calor GAX (gerador/absorvedor), utilizado com fluido de trabalho NH<sub>3</sub>/H<sub>2</sub>O, é aquele em que o trocador de calor GAX está presente substituindo o trocador de calor da solução. O GAX pode ser entendido como um trocador de calor que proporciona ao gerador o aproveitamento do calor rejeitado pelo absorvedor gerando desta forma uma maior eficiência ao *chiller*. Este sistema de absorção foi criado e patenteado por Altenkirch e Tenckhoff no início do século XX (CHAVES, 2009) e na década de 1980 a companhia Phillips Engineering foi a primeira que construiu e verificou o funcionamento com sucesso de um ciclo completo GAX (BERECHE, 2007). Este protótipo foi desenvolvido com sucesso graças à parceria da Phillips Engineering com o Departamento de Energia dos EUA (DOE) e o Laboratório Nacional Oak Ridge (ORNL – Oak Ridge National Laboratory) que durante os anos 1980 e 1990 patrocinaram o desenvolvimento desta tecnologia para ser utilizada em residências e pequenas aplicações comerciais (BERECHE, 2007).

Figura 7 - *Chiller* de absorção com recuperador de calor GAX

Fonte: adaptado de Herold; Radermacher; Klein (2016)

#### 4.4 CHILLER DE ABSORÇÃO QUANTO À SUA SOLUÇÃO

O *chiller* de absorção de brometo de lítio e água (LiBr/ H<sub>2</sub>O) é aquele que utiliza o brometo de lítio como fluido absorvente e a água como o fluido refrigerante. Este equipamento pode ser bem empregado em condicionamento de ambientes, conservação de bebidas e alimentos e alguns medicamentos, já que o refrigerante é a água, que possui temperatura de congelamento de 0 grau à pressão ambiente (CAMPOS, 2017). Este tipo de *chiller* também pode ser utilizado em grandes plantas industriais como as do setor petroquímico, de fertilizantes, de alimentos (CARVALHO, 2010). Esta máquina é confiável e seu coeficiente de performance (COP) pode ter valor na faixa de 0,7-1,3 de acordo com a configuração do *chiller* (RICHARD, 2011).

O brometo de lítio é uma substância salina que é bastante higroscópica, ou seja, tem grande facilidade de absorver a água (CORDEIRO, 2012), o que favorece em sua utilização como absorvente no ciclo de absorção. Como o brometo de lítio possui elevado ponto de ebulição (1265 °C), o vapor de água que se separa da solução LiBr/H<sub>2</sub>O praticamente não possui traços de sal dispensando a necessidade de dispositivos adicionais no ciclo que retirem e retornem ao gerador parcelas da solução absorvente que eventualmente tivessem sido evaporadas junto com o refrigerante (FONSECA JR, 2013).

A cristalização é um dos principais problemas que pode ocorrer neste tipo de *chiller* de absorção de brometo de lítio e água. Ela pode ser observada quando a concentração da solução ultrapassa os limites de solubilidade desencadeando em precipitação de sal formando-se cristais (HEROLD; RADERMACHER; KLEIN, 2016). Dentre as diferentes causas podem gerar a

cristalização, a principal é o vazamento de ar para o equipamento acarretando num aumento de pressão do evaporador (FLORIDES et al., 2003). Para evitar este problema da entrada de ar é importante realizar periodicamente o vácuo no *chiller*. Outras causas também podem provocar cristalização, como desligamento do sistema em plena carga, temperatura de água da torre de resfriamento muito baixa (FLORIDES et al., 2003) e calor do gerador muito alto (LIAO; RADERMACHER, 2007).

O *chiller* de absorção de amônia e água ( $\text{NH}_3/\text{H}_2\text{O}$ ) utiliza amônia como refrigerante e água como absorvente. A amônia possui temperatura de congelamento muito baixa, por volta de  $-77^\circ\text{C}$ , e em processos de refrigeração por absorção onde o ambiente deve ser refrigerado em temperaturas baixas, próximas à  $0^\circ\text{C}$  ou inferiores a esta, utiliza-se este *chiller* ao invés do que opera com brometo de lítio e água ( $\text{LiBr}/\text{H}_2\text{O}$ ), que possui temperatura do evaporador mínima acima de  $0^\circ\text{C}$  visto que opera com água como refrigerante.

Este equipamento operado pelo par formado por amônia e água possui maiores pressões de vapor do que o que funciona com o par de brometo de lítio e água ( $\text{LiBr}/\text{H}_2\text{O}$ ) o que implica em menores diâmetros de tubulação e em trocadores de calor mais compactos (HEROLD; RADERMACHER; KLEIN, 2016). Esta máquina possui em geral pelo menos dois componentes a mais em relação à que usa o par brometo de lítio e água, que são o retificador e o pré-resfriador. O retificador purifica a amônia condensando vapor de água associado ao vapor de amônia, o que faz retornar uma pequena parcela do vapor ao gerador. No pré-resfriador, o vapor refrigerante que deixa o evaporador resfria o fluido refrigerante que sai do condensador com a finalidade de aumentar a capacidade de resfriamento do evaporador.

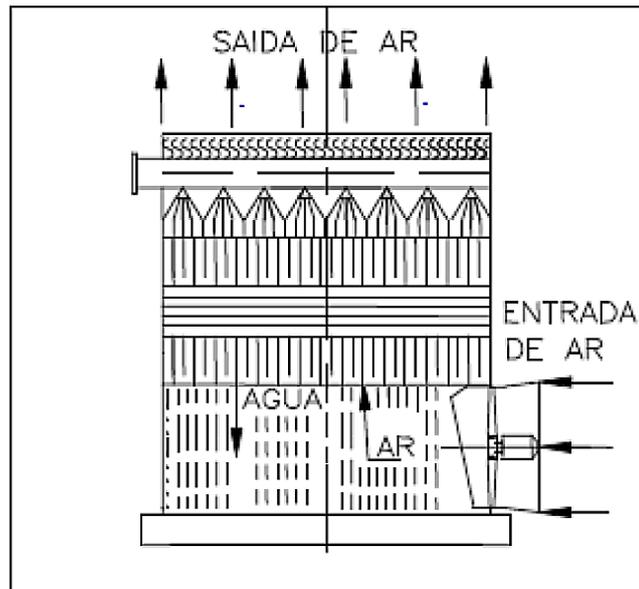
#### 4.5 TORRE DE RESFRIAMENTO

A torre de resfriamento é o equipamento responsável por resfriar a água que é circulada no absorvedor e no condensador. O resfriamento da água ocorre através de corrente de ar e, de um modo geral, dois tipos de torre classificadas de acordo com o fluxo de ar que são a de fluxo cruzado e a de fluxo contracorrente. A torre de resfriamento de fluxo cruzado é aquela em que a corrente de ar é direcionada perpendicularmente ao curso da água e a de fluxo contracorrente é aquela onde o fluxo de água é direcionado em sentido oposto ao da água.

Esta torre também pode ser classificada como atmosférica, de tiragem mecânica forçada ou induzida. A torre de resfriamento atmosférica é aquela em que o ar é circulado internamente de forma natural devido à ação do vento, enquanto que a de tiragem mecânica é a que possui ventiladores para realizar a circulação interna de ar. A torre de tiragem mecânica forçada possui

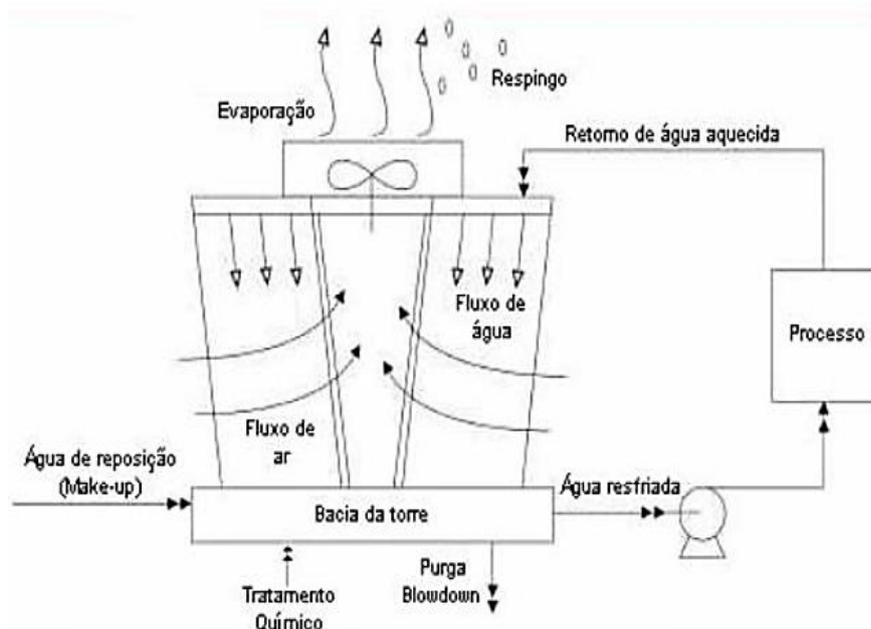
o ventilador posicionado na entrada de ar, normalmente na parte inferior, que succiona diretamente o ar ambiente apresentando alta velocidade de entrada do ar e baixa velocidade de saída, o que facilita a recirculação. A torre de tiragem mecânica induzida tem ventilador posicionado na saída do ar, geralmente montado na parte superior, e possui velocidade de saída de 3 a 4 vezes maior que a de entrada, evitando a circulação.

Figura 8 - Torre de resfriamento em contracorrente de tiragem mecânica forçada



Fonte: adaptado de Termoparts (2013)

Figura 9 - Torre de resfriamento de fluxo cruzado de tiragem mecânica induzida



Fonte: Kraemer (2009)

## 5 MODELAGEM TERMODINÂMICA DO *CHILLER* DE ABSORÇÃO DE SIMPLES EFEITO UTILIZANDO BALANÇO DE MASSA, ENERGIA E CONCENTRAÇÃO

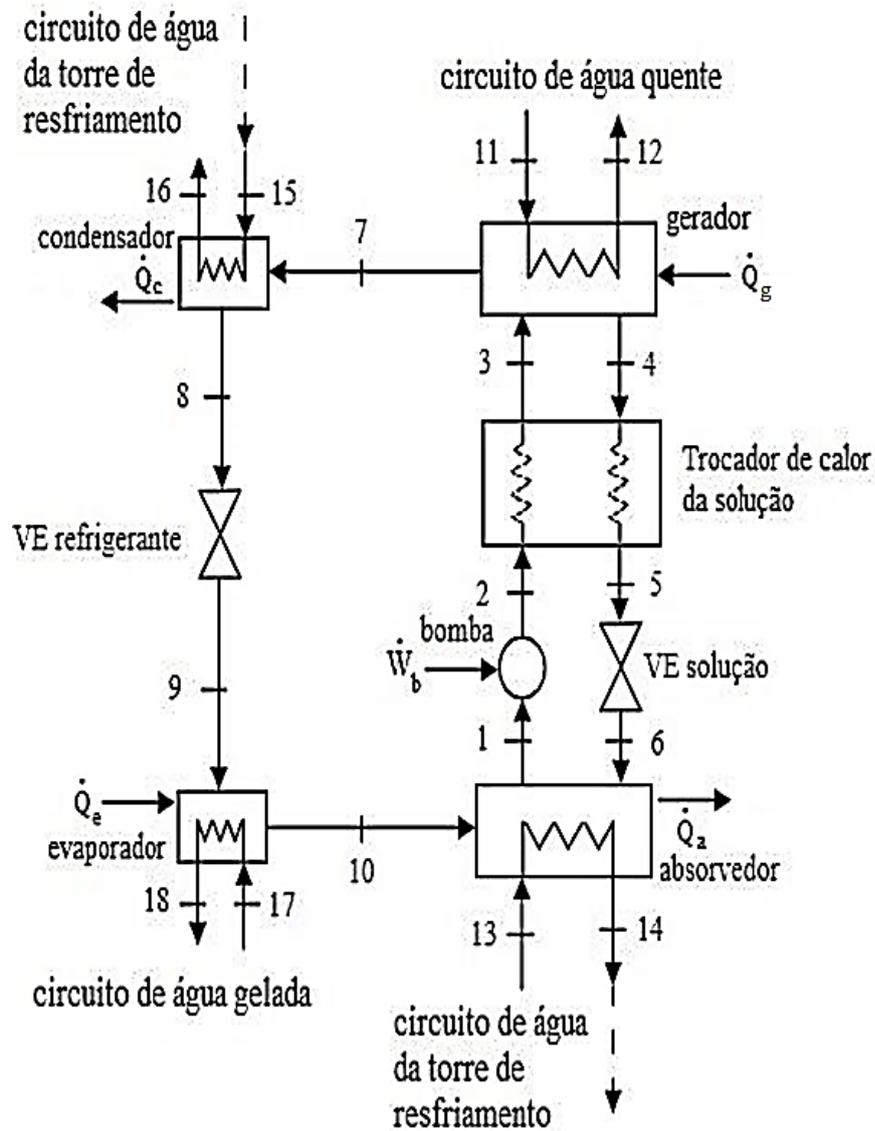
Os balanços de massa, energia e concentração foram realizados para os componentes internos de um *chiller* de absorção de simples efeito e de solução formada por brometo de lítio e água (LiBr/H<sub>2</sub>O). Estes componentes são o gerador, o condensador, a válvula de expansão do refrigerante, o evaporador, o absorvedor, a bomba da solução, o trocador de calor e a válvula de expansão da solução.

A equação de calor baseada em média logarítmica, que utiliza os coeficientes globais de transferência de calor, foi utilizada nos balanços de energia do gerador, condensador, evaporador e absorvedor.

Foram adotadas algumas hipóteses simplificadoras dos balanços, como:

- Os componentes internos do *chiller* não trocam calor com o ambiente externo.
- As válvulas de expansão são os únicos componentes onde ocorre a variação de pressão.
- Apenas a água (0% de LiBr) percorre o circuito do refrigerante nos pontos internos do *chiller* que vão da entrada do condensador até a saída do evaporador.
- As variações de energia cinética e potencial do sistema são consideradas desprezíveis
- Os coeficientes globais de transferência de calor são considerados constantes

A figura 10 esquematiza o *chiller* de absorção WFC-SC10 esquematizando seus circuitos da solução e do refrigerante.

Figura 10 - Circuitos do *chiller* de absorção WFC-SC10

Fonte: O Autor (2019).

Nesta figura 10, aparecem os seguintes pontos enumerados, que são subscritos dos parâmetros deste estudo, cujas correspondentes localizações no *chiller* de absorção são:

- 1: entrada da bomba da solução
- 2: saída da bomba da solução
- 3: saída do trocador de calor/entrada do gerador
- 4: entrada do trocador de calor/saída do gerador
- 5: saída do trocador de calor/entrada da válvula de expansão
- 6: saída da válvula de expansão/entrada do absorvedor
- 7: entrada do condensador
- 8: saída do condensador

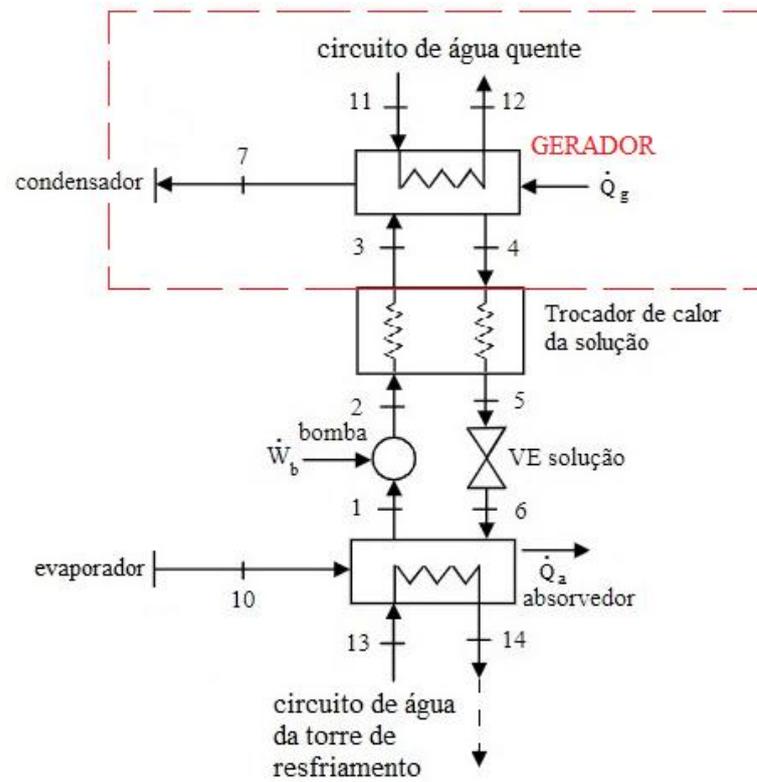
- 9: entrada do evaporador
- 10: saída do evaporador
- 11: entrada do circuito externo do gerador (água quente)
- 12: saída do circuito externo do gerador (água quente)
- 13: entrada do circuito externo do absorvedor (água da torre)
- 14: saída do circuito externo do absorvedor (água da torre)
- 15: entrada do circuito externo do condensador (água da torre)
- 16: saída do circuito externo do condensador (água da torre)
- 17: entrada do circuito externo evaporador (água gelada)
- 18: saída do circuito externo evaporador (água gelada)

## 5.1 GERADOR

O gerador é o equipamento em que entra o calor neste *chiller* de absorção nele gera-se o vapor de água que vai ao condensador para entrar no circuito refrigerante. O calor pode entrar no *chiller* por diferentes maneiras como água quente, gases de exaustão ou queima direta de combustível.

A fonte de calor é a água quente no *chiller* de absorção visto na figura 11. Além dos dados internos relacionados ao par brometo de lítio e água, a figura apresenta simplificada a água quente que passa pela tubulação entrando no gerador no ponto 11 e saindo no ponto 12 entram nos balanços de massa, energia e concentração.

Figura 11- Gerador



Fonte: O Autor (2019).

As equações 1, 2, 3, 4, 5 mostram a seguir balanço de massa, energia e concentração do gerador.

Balanço de massa

$$\dot{m}_3 - \dot{m}_4 - \dot{m}_7 = 0$$

$$\dot{m}_3 = \dot{m}_4 + \dot{m}_7 \quad (1)$$

$$\dot{m}_{11} - \dot{m}_{12} = 0$$

$$\dot{m}_{11} = \dot{m}_{12} \quad (2)$$

Balanço de energia:

$$\dot{Q}_G + \dot{m}_3 h_3 - \dot{m}_4 h_4 - \dot{m}_7 h_7 = 0$$

$$\dot{Q}_G = \dot{m}_4 h_4 + \dot{m}_7 h_7 - \dot{m}_3 h_3 \quad (3)$$

$$-\dot{Q}_G + \dot{m}_{11} h_{11} - \dot{m}_{12} h_{12} = 0$$

$$\dot{Q}_G = \dot{m}_{11} h_{11} - \dot{m}_{12} h_{12}$$

$$\dot{Q}_G = \dot{m}_{11} \cdot (h_{11} - h_{12}) \quad (4)$$

Balço de concentraço:

$$\dot{m}_3 x_3 - \dot{m}_4 x_4 - \dot{m}_7 x_7 = 0 \quad (5)$$

No gerador, a diferença de temperatura média logarítmica (LMTD) é expressa pela equação 6, e, pela equação 7, é calculado o calor do gerador pela LMTD:

$$\text{LMTD}_G = \frac{((T_{11} - T_4) - (T_{12} - T_7))}{\ln\left(\frac{(T_{11} - T_4)}{(T_{12} - T_7)}\right)} \quad (6)$$

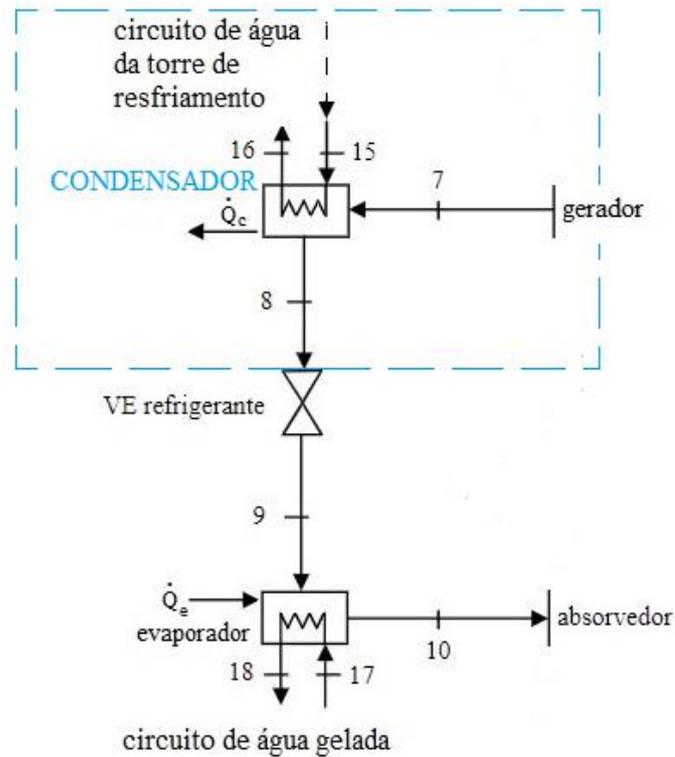
$$\dot{Q}_G = U_{AG} \text{LMTD}_G \quad (7)$$

$$\dot{Q}_G = U_{AG} \frac{((T_{11} - T_4) - (T_{12} - T_7))}{\ln\left(\frac{(T_{11} - T_4)}{(T_{12} - T_7)}\right)} \quad (8)$$

## 5.2 CONDENSADOR

No condensador deste *chiller* de absorção considera-se que o vapor de água entra saturado no ponto 7 e sai água líquida saturada no ponto 8 devido a condensação provocada pela troca de energia térmica com a água que vem do circuito da torre de resfriamento, como se observa na figura 12.

Figura 12- Condensador



Fonte: O Autor (2019).

As equações 9, 10, 11, 12 mostram a seguir balanço de massa e energia do condensador.

Balanço de massa

$$\dot{m}_7 - \dot{m}_8 = 0$$

$$\dot{m}_7 = \dot{m}_8 \quad (9)$$

$$\dot{m}_{15} - \dot{m}_{16} = 0$$

$$\dot{m}_{15} = \dot{m}_{16} \quad (10)$$

Balanço de energia:

$$-\dot{Q}_C + \dot{m}_7 h_7 - \dot{m}_8 h_8 = 0$$

$$\dot{Q}_C = \dot{m}_7 h_7 - \dot{m}_8 h_8$$

$$\dot{Q}_C = \dot{m}_7 \cdot (h_7 - h_8) \quad (11)$$

$$\dot{Q}_C + \dot{m}_{15} h_{15} - \dot{m}_{16} h_{16} = 0$$

$$\dot{Q}_C = \dot{m}_{16} h_{16} - \dot{m}_{15} h_{15}$$

$$\dot{Q}_C = \dot{m}_{15} \cdot (h_{16} - h_{15}) \quad (12)$$

A diferença de temperatura média logarítmica (LMTD) é calculada no condensador pela equação 13, e o calor do condensador pela LMTD é calculado pela equação 14:

$$\text{LMTD}_C = \frac{((T_8 - T_{15}) - (T_8 - T_{16}))}{\ln\left(\frac{T_8 - T_{15}}{T_8 - T_{16}}\right)} \quad (13)$$

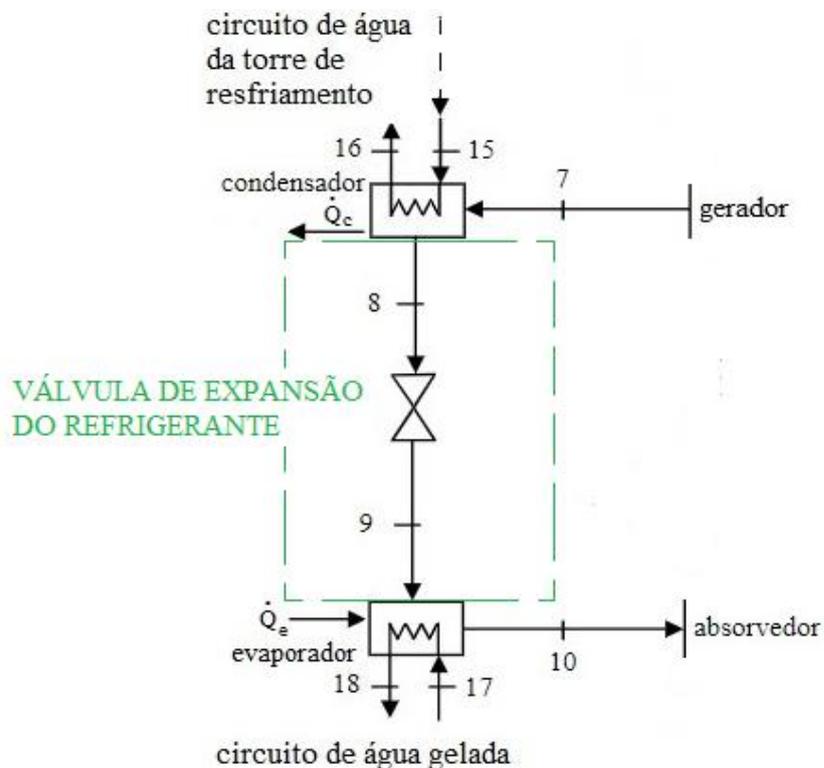
$$\dot{Q}_C = U A_C \cdot \text{LMTD}_C \quad (14)$$

### 5.3 VÁLVULA DE EXPANSÃO DO REFRIGERANTE

Na figura 13, é possível ver que o refrigerante (água) é expandido pela válvula de expansão do refrigerante neste *chiller* de absorção onde entra no ponto 8 à alta pressão e sai no ponto 9 à baixa pressão.

Nesta válvula o processo de expansão é adiabático onde a entalpia permanece constante, e de acordo com a variação da energia interna e da pressão o fluido refrigerante sai bifásico na forma líquida e de vapor no ponto 9.

Figura 13- Válvula de expansão do refrigerante



Fonte: O Autor (2019).

O balanço de massa e energia na válvula de expansão do refrigerante pode ser visto nas equações 15, 16.

Balanço de massa

$$\dot{m}_8 - \dot{m}_9 = 0$$

$$\dot{m}_8 = \dot{m}_9 \quad (15)$$

Balanço de energia:

$$\dot{m}_8 h_8 - \dot{m}_9 h_9 = 0$$

Foi visto que  $\dot{m}_8 = \dot{m}_9$ , então:

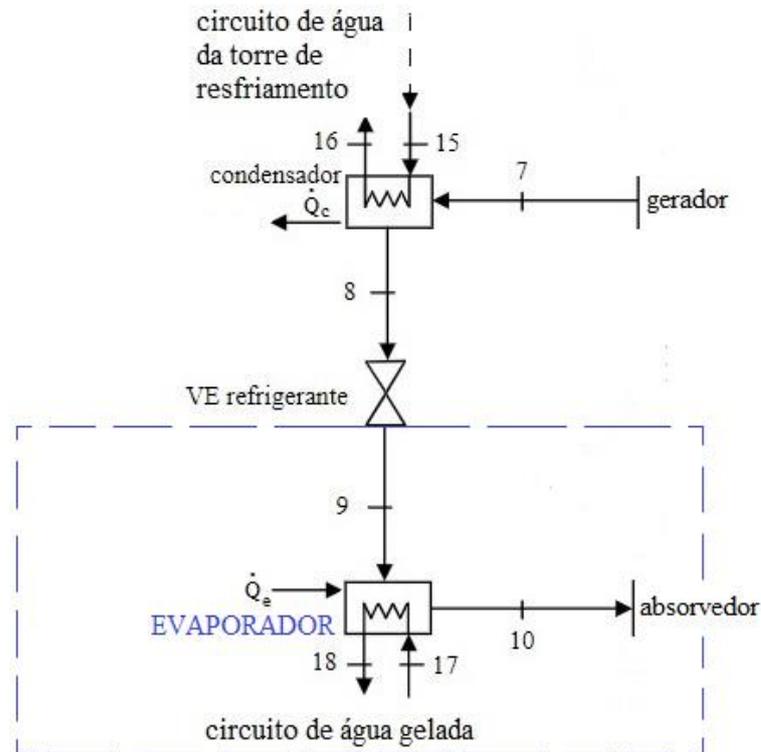
$$h_8 = h_9 \quad (16)$$

#### 5.4 EVAPORADOR

Depois do refrigerante sofrer queda abrupta de pressão ao ser expandido da válvula de expansão, ele entra no evaporador onde realiza o processo contínuo de refrigeração da água gelada do circuito do *fancoil* pela troca de calor da água gelada com o ambiente a ser refrigerado. O refrigerante entra no evaporador na forma bifásica, evapora e sai para o absorvedor como vapor saturado.

A figura 14 mostra que o refrigerante entra no evaporador no ponto 9 na forma bifásica e sai no ponto 10 como vapor saturado e a água gelada entra no ponto 17 e sai para o *fancoil* no ponto 18 refrigerada.

Figura 14- Evaporador



Fonte: O Autor (2019).

O balanço de massa e energia no evaporador é expresso nas equações 17, 18, 19, 20.

Balanço de massa

$$\dot{m}_9 - \dot{m}_{10} = 0$$

$$\dot{m}_9 = \dot{m}_{10} \quad (17)$$

$$\dot{m}_{17} - \dot{m}_{18} = 0$$

$$\dot{m}_{17} = \dot{m}_{18} \quad (18)$$

Balanço de energia

$$\dot{Q}_E - \dot{m}_{10}h_{10} - \dot{m}_9h_9 = 0$$

$$\dot{Q}_E = \dot{m}_{10}h_{10} - \dot{m}_9h_9$$

$$\dot{Q}_E = \dot{m}_{10} \cdot (h_{10} - h_9) \quad (19)$$

$$-\dot{Q}_E + \dot{m}_{17}h_{17} - \dot{m}_{18}h_{18} = 0$$

$$\dot{Q}_E = \dot{m}_{17}h_{17} - \dot{m}_{18}h_{18}$$

$$\dot{Q}_E = \dot{m}_{17} \cdot (h_{17} - h_{18}) \quad (20)$$

No evaporador, o cálculo da diferença de temperatura média logarítmica (LMTD) é exibido pela equação 21, e pela equação 22 se calcula o calor do evaporador pela LMTD:

$$\text{LMTD}_E = \frac{((T_{17}-T_{10}) - (T_{18}-T_9))}{\ln\left(\frac{(T_{17}-T_{10})}{(T_{18}-T_9)}\right)} \quad (21)$$

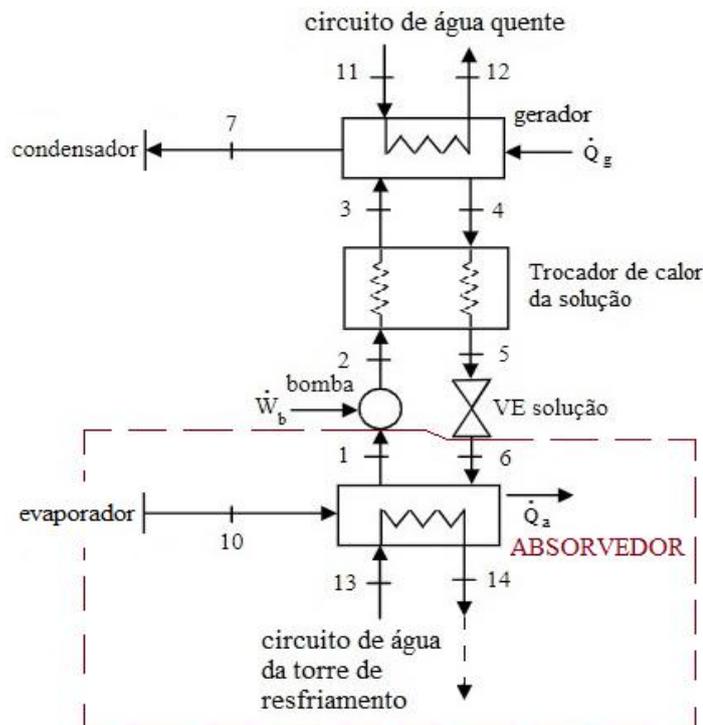
$$\dot{Q}_{eva} = UA_E \cdot \text{LMTD}_E \quad (22)$$

## 5.5 ABSORVEDOR

No absorvedor ocorre, em baixa pressão, a absorção do refrigerante na forma de vapor pela solução mais concentrada pelo absorvente. Deste efeito de absorção o vapor de refrigerante se condensa e, em sequência, é diluído na solução que vem do gerador do *chiller* tornando-a menos concentrada de absorvente para ser devolvida a este com esta concentração. Deste efeito, ocorre rejeição de calor no absorvedor.

Pode-se ver na figura 15 que o vapor de refrigerante entra no absorvedor no ponto 10, a mistura mais concentrada de LiBr proveniente do gerador entra também neste no ponto 6 e a mistura sai do absorvedor no ponto 1 para entrar na bomba da solução e seguir ao gerador.

Figura 15- Absorvedor



Fonte: O Autor (2019).

Nas equações 23, 24, 25, 26, 27 estão mostradas as equações de balanço de massa, de energia e de concentração do absorvedor.

Balanço de massa

$$\dot{m}_{10} - \dot{m}_1 + \dot{m}_6 = 0$$

$$\dot{m}_1 = \dot{m}_{10} + \dot{m}_6 \quad (23)$$

$$\dot{m}_{13} - \dot{m}_{14} = 0$$

$$\dot{m}_{13} = \dot{m}_{14} \quad (24)$$

Balanço de energia:

$$-\dot{Q}_A + \dot{m}_{10}h_{10} - \dot{m}_1h_1 + \dot{m}_6h_6 = 0$$

$$\dot{Q}_A = \dot{m}_{10}h_{10} - \dot{m}_1h_1 + \dot{m}_6h_6 \quad (25)$$

$$\dot{Q}_A + \dot{m}_{13}h_{13} - \dot{m}_{14}h_{14} = 0$$

$$\dot{Q}_A = \dot{m}_{14}h_{14} - \dot{m}_{13}h_{13}$$

$$\dot{Q}_A = \dot{m}_{13} \cdot (h_{14} - h_{13}) \quad (26)$$

Balanço de concentração:

$$\dot{m}_{10}x_{10} - \dot{m}_1x_1 + \dot{m}_6x_6 = 0 \quad (27)$$

No absorvedor, o cálculo da diferença de temperatura média logarítmica (LMTD) está mostrado na equação 28, e, através da equação 29 se calcula o calor do evaporador pela LMTD:

$$\text{LMTD}_A = \frac{((T_6 - T_{14}) - (T_1 - T_{13}))}{\ln\left(\frac{(T_6 - T_{14})}{(T_1 - T_{13})}\right)} \quad (28)$$

$$\dot{Q}_A = UA_A \cdot \text{LMTD}_A \quad (29)$$

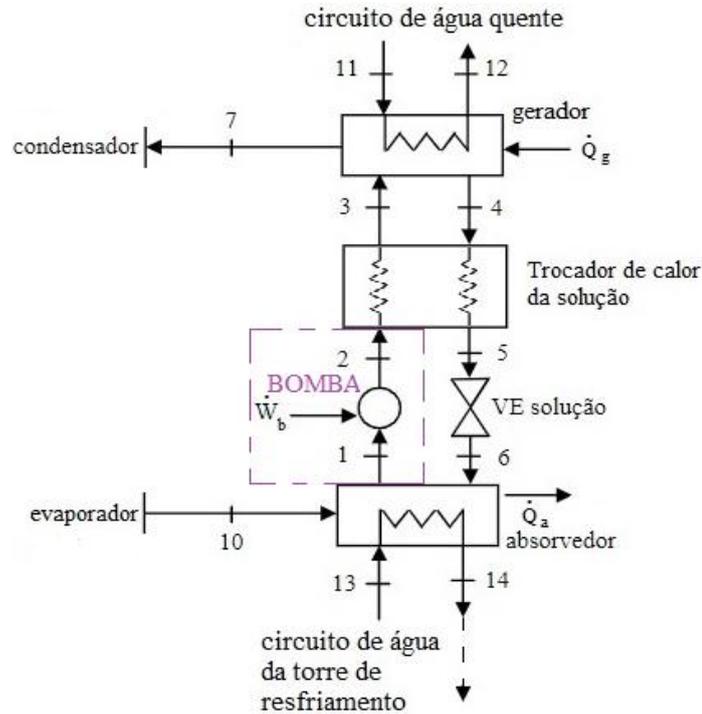
## 5.6 BOMBA DA SOLUÇÃO

A bomba é um equipamento que realiza um trabalho para transmitir velocidade e pressão a um fluido. A bomba de absorção recebe a mistura de brometo de lítio e água (LiBr/H<sub>2</sub>O)

proveniente do absorvedor e a lança para o gerador. Após sair da bomba, a mistura é pré-aquecida no trocador de calor da solução antes de chegar no gerador.

Na figura 16, pode ser observado que a solução (LiBr/ H<sub>2</sub>O) sai do absorvedor e entra na bomba no ponto 1 e sai da bomba e entra no trocador de calor da solução no ponto 2.

Figura 16- Bomba da solução.



Fonte: O Autor (2019).

As equações 30, 31, 32 apresentam as equações dos balanços de massa, energia e concentração.

Balanço de massa

$$\dot{m}_1 - \dot{m}_2 = 0$$

$$\dot{m}_1 = \dot{m}_2 \quad (30)$$

Balanço de energia:

$$-\dot{W}_{bs} + \dot{m}_1 h_1 - \dot{m}_2 h_2 = 0$$

$$\dot{W}_{bs} = \dot{m}_1 h_1 - \dot{m}_2 h_2 \quad (31)$$

Balanço de concentração:

$$\dot{m}_1 x_1 - \dot{m}_2 x_2 = 0$$

Como  $\dot{m}_1 = \dot{m}_2$ , tem-se:

$$x_1 = x_2 \quad (32)$$

## 5.7 TROCADOR DE CALOR DA SOLUÇÃO

No trocador de calor da solução ocorre a troca de calor entre as misturas que entram e saem do gerador. A mistura que entra no gerador é pré-aquecida pela mistura que sai, que é resfriada pela troca de energia térmica. O trocador de calor proporciona ao *chiller* de absorção um menor valor de calor do gerador o que acarreta em um ganho no coeficiente de performance (COP). Este trocador de calor também proporciona um menor calor necessário para ser removido no absorvedor, o que também proporciona o benefício de menor custo energético.

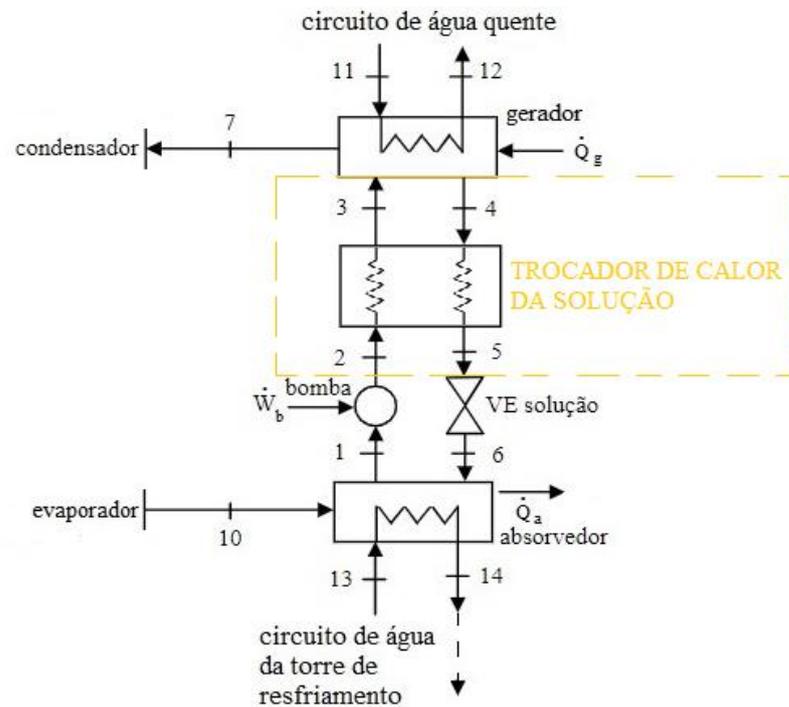
A efetividade ( $\mathcal{E}$ ) mede a relação entre a taxa de calor máximo possível transferido no trocador de calor da solução e o calor real trocado neste. O valor da efetividade tem uma correlação quase linear com o coeficiente de performance, onde, por exemplo, variando-se de 0 para 1 o valor de  $\mathcal{E}$  em uma máquina de absorção de brometo de lítio pode aumentar seu valor de COP de 0,62 para 0,82 e em uma de amônia, o COP pode ser aumentado de 0,25 para 0,55 (TESHA, 2009).

A fórmula da efetividade do trocador de calor do *chiller* de absorção de brometo de lítio e água está expressa na equação 33.

$$\mathcal{E} = \frac{T_4 - T_5}{T_4 - T_2} \quad (33)$$

A figura 17 mostra os pontos de entrada e saída do trocador de calor da solução. O ponto de entrada 2 corresponde ao de saída da bomba da solução, o ponto de entrada 4 é também de saída do gerador, o ponto de saída 3 é também de entrada do gerador e o ponto de saída 5 é equivalente ao de entrada da válvula de expansão da solução.

Figura 17- Trocador de calor da solução



Fonte: O Autor (2019).

Nas equações 34, 35, 36, 37, 38, 39, tem-se o balanço de massa, energia e concentração deste trocador de calor.

Balanço de massa

$$\dot{m}_2 - \dot{m}_3 = 0$$

$$\dot{m}_2 = \dot{m}_3 \quad (34)$$

$$\dot{m}_4 - \dot{m}_5 = 0$$

$$\dot{m}_4 = \dot{m}_5 \quad (35)$$

Balanço de energia:

$$\dot{Q}_{tcs} + \dot{m}_2 h_2 - \dot{m}_3 h_3 = 0$$

$$\dot{Q}_{tcs} = \dot{m}_3 h_3 - \dot{m}_2 h_2$$

$$\dot{Q}_{tcs} = \dot{m}_3 \cdot (h_3 - h_2) \quad (36)$$

$$-\dot{Q}_{tcs} + \dot{m}_4 h_4 - \dot{m}_5 h_5 = 0$$

$$\dot{Q}_{tcs} = \dot{m}_4 h_4 - \dot{m}_5 h_5$$

$$\dot{Q}_{tcs} = \dot{m}_4 \cdot (h_4 - h_5) \quad (37)$$

Balço de concentraço:

$$\dot{m}_2 x_2 - \dot{m}_3 x_3 = 0$$

$$\dot{m}_4 x_4 - \dot{m}_5 x_5 = 0$$

como  $\dot{m}_2 = \dot{m}_3$ , tem-se:

$$x_2 = x_3 \quad (38)$$

como  $\dot{m}_4 = \dot{m}_5$ , tem-se:

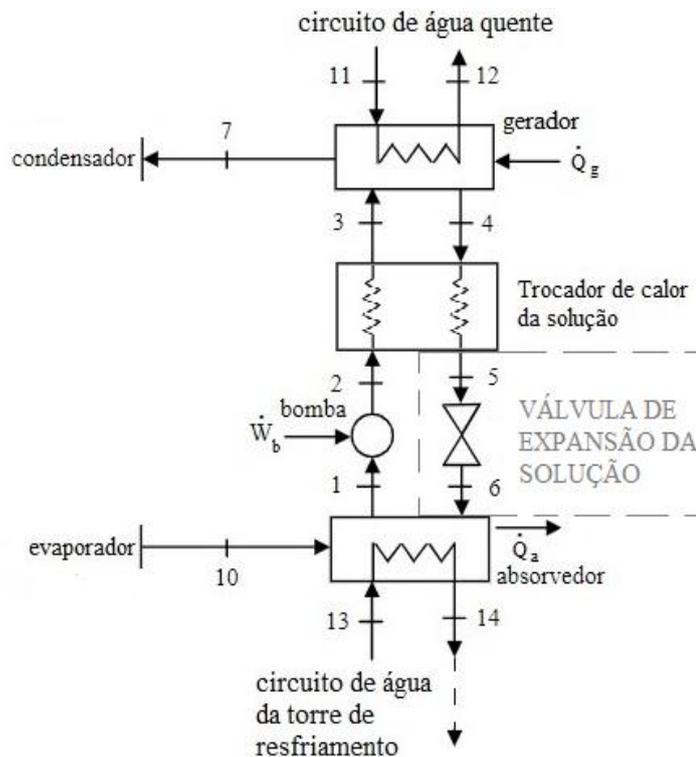
$$x_4 = x_5 \quad (39)$$

## 5.8 VÁLVULA DE EXPANSÃO DA SOLUÇÃO

A válvula de expansão da solução tem em sua entrada a mistura proveniente do gerador em alta pressão e em sua saída reduz a pressão da mistura adiabaticamente, o que diminui também a sua temperatura.

A figura 18 mostra a entrada no ponto 5 e a saída no ponto 6 da válvula de expansão da mistura. As equações 40, 41 exibem o balanço de massa, energia e concentraço.

Figura 18- Válvula de expansão da solução



Fonte: O Autor (2019).

Balanço de massa

$$\dot{m}_5 - \dot{m}_6 = 0$$

$$\dot{m}_5 = \dot{m}_6 \tag{40}$$

Balanço de energia:

$$\dot{m}_5 h_5 - \dot{m}_6 h_6 = 0$$

Foi visto que  $\dot{m}_5 = \dot{m}_6$ , então:

$$h_5 = h_6 \tag{41}$$

## 6 MÉTODO DAS EQUAÇÕES CARACTERÍSTICAS

Pelo método das equações características pode-se estimar o funcionamento de um sistema de refrigeração por absorção através de cálculos de valores termodinâmicos como capacidade de refrigeração (fluxo de calor do evaporador) e seu coeficiente de performance (COP). Este método tem vantagens como sua utilização em fases de projeto ou em fases de controle do *chiller* já projetado, e sua possibilidade de utilização em *softwares* que utilizem o método com suas equações de forma simplificada utilizando dados externos do *chiller* que podem ser obtidos.

Takada e Furukawa introduziram este método em sistemas de absorção de brometo de lítio e água nos anos 80 e, em seguida, outros autores aperfeiçoaram este método como Ziegler e Hellmann, que aplicaram a *chillers* de absorção (IZQUIERDO, 2012). Em *chillers* de absorção de brometo de lítio e água, este método utiliza equações com um parâmetro chamado de diferença de temperatura característica baseado em temperaturas do sistema de absorção, que permite os cálculos de capacidade de refrigeração e COP.

Este método também pode ser utilizado em outros tipos de *chiller* como o de amônia e água, em *chiller* de queima direta, em sistemas avançados de absorção e em *chiller* de adsorção que utiliza o par água e sílica gel (IZQUIERDO, 2012). A flexibilidade deste método possibilita a sua aplicação em inúmeros ciclos termodinâmicos abertos ou fechados em que pode ser previsto as cargas parciais destes ciclos através das equações características (IZQUIERDO, 2012).

De acordo com Izquierdo (2012), algumas hipóteses simplificadoras usadas no método das equações características são:

- Operação em regime permanente;
- O gerador e condensador operam com o mesmo valor de pressão na pressão maior, e o evaporador e absorvedor operam com o mesmo valor de pressão, na pressão menor;
- A solução está em estado de saturação na saída do gerador e do absorvedor
- O refrigerante está em estado de saturação na saída do condensador e na saída do evaporador
- Consideram-se constantes os coeficientes globais de transferência de calor de cada um dos componentes do *chiller* em todas as condições de operação
- As vazões dos circuitos externos são constantes.

- As perdas de pressão nas tubulações e nos componentes do equipamento são desconsideradas
- O *chiller* não troca calor com o meio externo
- Os processos de expansão são isoentálpicos
- Considera-se isoentrópico o processo na bomba da solução

No método, o fluxo de calor de cada componente do *chiller* pode ser calculado pela multiplicação da condutância global ( $UA_X$ ) pela diferença de temperaturas média logarítmica ( $\Delta T_{lm X}$ ), em que X se refere ao componente como se observa na equação 42:

$$\dot{Q}_x = UA_X \cdot \Delta T_{lm X} \quad (42)$$

Considerando cada componente como um trocador de calor, pode-se expressar a diferença média logarítmica de temperatura pela equação:

$$\Delta T_{lm X} = \frac{|(t_{Xen} - T_{Xen}) - (t_{Xsai} - T_{Xsai})|}{\ln\left(\left|\frac{t_{Xen} - T_{Xen}}{t_{Xsai} - T_{Xsai}}\right|\right)} \quad (43)$$

Albers et al. (2008) mostraram outra equação em que o fluxo de calor de cada componente pode ser calculado conforme a equação 44 onde a média logarítmica de temperatura é aproximada pela diferença entre temperatura média interna e a média externa.

$$\dot{Q}_X = UA_X \cdot (|T_X - t_X|) \quad (44)$$

Assim, as equações de fluxo de calor dos componentes do *chiller* podem ser expressas da seguinte maneira:

$$\dot{Q}_E = UA_E \cdot (t_E - T_E) \quad (45)$$

$$\dot{Q}_C = UA_C \cdot (T_C - t_C) \quad (46)$$

$$\dot{Q}_A = UA_A \cdot (T_A - t_A) \quad (47)$$

$$\dot{Q}_G = UA_G \cdot (t_G - T_G) \quad (48)$$

Pelo balanço de energia do evaporador foi visto que:

$$\dot{Q}_E = \dot{m}_{10} \cdot (h_{10} - h_9)$$

Como  $h_9 = h_8$  e  $\dot{m}_7 = \dot{m}_{10}$  então:

$$\dot{Q}_E = \dot{m}_7 \cdot (h_{10} - h_8) \quad (49)$$

$$\dot{m}_7 = \frac{\dot{Q}_E}{(h_{10} - h_8)} \quad (50)$$

Substituindo a equação 50, na equação 11, tem-se:

$$\dot{Q}_C = \frac{(h_7 - h_8)}{(h_{10} - h_8)} \cdot \dot{Q}_E \quad (51)$$

Assim, a equação 51 pode ser reescrita da seguinte maneira:

$$\dot{Q}_C = C \cdot \dot{Q}_E \quad (52)$$

Onde:

$$C = \frac{(h_7 - h_8)}{(h_{10} - h_8)} \quad (53)$$

No absorvedor foi vista a equação 25:

$$\dot{Q}_A = \dot{m}_{10}h_{10} - \dot{m}_1h_1 + \dot{m}_6h_6$$

No trocador de calor foi vista a equação 37:

$$\dot{Q}_T = \dot{m}_4h_4 - \dot{m}_5h_5$$

Como  $\dot{m}_5 = \dot{m}_6$  e  $h_5 = h_6$ , tem-se:

$$\begin{aligned} \dot{Q}_T &= \dot{m}_4h_4 - \dot{m}_6h_6 \\ \dot{m}_6h_6 &= \dot{m}_4h_4 - \dot{Q}_T \end{aligned} \quad (54)$$

Substituindo 54 na equação 25, a expressão se torna:

$$\dot{Q}_A = \dot{m}_{10}h_{10} - \dot{m}_1h_1 + \dot{m}_4h_4 - \dot{Q}_T \quad (55)$$

Das equações de balanço de massa percebe-se que:

$$\dot{m}_4 = \dot{m}_1 - \dot{m}_7 \quad (56)$$

$$\dot{m}_{10} = \dot{m}_7 \quad (57)$$

Substituindo 56 e 57 em 55, a equação fica:

$$\begin{aligned}\dot{Q}_A &= \dot{m}_7 h_{10} - \dot{m}_1 h_1 + (\dot{m}_1 - \dot{m}_7) h_4 - \dot{Q}_T \\ \dot{Q}_A &= \dot{m}_7 (h_{10} - h_4) + \dot{m}_1 (h_4 - h_1) - \dot{Q}_T\end{aligned}\quad (58)$$

Substituindo 50 em 58, tem-se:

$$\dot{Q}_A = \frac{\dot{Q}_E}{(h_{10} - h_8)} (h_{10} - h_4) + \dot{m}_1 (h_4 - h_1) - \dot{Q}_T \quad (59)$$

O segundo termo da equação 59 (  $\dot{m}_1 (h_4 - h_1)$  ) representa o fluxo de calor máximo que a solução rica (com maior concentração de LiBr) pode trocar com a solução pobre (com menor concentração de LiBr) no trocador de calor e o terceiro termo desta equação representa o fluxo de calor que é trocado entre as soluções rica e pobre ( $\dot{Q}_T$ ). A diferença entre o segundo e terceiro termos desta equação pode ser entendida como fluxo de calor perdido ( $\dot{Q}_{per}$ ).

Assim, os termos da equação 58 podem ser definidos da seguinte maneira:

$$A = \frac{(h_{10} - h_4)}{(h_{10} - h_8)} \quad (60)$$

$$\dot{Q}_{max} = \dot{m}_1 (h_4 - h_1) \quad (61)$$

$$\dot{Q}_{per} = \dot{Q}_{max} - \dot{Q}_T \quad (62)$$

Logo, utilizando os termos das equações 60, 61 e 62 na equação 59, tem-se:

$$\dot{Q}_A = (A \cdot \dot{Q}_E) + \dot{Q}_{per} \quad (63)$$

No trocador de calor também foi vista a equação 36:

$$\dot{Q}_T = \dot{m}_3 h_3 - \dot{m}_2 h_2$$

Como  $\dot{m}_1 = \dot{m}_2 = \dot{m}_3$ , então a equação fica:

$$\dot{Q}_T = \dot{m}_1 h_3 - \dot{m}_1 h_2$$

Assim:

$$\dot{m}_1 h_3 = \dot{Q}_T + \dot{m}_1 h_2 \quad (64)$$

Na bomba da solução a variação de entalpia é desprezível, então  $h_2 \cong h_1$ , assim:

$$\dot{m}_1 h_3 = \dot{Q}_T + \dot{m}_1 h_1 \quad (65)$$

Colocando as equações 56 e 65 na equação 3 do gerador:

$$\begin{aligned}\dot{Q}_G &= (\dot{m}_1 - \dot{m}_7) h_4 + \dot{m}_7 h_7 - \dot{Q}_T - \dot{m}_1 h_1 \\ \dot{Q}_G &= \dot{m}_1 (h_4 - h_1) + \dot{m}_7 (h_7 - h_4) - \dot{Q}_T\end{aligned}\quad (66)$$

Substituindo 50 e 61 em 66, a equação fica:

$$\dot{Q}_G = \dot{Q}_{max} + \frac{\dot{Q}_e}{(h_{10} - h_8)} (h_7 - h_4) - \dot{Q}_T \quad (67)$$

Os termos da equação 66 podem ser expressos da seguinte forma:

$$\dot{Q}_G = (G \cdot \dot{Q}_E) + \dot{Q}_{per} \quad (68)$$

Onde:

$$G = \frac{(h_7 - h_4)}{(h_{10} - h_8)}$$

Igualam-se as equações 46 e 52, 47 e 63, 48 e 68, e as equações de calor dos 4 componentes ficam da seguinte maneira:

$$\begin{aligned}\dot{Q}_E &= UA_E \cdot (t_E - T_E) \\ (C \cdot \dot{Q}_E) &= UA_C \cdot (T_C - t_C)\end{aligned}\quad (69)$$

$$(A \cdot \dot{Q}_E) + \dot{Q}_{per} = UA_A \cdot (T_A - t_A) \quad (70)$$

$$(G \cdot \dot{Q}_E) + \dot{Q}_{per} = UA_G \cdot (t_G - T_G) \quad (71)$$

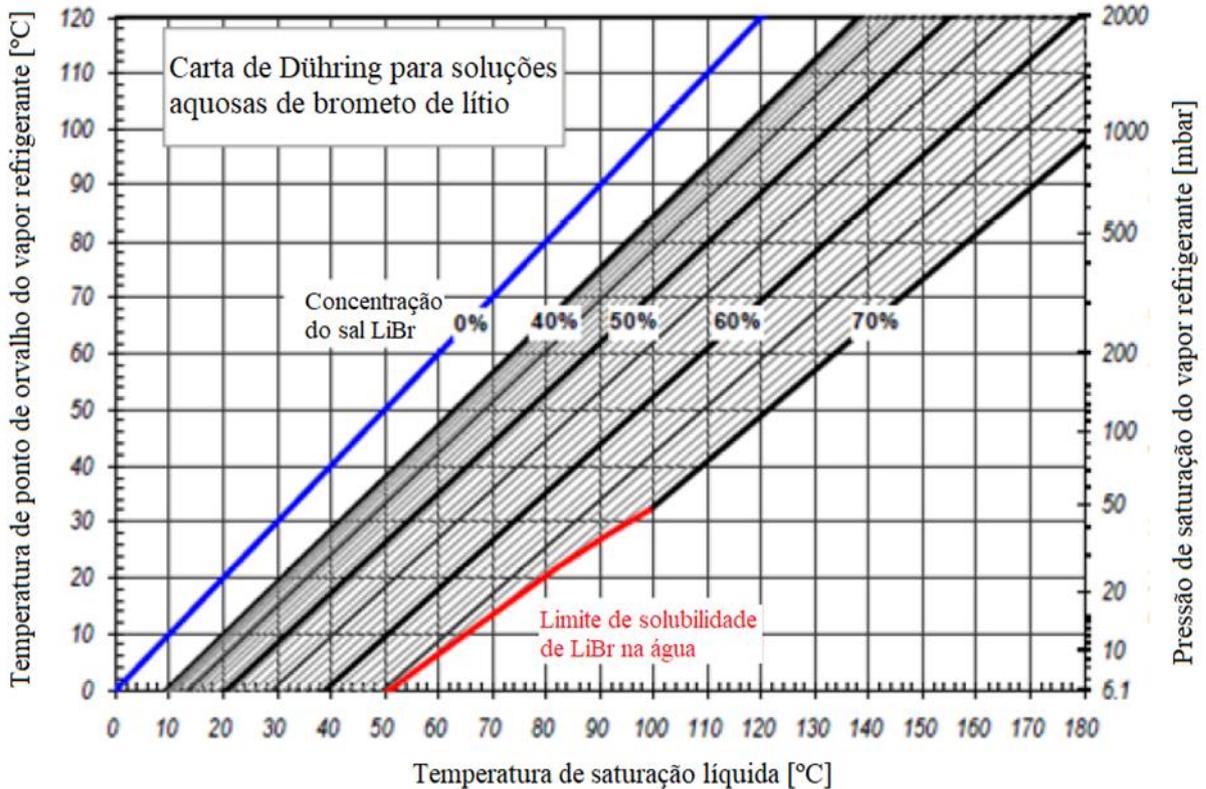
É possível relacionar a temperatura média interna com sua correspondente concentração de saturação por uma relação linear entre a temperatura de saturação da solução ( $T_{sat,sol}$ ) e a temperatura de saturação do refrigerante ( $T_{sat,ref}$ ) com o coeficiente angular ( $B(x_{sol})$ ) e o coeficiente linear ( $L(x_{sol})$ ), ambos coeficientes dependentes da concentração da solução (IZQUIERDO, 2012). A equação 72 mostra esta relação entre as temperaturas de saturação e é denominada de equação de Dühring (IZQUIERDO, 2012).

$$T_{sat,sol} = (B(x_{sol}) \cdot T_{sat,ref}) + L(x_{sol}) \quad (72)$$

Pode-se fazer uma carta chamada de diagrama de Dühring com as funções das temperaturas de saturação para cada composição em que se tem a temperatura de saturação ( $T_{sat,sol}$ ) no eixo das abscissas e a temperatura de saturação do refrigerante ( $T_{sat,ref}$ ) para uma

determinada pressão no eixo das ordenadas. A figura 19 mostra o diagrama de Dühring para a solução formada por brometo de lítio e água (LiBr/H<sub>2</sub>O).

Figura 19- Diagrama de Dühring para uma solução de brometo de lítio e água (LiBr/H<sub>2</sub>O).



Fonte: adaptado de Izquierdo (2012)

A equação de Dühring pode ser expressa para um componente do *chiller* de absorção considerando a média aritmética das soluções rica e pobre como concentração da solução. As equações 73 e 74 expressam as equações de Dühring do gerador e absorvedor.

$$T_A = (B(\bar{x}_{sol}) \cdot T_E) + L(\bar{x}_{sol}) \quad (73)$$

$$T_G = (B(\bar{x}_{sol}) \cdot T_C) + L(\bar{x}_{sol}) \quad (74)$$

Subtraindo a equação 73 da 74, tem-se:

$$T_G - T_A = B(\bar{x}_{sol}) \cdot (T_C - T_E) \quad (75)$$

O valor de B geralmente se encontra na faixa de 1,1 a 1,2 para o par de solução de brometo de lítio e água (LiBr/H<sub>2</sub>O) (ALBERS; ZIEGLER, 2008; ALBERS; ZIEGLER, 2009), então pode-se adotar um valor intermediário de 1,15 para o coeficiente angular B (ALBERS; ZIEGLER, 2009).

Isola-se  $T_G$  na equação 71,  $T_A$  na equação 70,  $T_C$  na equação 69 e  $T_E$  na equação 45, e chega-se nas seguintes equações:

$$T_G = t_G - \frac{((G \cdot \dot{Q}_E) + \dot{Q}_{per})}{UA_G} \quad (76)$$

$$T_A = t_A + \frac{((A \cdot \dot{Q}_E) + \dot{Q}_{per})}{UA_A} \quad (77)$$

$$T_C = t_C + \left( \frac{C \cdot \dot{Q}_E}{UA_C} \right) \quad (78)$$

$$T_E = t_E - \left( \frac{\dot{Q}_E}{UA_E} \right) \quad (79)$$

Substituindo as temperaturas encontradas nas equações 76, 77, 78 e 79 na equação 75, fica:

$$t_G - \left( \frac{(G \cdot \dot{Q}_E) + \dot{Q}_{per}}{UA_G} \right) - t_A - \left( \frac{(A \cdot \dot{Q}_E) + \dot{Q}_{per}}{UA_A} \right) = B \left( t_C + \frac{(C \cdot \dot{Q}_E)}{UA_C} - t_E + \frac{\dot{Q}_E}{UA_E} \right) \quad (80)$$

Rearrmando a equação 80, tem-se:

$$t_G - t_A - B \cdot (t_C - t_E) = \dot{Q}_E \cdot \left( \frac{G}{UA_G} + \frac{A}{UA_A} \right) + \dot{Q}_{per} \cdot \left( \frac{1}{UA_G} + \frac{1}{UA_A} \right) + B \cdot \dot{Q}_E \cdot \left( \frac{C}{UA_C} + \frac{1}{UA_E} \right)$$

$$t_G - t_A - B \cdot (t_C - t_E) = \dot{Q}_E \cdot \left\{ \frac{G}{UA_G} + \frac{A}{UA_A} + \left[ B \cdot \left( \frac{C}{UA_C} + \frac{1}{UA_A} \right) \right] \right\} + \dot{Q}_{per} \cdot \left( \frac{1}{UA_G} + \frac{1}{UA_A} \right) \quad (81)$$

A diferença entre as temperaturas externas do gerador e do absorvedor pode ser chamada de temperatura externa de impulso ( $\Delta t_i = t_G - t_A$ ) e a diferença entre as temperaturas externas do condensador e evaporador pode ser chamada de temperatura externa de elevação ( $\Delta t_{el} = t_C - t_E$ ).

A temperatura de impulso pode ser entendida como aquela que é requerida para o funcionamento do *chiller* de absorção (IZQUIERDO, 2012). O gerador e o absorvedor juntos são os componentes que formam o compressor térmico do *chiller* de absorção, e seus circuitos de água externos quando entram nestes componentes ativam e impulsionam o processo de absorção pela diferença de temperaturas entre o circuito do gerador e o do absorvedor.

Após o *chiller* de absorção ser ativado e impulsionado pela temperatura de impulso, surge um efeito que pode ser entendido como a elevação da absorção provocado pela diferença

de temperaturas externas do condensador e evaporador, que pode ser chamada de temperatura de elevação.

Com o funcionamento de todos os circuitos internos e externos do *chiller*, surgem resistências térmicas no equipamento e, para manter sua operação, o termo da esquerda da equação 81 referente a diferença de temperaturas externas deve ser maior do que zero. Assim, a diferença de temperaturas total tem que ser suficientemente grande para vencer as resistências térmicas de cada componente do *chiller* e pode ser chamada de diferença de temperaturas características, que é equacionada em função das temperaturas externas de impulso e elevação como pode se observar na equação 82.

$$\Delta\Delta t = \Delta t_i - B \Delta t_{el} \quad (82)$$

Logo, com a equação 82, a equação 81 pode ser reescrita como mostra a equação 83.

$$\Delta\Delta t = \dot{Q}_E \cdot \left\{ \frac{G}{UA_G} + \frac{A}{UA_A} + \left[ B \cdot \left( \frac{C}{UA_C} + \frac{1}{UA_E} \right) \right] \right\} + \dot{Q}_{per} \cdot \left( \frac{1}{UA_G} + \frac{1}{UA_A} \right) \quad (83)$$

A equação 83 ainda pode ser reescrita isolando o fluxo de calor do evaporador ( $\dot{Q}_E$ ) como pode ser visto na equação 84.

$$\Delta\Delta T = \frac{\dot{Q}_E + \frac{\dot{Q}_{per} \cdot \left( \frac{1}{UA_G} + \frac{1}{UA_A} \right)}{\left\{ \frac{G}{UA_G} + \frac{A}{UA_A} + \left[ B \cdot \left( \frac{C}{UA_C} + \frac{1}{UA_E} \right) \right] \right\}}}{\left\{ \frac{G}{UA_G} + \frac{A}{UA_A} + \left[ B \cdot \left( \frac{C}{UA_C} + \frac{1}{UA_E} \right) \right] \right\}} \quad (84)$$

Na equação 85, um parâmetro ( $S_E$ ) pode representar o termo que envolve as condutâncias globais de todos os componentes do *chiller*, como aparece na equação 85.

$$S_E = \frac{1}{\left\{ \frac{G}{UA_G} + \frac{A}{UA_A} + \left[ B \cdot \left( \frac{C}{UA_C} + \frac{1}{UA_E} \right) \right] \right\}} \quad (85)$$

O termo do numerador que multiplica o fluxo de calor perdido ( $\dot{Q}_{per}$ ) representa a distribuição do coeficiente de transferência de calor no interior do equipamento e pode ser escrito como um parâmetro ( $\alpha_E$ ) como pode ser observado na equação 86.

$$\alpha_E = \frac{\left( \frac{1}{UA_G} + \frac{1}{UA_A} \right)}{\left\{ \frac{G}{UA_G} + \frac{A}{UA_A} + \left[ B \cdot \left( \frac{C}{UA_C} + \frac{1}{UA_E} \right) \right] \right\}} \quad (86)$$

Ao substituir as equações 85 e 86 em 84, tem-se:

$$\Delta\Delta T = \frac{\dot{Q}_E + (\alpha_E \cdot \dot{Q}_{per})}{S_E} \quad (87)$$

O termo  $(\alpha_E \cdot \dot{Q}_{per}/S_E)$  equivale à diferença de temperaturas característica mínima ( $\Delta\Delta T_{minE}$ ) para que o *chiller* de absorção comece a remover calor, como pode ser visto na equação 88.

$$\Delta\Delta T_{minE} = \frac{\alpha_E \cdot \dot{Q}_{per}}{S_E} \quad (88)$$

Então, com a equação 89, tem-se que:

$$\Delta\Delta T = \frac{\dot{Q}_E}{S_E} + \Delta\Delta T_{minE} \quad (89)$$

Pode-se isolar o parâmetro do fluxo de calor do evaporador ( $\dot{Q}_E$ ) e deixá-lo em função da diferença de temperaturas característica ( $\Delta\Delta T$ ) e dos parâmetros característicos ( $S_E$ ) e ( $\alpha_E$ ), conforme mostra a equação 90.

$$\dot{Q}_E = S_E \cdot (\Delta\Delta T - \Delta\Delta T_{minE}) \quad (90)$$

O fluxo de calor do gerador ( $\dot{Q}_G$ ) pode ser entendido como a potência térmica de ativação do *chiller* de absorção pode ser expresso conforme pode ser visto na equação 91.

$$\dot{Q}_G = G \cdot [S_E \cdot (\Delta\Delta T - \Delta\Delta T_{minE})] + \dot{Q}_{per} \quad (91)$$

Logo, com as equações 90 e 91, o coeficiente de performance pode ser expresso como:

$$\text{COP} = \frac{\dot{Q}_E}{\dot{Q}_G} = \frac{S_E \cdot (\Delta\Delta T - \Delta\Delta T_{minE})}{G \cdot [S_E \cdot (\Delta\Delta T - \Delta\Delta T_{minE})] + \dot{Q}_{per}} \quad (92)$$

Na equação 88, o fluxo de calor perdido ( $\dot{Q}_{per}$ ) pode ser isolado como exige a equação 93.

$$\dot{Q}_{per} = \frac{\Delta\Delta T_{minE} \cdot S_E}{\alpha_E} \quad (93)$$

Substituindo a equação 93 em 92, tem-se:

$$\text{COP} = \frac{(\Delta\Delta T - \Delta\Delta T_{minE})}{G \cdot \Delta\Delta T + \left[ \left( \frac{1}{\alpha_E} - G \right) \cdot \Delta\Delta T_{minE} \right]} \quad (94)$$

## 7 METODOLOGIA

A metodologia deste trabalho está escrita em duas partes, a primeira explica de uma maneira geral como foi elaborado o código computacional da modelagem termodinâmica do *chiller* de absorção e a segunda mostra como foi realizada a validação das abordagens de aperfeiçoamento do método das equações características em *chiller* de absorção e o estudo de caso.

### 7.1 ELABORAÇÃO DO CÓDIGO COMPUTACIONAL DA MODELAGEM TERMODINÂMICA DO CHILLER DE ABSORÇÃO

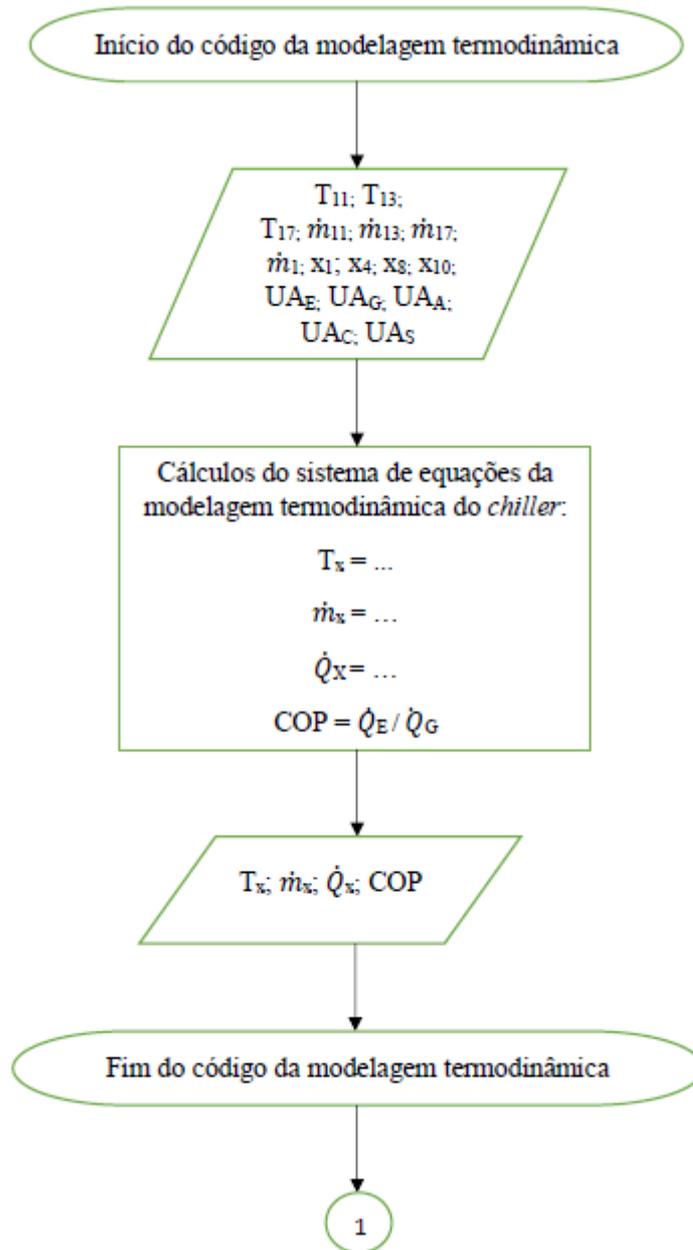
Neste trabalho foi realizado, inicialmente, um código computacional no software *Engineering Equation Solver* (EES) de uma modelagem termodinâmica realizada em regime permanente de um *chiller* de absorção de simples efeito de brometo de lítio e água onde se calculou as temperaturas, os valores de calor e o coeficiente de performance (COP). Neste código foram inseridos os valores dos parâmetros do sistema de absorção cujos valores são conhecidos e foram calculadas todas as equações dos balanços de massa, energia e concentração do *chiller* de absorção analisado.

Foram inseridos como valores conhecidos no código computacional as condutâncias globais de calor do *chiller* analisado, que foram consideradas constantes, as temperaturas de entrada dos circuitos de água quente ( $T_{11}$ ) e de entrada da água da torre de refrigeração ( $T_{13}$ ), a temperatura de saída do circuito de água gelada ( $T_{18}$ ), as vazões destes circuitos ( $\dot{m}_{11}$ ,  $\dot{m}_{13}$ ,  $\dot{m}_{17}$ ), os títulos dos pontos líquidos saturados e vapor saturado do circuito refrigerante, e a vazão interna que entra no gerador ( $\dot{m}_1$ ). Estes dados foram selecionados porque podem ser calculados, medidos externamente ao *chiller* ou foram disponibilizados.

Após se inserir estes valores no código computacional, todas as equações do balanço de massa, energia e concentração do *chiller* formaram um sistema de equações em que foram calculados e obtidos resultados como o calor de cada componente, o coeficiente de performance, as demais temperaturas e as demais vazões que não foram estabelecidas como dados de entrada.

A figura 20 mostra o fluxograma representando este código computacional realizado da modelagem termodinâmica.

Figura 20- Fluxograma do código computacional realizado da modelagem termodinâmica



Fonte: O Autor (2019).

## 7.2 VALIDAÇÃO DAS ABORDAGENS DE APERFEIÇOAMENTO DO MÉTODO DAS EQUAÇÕES CARACTERÍSTICAS EM *CHILLER* DE ABSORÇÃO E ESTUDO DE CASO

Após se elaborar o código computacional da modelagem termodinâmica do *chiller* de absorção, foi realizado um código computacional para o método de aproximações das equações características, que foi programado também no EES. No novo código elaborado foram realizadas as abordagens de aperfeiçoamento do método das equações características com base nos estudos de Hellmann; Schweigler; Ziegler (1999), Izquierdo (2012) e Hellmann; Ziegler

(1999). Estas abordagens foram validadas inserindo os mesmos dados considerados como conhecidos nos trabalhos analisados destes autores. Após se calcular valores como calor removido ( $\dot{Q}_E$ ), coeficiente de performance e calor do gerador ( $\dot{Q}_G$ ) foram calculados os desvios entre os valores calculados pelas equações características e os obtidos pela modelagem termodinâmica.

Em seguida, foi realizado um estudo de caso com o método de aproximações das equações características para o *chiller* de absorção de simples efeito de LiBr/H<sub>2</sub>O de 10 TR do Laboratório Cogencasa da Universidade Federal de Pernambuco. Para este estudo de caso, primeiramente foram estimadas as condutâncias globais do *chiller* por dados disponibilizados pelos *datasheet* do fabricante Yazaki (200-a), Yazaki (200-b). Depois, os dados adquiridos anteriormente e os dados do *datasheet* da marca do fabricante Yazaki (2016) foram colocados como valores conhecidos no código computacional realizado no EES da modelagem termodinâmica em regime permanente do *chiller* analisado. Por fim, para este estudo de caso, foi efetuada a abordagem de aperfeiçoamento do método das equações características que foi verificada anteriormente como a que obteve menores desvios entre os valores calculados pelas equações características e os obtidos pela modelagem termodinâmica.

## 8 VALIDAÇÃO DAS ABORDAGENS DE APERFEIÇOAMENTO DO MÉTODO DAS EQUAÇÕES CARACTERÍSTICAS

A validação das abordagens deste trabalho está dividida em duas partes que são a validação do código computacional realizado das abordagens de aperfeiçoamento do método das equações características e o estudo de caso. Na validação, são mostradas as três abordagens e o estudo de caso aplica as abordagens que proporcionaram menores desvios de COP e fluxo de calor removido.

### 8.1 VALIDAÇÃO DO CÓDIGO COMPUTACIONAL REALIZADO DAS ABORDAGENS DE APERFEIÇOAMENTO DO MÉTODO DAS EQUAÇÕES CARACTERÍSTICAS

O trabalho elaborado por Hellmann; Schweigler; Ziegler (1999) apresentou o método das equações características que usa abordagens de aperfeiçoamento para um *chiller* de absorção de simples efeito de LiBr/H<sub>2</sub>O e utilizou os dados disponibilizados por Gommed e Grossmann (1990) mostrados na tabela 1. Izquierdo (2012) também utilizou estes dados, baseando-se em Hellmann; Schweigler; Ziegler (1999) para fazer estas abordagens e comparou os resultados obtidos pelas abordagens com os obtidos pela modelagem termodinâmica.

Tabela 1- Parâmetros conhecidos do *chiller* de absorção de simples efeito

| Componente                      | Condutância<br>Global (UA)<br>[kW.K <sup>-1</sup> ] | Temperatura<br>[°C]    | Vazão<br>[kg/s]       |
|---------------------------------|---|------------------------|-----------------------|
| Evaporador                      | 11,9  | T <sub>18</sub> = 7,2  | m <sub>17</sub> = 2,3 |
| Condensador                     | 17,9  | T <sub>15</sub> = 29,4 | m <sub>15</sub> = 3   |
| Absorvedor                      | 6,1   | T <sub>13</sub> = 29,4 | m <sub>13</sub> = 3,7 |
| Gerador                         | 8,5   | T <sub>11</sub> = 82,2 | m <sub>11</sub> = 3,1 |
| Trocador de calor<br>da solução | 2,0   | -                      | -                     |
| Bomba da solução                | -   | -                      | m <sub>1</sub> = 0,45 |

Fonte: Gommed; Grossman (1990).

Com os parâmetros da tabela 1 foi realizado um código computacional da modelagem termodinâmica do *chiller* de absorção utilizando as equações de balanço de massa, energia e concentração em regime permanente no EES. O COP encontrado tem valor 0,7204. As tabelas

2 e 3 mostram os demais resultados desta modelagem realizada neste software para o *chiller* analisado.

Tabela 2- Resultados dos parâmetros dos pontos do *chiller* de absorção obtidos pelo código computacional da modelagem termodinâmica em regime permanente no EES.

| Ponto | h [kJ/kg] | $\dot{m}$ [kg/s] | p [kPa] | T [°C] | x [% LiBr] |
|-------|-----------|------------------|---------|--------|------------|
| 1     | 99,74     | 0,4535           | 0,901   | 38,00  | 56,86      |
| 2     | 99,74     | 0,4535           | 5,359   | 38,00  | 56,86      |
| 3     | 150,52    | 0,4535           | 5,359   | 63,33  | 56,86      |
| 4     | 183,34    | 0,4357           | 5,359   | 75,56  | 59,18      |
| 5     | 130,49    | 0,4357           | 5,359   | 48,55  | 59,18      |
| 6     | 140       | 0,4357           | 0,901   | 43,00  | 59,18      |
| 7     | 2631,99   | 0,0178           | 5,359   | 70,69  |            |
| 8     | 142,91    | 0,0178           | 5,359   | 34,12  |            |
| 9     | 142,91    | 0,0178           | 0,901   | 5,46   |            |
| 10    | 2510,56   | 0,0178           | 0,901   | 5,46   |            |
| 11    | 344,25    | 3,145            |         | 82,22  |            |
| 12    | 325,69    | 3,145            |         | 77,79  |            |
| 13    | 123,35    | 3,651            |         | 29,44  |            |
| 14    | 138,74    | 3,651            |         | 33,12  |            |
| 15    | 123,35    | 2,956            |         | 29,44  |            |
| 16    | 138,30    | 2,956            |         | 33,02  |            |
| 17    | 48,89     | 2,268            |         | 11,65  |            |
| 18    | 30,35     | 2,268            |         | 7,22   |            |

Fonte: O Autor (2019).

Tabela 3- Resultados dos fluxos de calor dos componentes do *chiller* de absorção obtidos pelo código computacional da modelagem termodinâmica em regime permanente no EES.

| Componente                   | $\dot{Q}$ [kW] |
|------------------------------|----------------|
| Absorvedor                   | 56,22          |
| Condensador                  | 44,21          |
| Gerador                      | 58,37          |
| Evaporador                   | 42,05          |
| Trocador de calor da solução | 23,03          |

Fonte: O Autor (2019).

O sistema de equações dos balanços do código computacional da modelagem termodinâmica convergiu numericamente nos resultados das tabelas 2 e 3. Não houve dificuldades para o código convergir nestes resultados, que foram realísticos com a ordem de valores de temperatura e fluxos de calor removido que se observa em *chillers* de absorção. Desta forma, entende-se que este código computacional está validado para os cálculos de regime permanente deste tipo de *chiller* de absorção.

### 8.1.1 Primeira abordagem

A tabela 4 mostra os parâmetros característicos encontrados na primeira abordagem por Izquierdo (2012) e Hellmann; Schweigler; Ziegler (1999) e pelo código computacional elaborado da modelagem termodinâmica utilizando os valores conhecidos do *chiller* apresentados na tabela 1. O valor de B geralmente se encontra na faixa de 1,1 a 1,2 para o par de brometo de lítio e água (LiBr/H<sub>2</sub>O) (ALBERS; ZIEGLER, 2008; ALBERS; ZIEGLER, 2009), logo pode-se adotar um valor intermediário de 1,15 para o coeficiente angular B (ALBERS; ZIEGLER, 2009), que foi o valor adotado por Izquierdo (2012) e Hellmann; Schweigler; Ziegler (1999).

Tabela 4 - Parâmetros característicos

|                                      | $S_E$ | $\alpha_E$ | G     | $\Delta\Delta t_{minE}$ |
|--------------------------------------|-------|------------|-------|-------------------------|
| Hellmann; Schweigler; Ziegler (1999) | 2,14  | 0,61       | 1,04  | 3                       |
| Izquierdo (2012)                     | 2,2   | 0,6        | 1,04  | 4,2                     |
| Obtido pelo programa                 | 2,238 | 0,63       | 1,034 | 4,191                   |

Fonte: O Autor (2019).

A tabela 4 mostra que os parâmetros característicos encontrados pelo código computacional realizado e pelos autores em geral tiveram valores próximos, exceto  $\Delta\Delta t_{minE}$ , que Hellmann; Schweigler; Ziegler (1999) acharam um valor um menor possivelmente em virtude de um menor valor  $\dot{Q}_{loss}$  decorrente de maior eficiência considerada do trocador de calor. Em seguida, na primeira abordagem, estes valores encontrados foram substituídos nas equações características de calor removido ( $\dot{Q}_E$ ) e coeficiente de performance (COP).

Izquierdo (2012) elaborou 39 condições de diferentes temperaturas dos circuitos de água externos do *chiller* para serem utilizadas como valores conhecidos para as próximas abordagens. Estes valores estão apresentados na tabela 5.

Tabela 5 - Valores de temperaturas dos circuitos de água externos do *chiller* utilizados nas próximas abordagens baseadas em Izquierdo (2012)

| $t_{11}$ [°C]     | $t_{13}$ ; $t_{15}$ [°C] | $t_{17}$ [°C] |
|-------------------|--------------------------|---------------|
| 70/80/82,2/90/100 | 29,4                     | 11,6          |
| 60/70             | 26                       | 9             |
| 60/70/80          | 30                       | 9             |
| 80/90             | 35                       | 9             |
| 60/70/80/90       | 26                       | 12            |
| 60/70/80/90/100   | 30                       | 12            |
| 70/80/90/100      | 35                       | 12            |
| 60/70/80/90/100   | 26                       | 15            |
| 60/70/80/90/100   | 30                       | 15            |
| 70/80/90/100      | 35                       | 15            |

Fonte: Izquierdo (2012)

Hellmann; Schweigler; Ziegler (1999) também utilizaram diferentes temperaturas de circuitos de água externo como a temperatura de entrada do absorvedor/condensador e a temperatura de saída do evaporador para serem inseridas nos cálculos das abordagens. A tabela 6 foi elaborada para representar estes valores de temperatura que estes autores usaram em seu trabalho. As temperaturas de água quente que entra no *chiller* ( $t_{11}$ ) estão estimadas na tabela 6, que apresenta os valores utilizados nas abordagens dos autores.

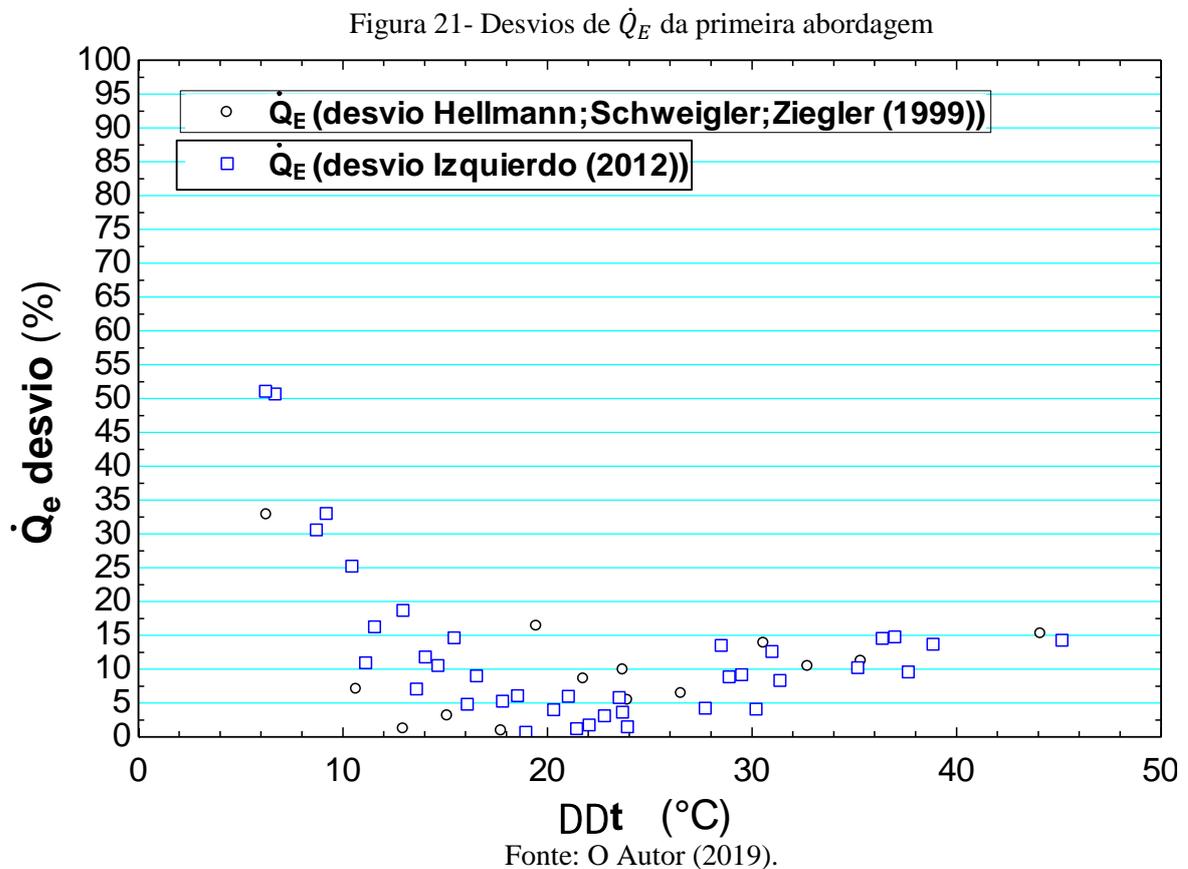
Tabela 6 - Valores de temperaturas dos circuitos de água externos do *chiller* utilizados nas próximas abordagens baseadas em Hellmann; Schweigler; Ziegler (1999)

| $t_{11}$ [°C] | $t_{13};t_{15}$ [°C] | $t_{18}$ [°C] |
|---------------|----------------------|---------------|
| 70/80/82,2/90 | 29,4                 | 7,2           |
| 60/70/80/90   | 33                   | 16            |
| 80/90         | 33                   | 3             |
| 60/70/80/90   | 20                   | 3             |

Fonte: O Autor (2019).

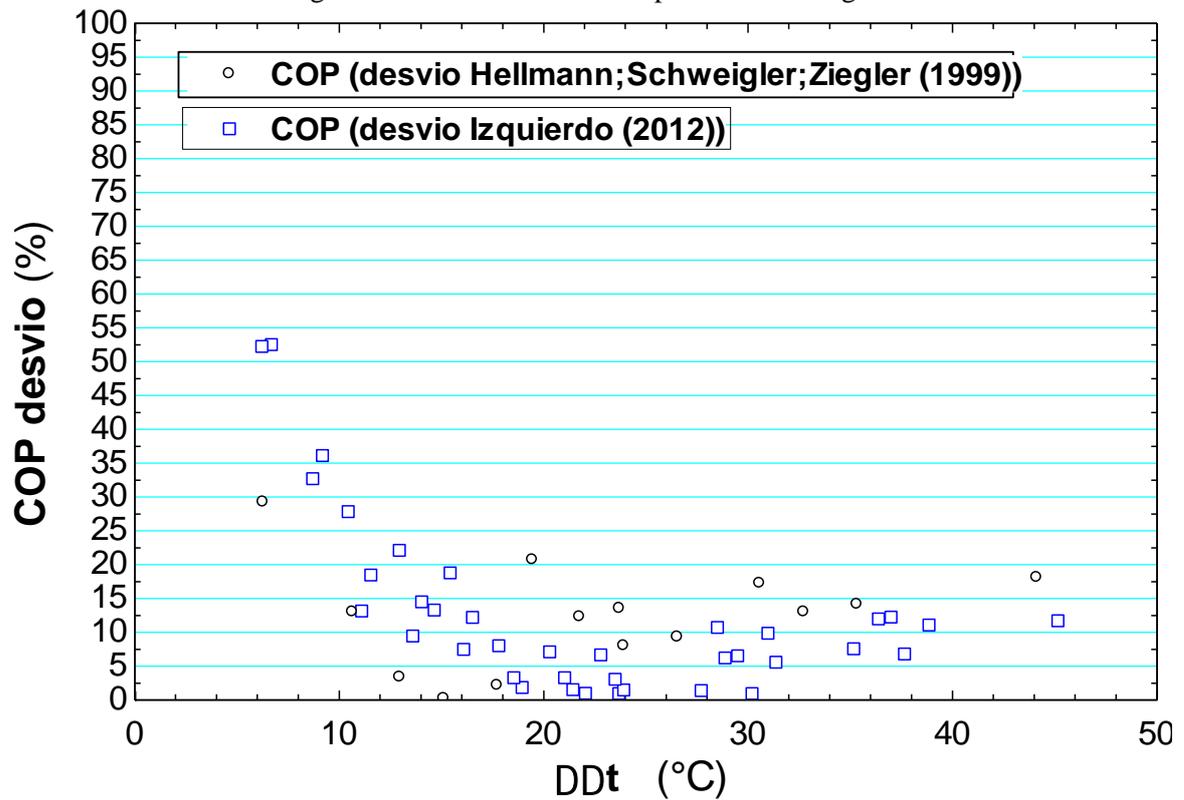
Foi realizado um código computacional no EES para validar as abordagens analisadas de Hellmann; Schweigler; Ziegler (1999) e Izquierdo (2012). Nas figuras 21 e 22, pode-se observar na primeira abordagem os valores de desvio de fluxo de calor do evaporador ( $\dot{Q}_E$ ) e coeficiente de performance (COP) respectivamente. Estes valores representam os desvios entre os valores calculados pelas equações características e os obtidos pela modelagem

termodinâmica, utilizando os dados de Izquierdo (2012) da tabela 5 e os de Hellmann; Schweigler; Ziegler (1999) da tabela 6.



No gráfico da figura 21 é possível perceber que nos pontos em que  $\Delta\Delta t$  tem valor próximo de 23, os desvios são menores provavelmente porque se aproximam do valor de  $\Delta\Delta t$  no qual o *chiller* opera em sua capacidade nominal de refrigeração ( $\Delta\Delta t_{nominal} \cong 23$ ), onde as aproximações das hipóteses simplificadoras iniciais influenciam menos e são gerados menores desvios entre os valores encontrados pela modelagem termodinâmica com os valores obtidos pelo método das equações características. Aproximadamente metade dos desvios encontrados utilizando os dados de Izquierdo (2012) e também de Hellmann; Schweigler; Ziegler (1999) tiveram valores acima de 10 %, e os desvios são maiores em menores valores de  $\Delta\Delta t$ . Logo, esta abordagem não foi considerada satisfatória em virtude da quantidade de desvios que foi superior a 10%.

Figura 22- Desvios de COP da primeira abordagem

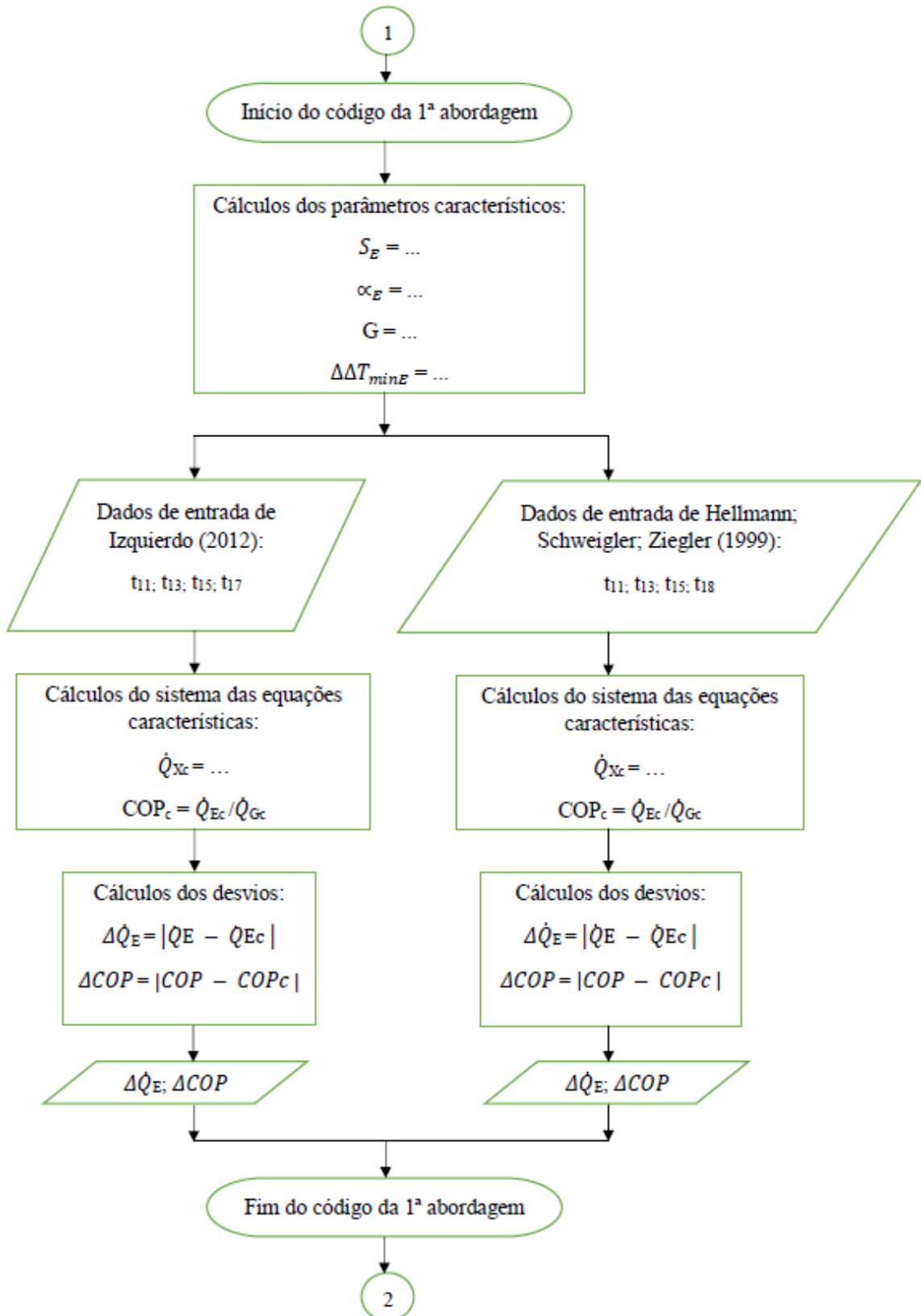


Fonte: O Autor (2019).

No gráfico da figura 22 é possível perceber mais uma vez que em valores próximos do  $\Delta\Delta t_{nominal}$  os desvios são menores e também há vários valores de desvio acima de 10 % encontrados nesta primeira abordagem. Então, em virtude da quantidade de desvios acima de 10% a primeira abordagem também não foi satisfatória para o COP.

O fluxograma a seguir da figura 23 exemplifica o passo a passo realizado nesta abordagem.

Figura 23 - 1ª abordagem



Fonte: O Autor (2019).

### 8.1.2 Segunda abordagem

Na segunda abordagem foi observado por Hellmann; Schweigler; Ziegler (1999) e Izquierdo (2012) que existe uma relação linear entre os parâmetros característicos  $\Delta\Delta t_{minE}$  e  $\Delta\Delta t$ . Foi possível encontrar esta relação no EES utilizando os dados das tabelas 5 e 6, referentes respectivamente em Izquierdo (2012) e Hellmann; Schweigler; Ziegler (1999). A tabela 7 mostra o resultado da relação encontrada pelo código computacional das abordagens realizado e a relação encontrada nos trabalhos dos autores.

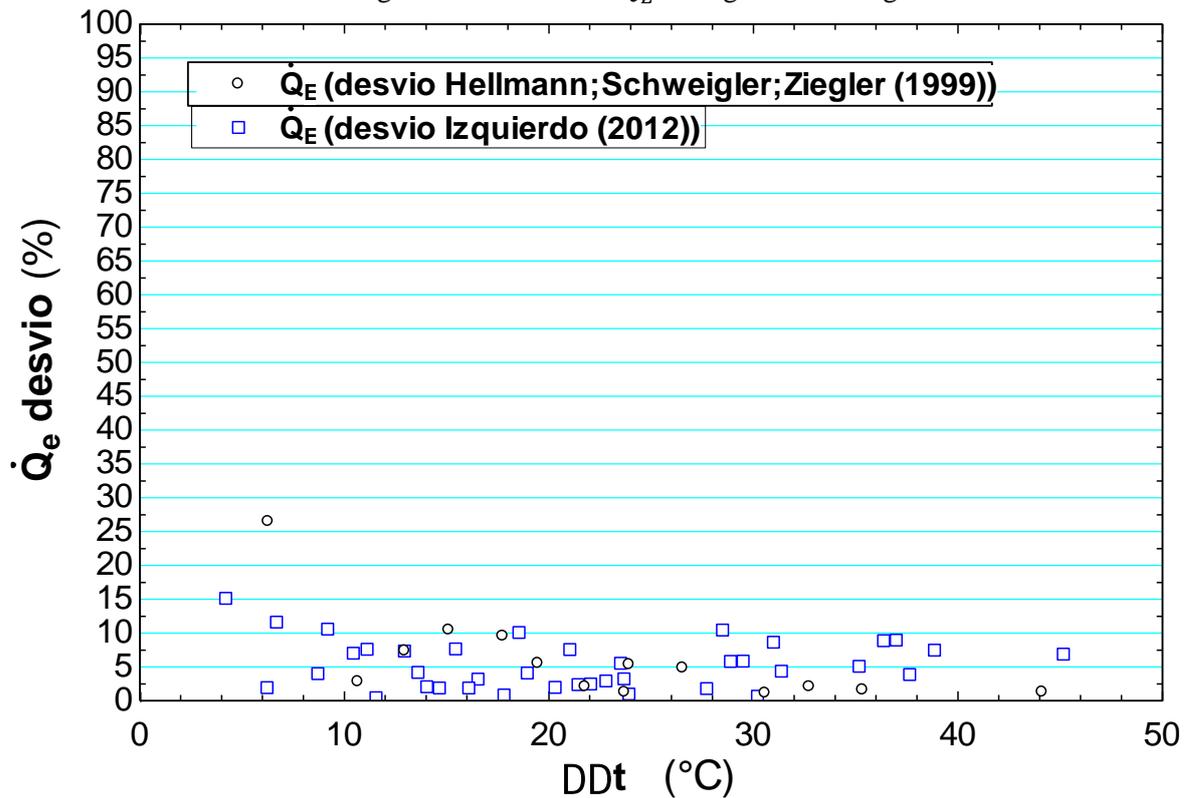
Tabela 7 - Relação linear entre  $\Delta\Delta t_{minE}$  e  $\Delta\Delta t$ .

| Encontrada por  | Relação linear entre $\Delta\Delta t_{minE}$ e $\Delta\Delta t$ |
|---|---|
| Hellmann; Schweigler; Ziegler (1999)  | $\Delta\Delta t_{minE} = 1,9 + 0,1 \Delta\Delta t$              |
| Código computacional utilizando os dados da tabela 6 (Hellmann; Schweigler; Ziegler (1999)) | $\Delta\Delta t_{minE} = 1,8994 + 0,0928 \Delta\Delta t$        |
| Izquierdo (2012)  | $\Delta\Delta t_{minE} = 1,42 + 0,12 \Delta\Delta t$            |
| Código computacional utilizando os dados da tabela 5 (Izquierdo (2012))                     | $\Delta\Delta t_{minE} = 1,3628 + 0,1232 \Delta\Delta t$        |

Fonte: O Autor (2019).

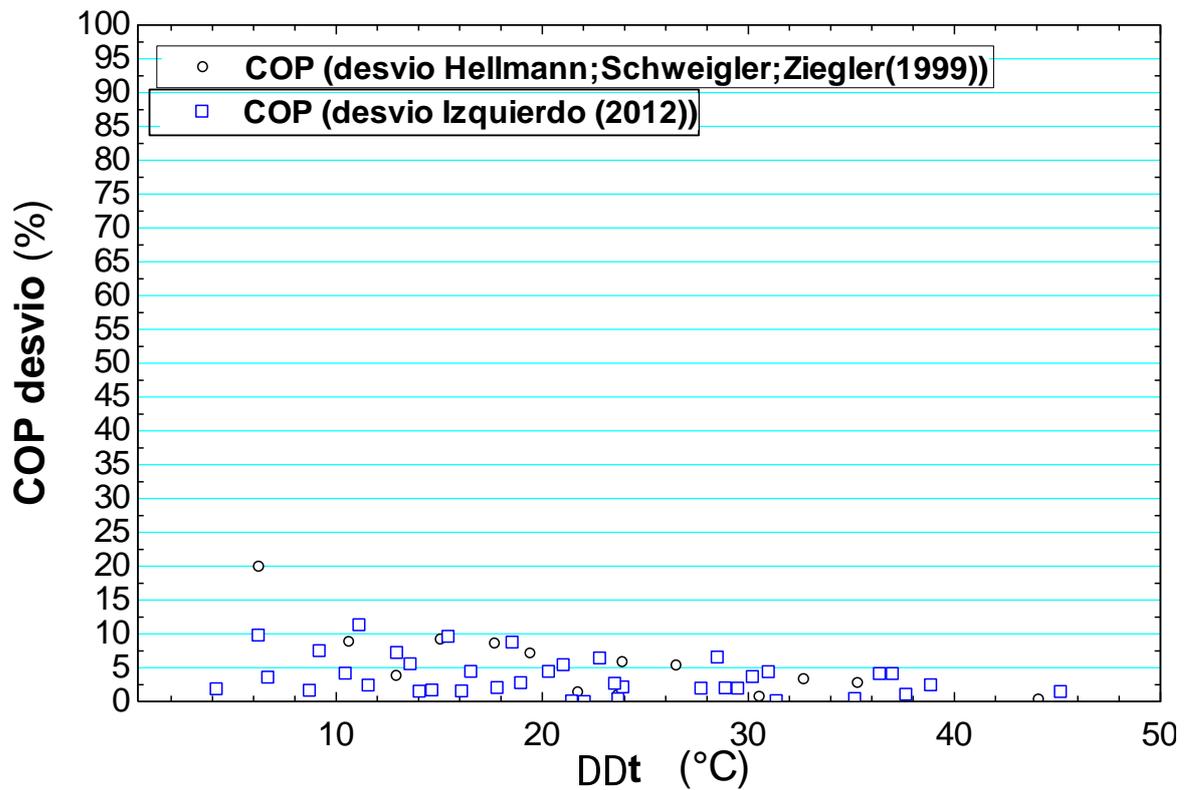
Na tabela 7, observa-se que a relação linear obtida pelo código computacional foi próxima das relações encontradas por Izquierdo (2012) e Hellmann; Schweigler; Ziegler (1999), o que leva a conclusão da validação do código até esta etapa.

Após encontrar esta relação linear, pode-se substituir as equações de  $\Delta\Delta t_{minE}$  encontradas por Izquierdo (2012) e Hellmann; Schweigler; Ziegler (1999), que estão expressas na tabela 7, nas fórmulas de fluxo de calor e coeficiente de performance das equações características. Os gráficos das figuras 24 e 25 mostram respectivamente os desvios entre os valores de fluxo calor removido pelo *chiller* e de coeficiente de performance calculados pelas equações características e os obtidos pela modelagem termodinâmica. Estes gráficos foram plotados após esta substituição das relações de  $\Delta\Delta t_{minE}$  nas equações características.

Figura 24- Desvios de  $\dot{Q}_E$  da segunda abordagem

Na figura 24, valores dos desvios de  $\dot{Q}_E$  reduziram para esta segunda abordagem em relação à primeira visto que poucos pontos possuem desvios superiores a 10%. O gráfico também está mais uniformemente distribuído na figura. Apenas para menores valores de  $\Delta\Delta t$  houve erros maiores mais afastados de 10%, provavelmente devido à dificuldade de convergência em menores valores de fluxo calor removido onde o *chiller* apresenta valores de calor removido mais distantes dos nominais e maiores erros provenientes das aproximações das hipóteses simplificadoras iniciais.

Figura 25- Desvios de COP da segunda abordagem

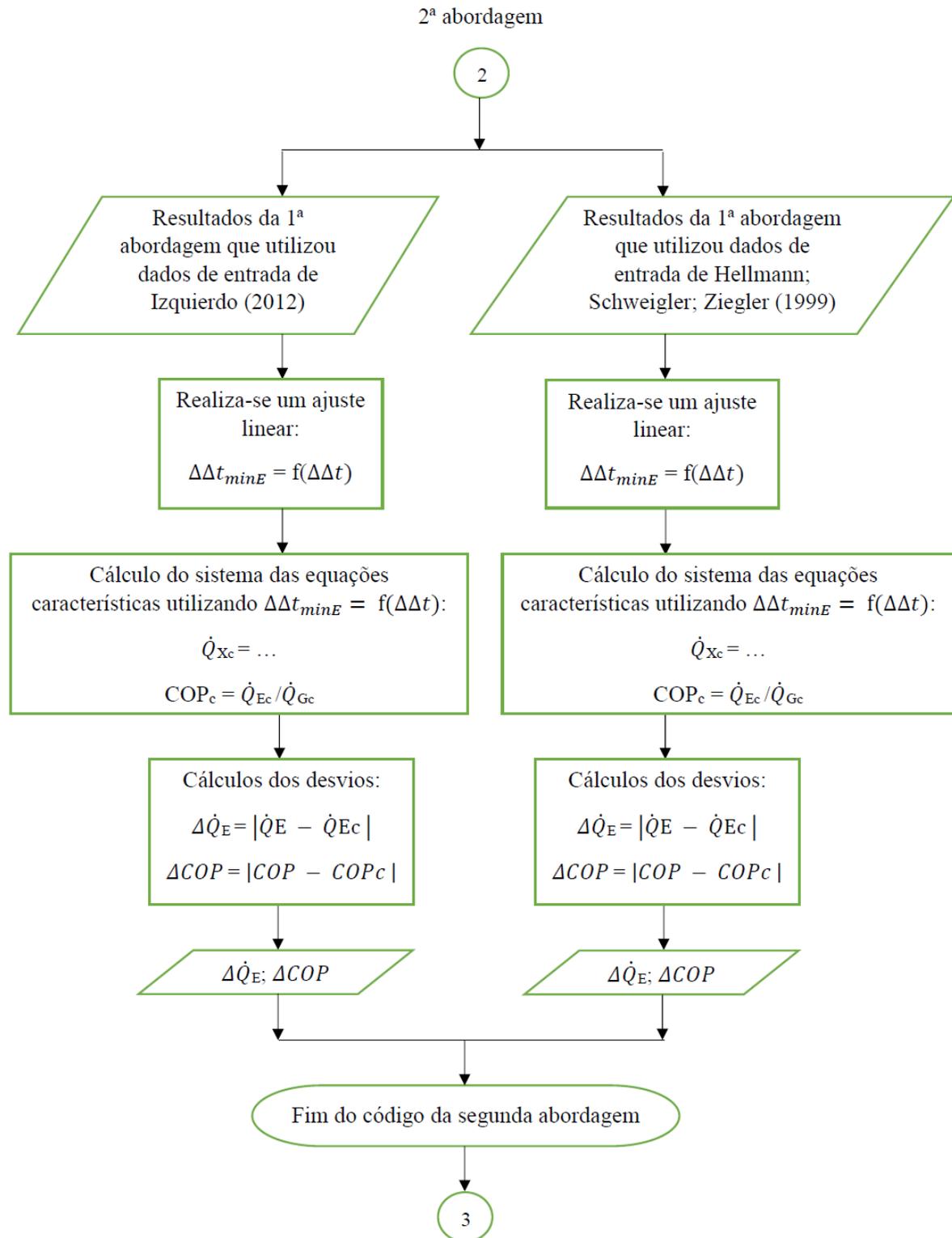


Fonte: O Autor (2019).

Nesta abordagem, os valores de desvio COP também diminuíram em relação à abordagem anterior e poucos valores deste desvio foram superiores a 10 %. Na segunda abordagem, em relação ao COP, os desvios maiores foram novamente encontrados em menores valores de  $\Delta\Delta t$ . Foi entendido que este comportamento similar ao gráfico de calor removido da figura 24 ocorreu pelos mesmos motivos explicados anteriormente.

Na figura 26 tem-se um fluxograma representando a segunda abordagem.

Figura 26- 2ª abordagem



Fonte: O Autor (2019).

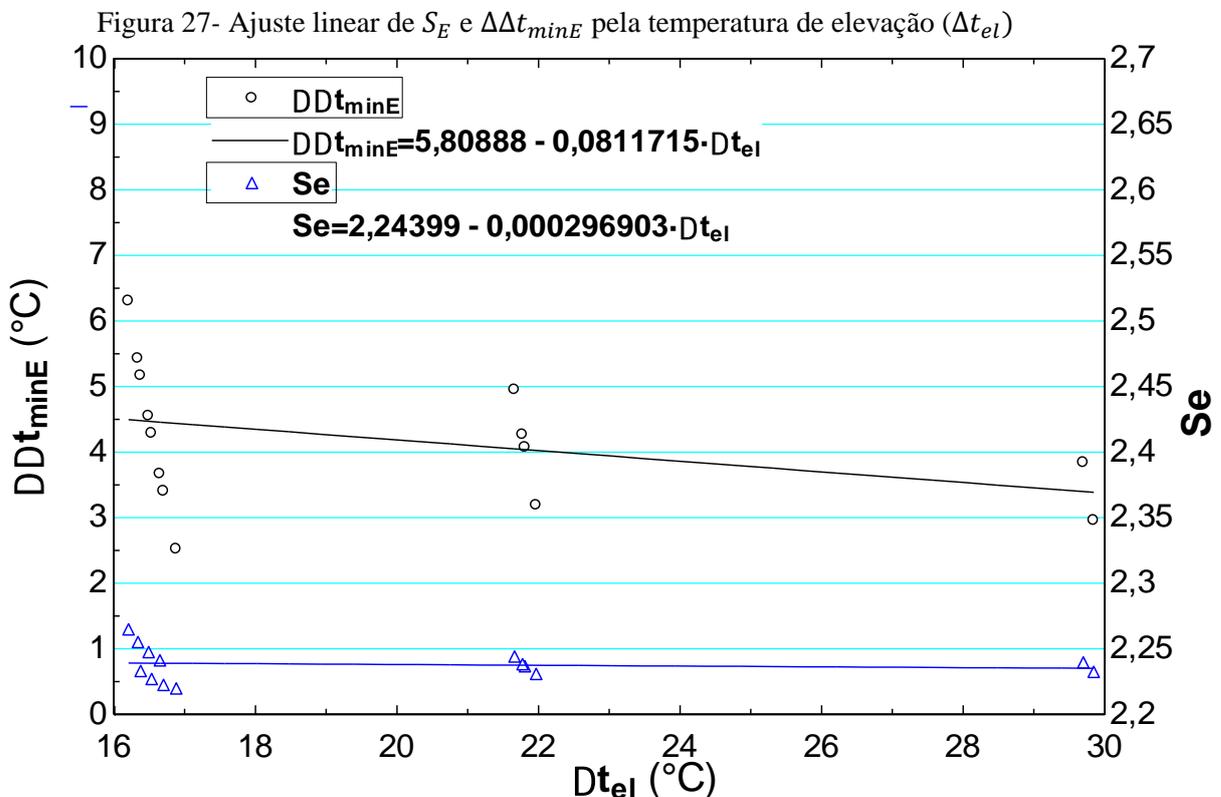
### 8.1.3 Terceira abordagem

Hellmann e Ziegler (1999) em um estudo posterior propuseram uma nova abordagem onde se mantêm constantes os parâmetros característicos  $B$ ,  $\alpha_E$  e  $G$  e ajustam-se os parâmetros  $S_E$  e  $\Delta\Delta t_{minE}$  linearmente com a temperatura de elevação ( $\Delta t_{el} = t_C - t_E$ ).

Izquierdo (2012) propôs outra abordagem, também mantendo  $B$ ,  $\alpha_E$  e  $G$  constantes, utilizando o  $\Delta\Delta t_{minE}$  e o  $S_E$  em função da temperatura de impulso ( $\Delta t_i = t_G - t_A$ ). O mesmo autor realizou esta abordagem para o mesmo *chiller* e encontrou menores desvios.

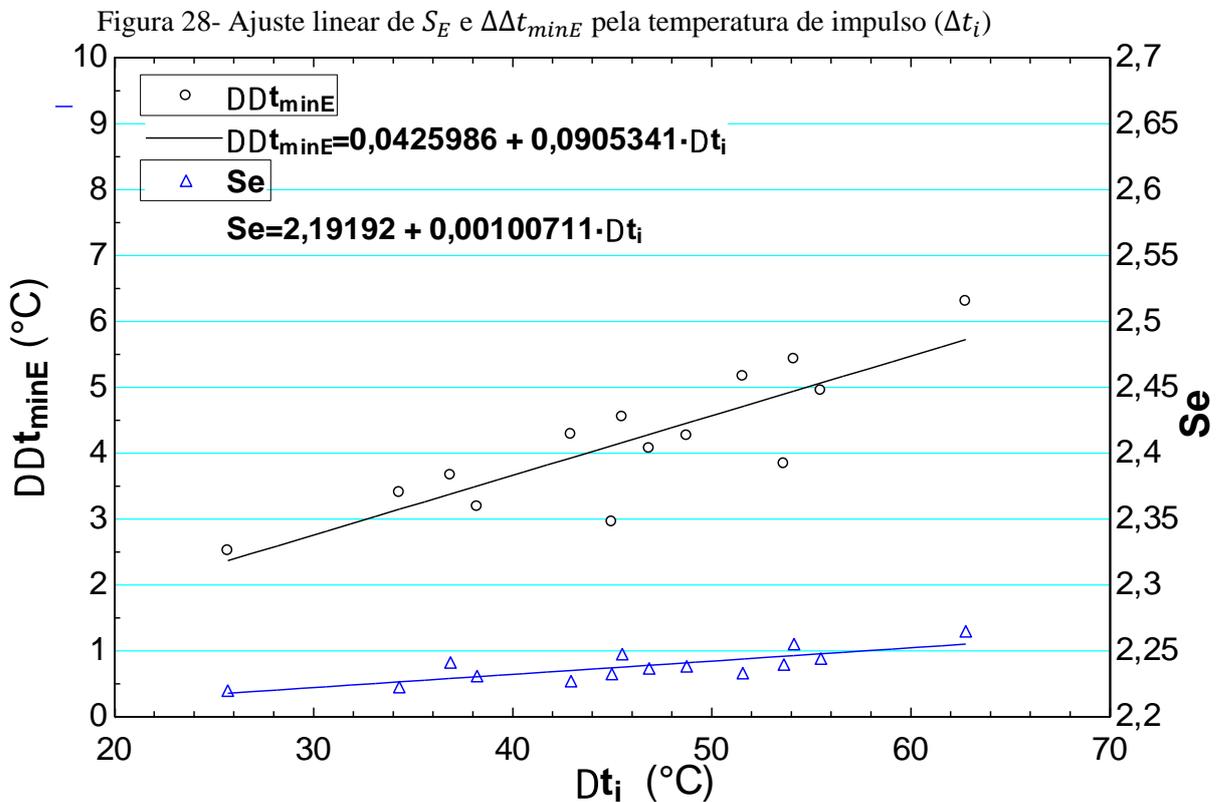
Com os valores de Izquierdo (2012) e Hellmann; Schweigler; Ziegler (1999) encontrados nas abordagens anteriores, foi elaborada uma terceira abordagem no código computacional ajustando  $S_E$  e  $\Delta\Delta t_{minE}$  linearmente com a temperatura de elevação ( $\Delta t_{el} = t_C - t_E$ ) e com a temperatura de impulso ( $\Delta t_i = t_G - t_A$ ).

As figuras 27 e 28 mostram o ajuste de  $S_E$  e  $\Delta\Delta t_{minE}$  linearmente com temperatura de elevação ( $\Delta t_{el} = t_C - t_E$ ) e de acordo com temperatura de impulso ( $\Delta t_i = t_G - t_A$ ) respectivamente, utilizando desta vez no código computacional realizado apenas os dados de entrada da tabela 6 usados nas abordagens baseadas no estudo de Hellmann; Schweigler; Ziegler (1999).



Fonte: O Autor (2019).

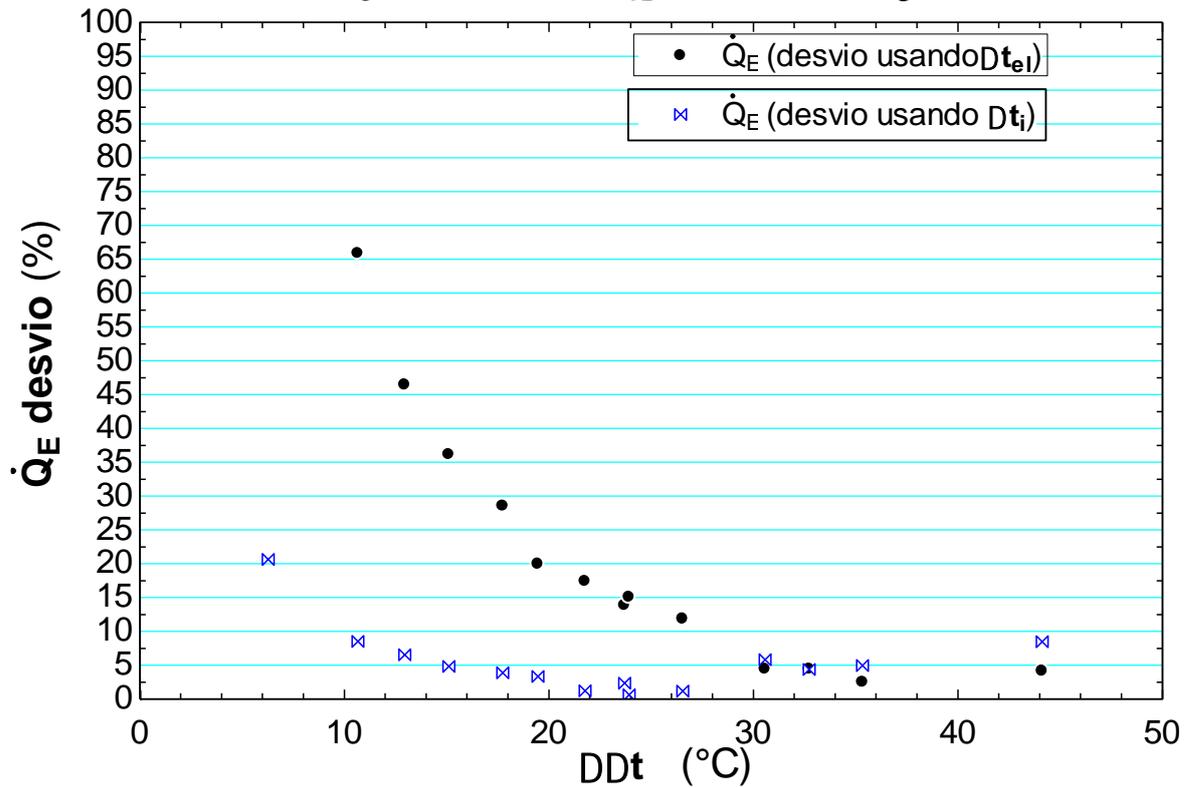
No gráfico da figura 27, para estes ajustes realizados com estes dados o parâmetro característico  $S_E$  varia pouco. O coeficiente de determinação foi baixo para os ajustes, seu valor foi de 14,16% para o ajuste de  $\Delta\Delta t_{minE}$  e 1,35% para o ajuste de  $S_E$ , o que pode indicar futuros valores altos de desvio na terceira abordagem.



Fonte: O Autor (2019).

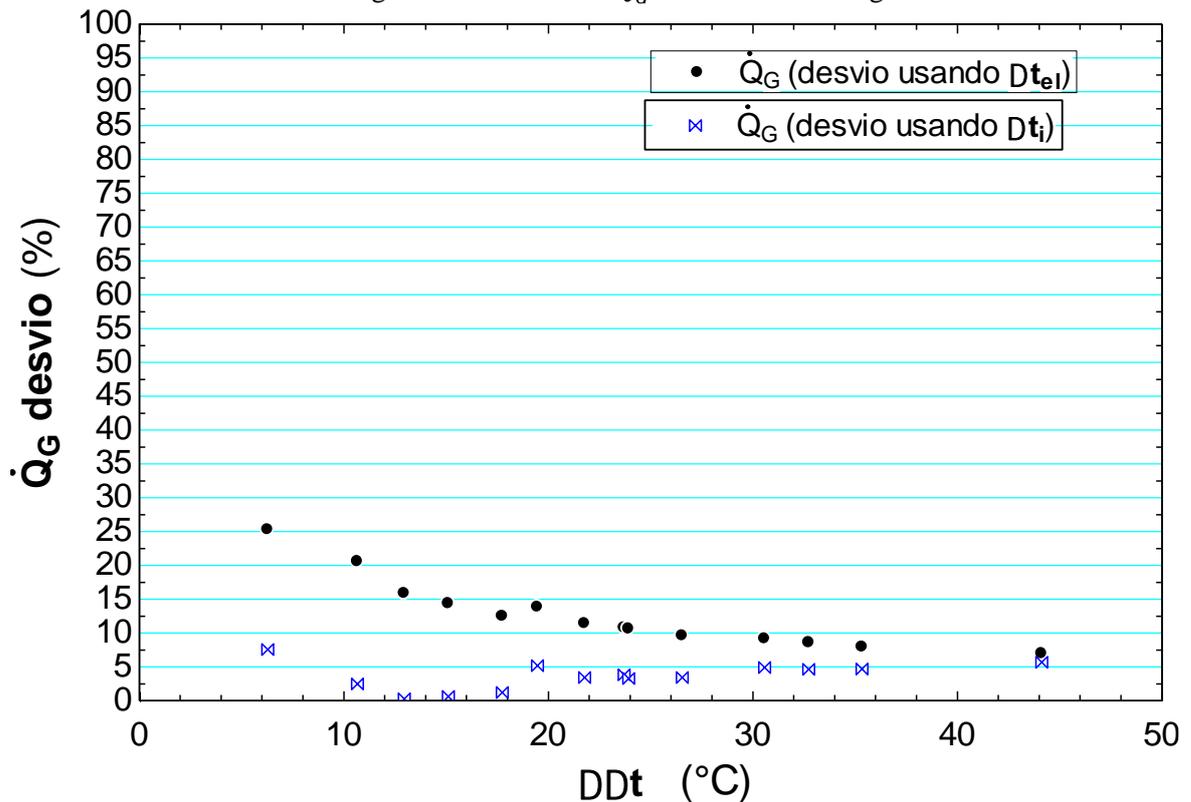
Na figura 28, observa-se que para os pontos deste gráfico, o parâmetro característico  $S_E$  varia menos que  $\Delta\Delta t_{minE}$ , porém varia mais neste ajuste com temperatura de impulso do que no ajuste com temperatura de elevação. O coeficiente de determinação teve o valor de 72,38% para o ajuste de  $\Delta\Delta t_{minE}$  e 62,98% para o ajuste de  $S_E$ . Estes valores de coeficiente de determinação podem indicar menores desvios na terceira abordagem, já que foram muito superiores aos obtidos pelo ajuste linear com temperatura de elevação.

Após realizar estes ajustes lineares, os parâmetros  $S_E$  e  $\Delta\Delta t_{minE}$  foram substituídos nas equações características e, em seguida, foram calculados os novos valores de desvio entre os valores calculados pelas equações características e os valores obtidos pelo código computacional para esta terceira abordagem. As figuras 29, 30 e 31 mostram os desvios de  $\dot{Q}_E$ ,  $\dot{Q}_D$  e COP respectivamente.

Figura 29- Desvios de  $\dot{Q}_E$  da terceira abordagem

Fonte: O Autor (2019).

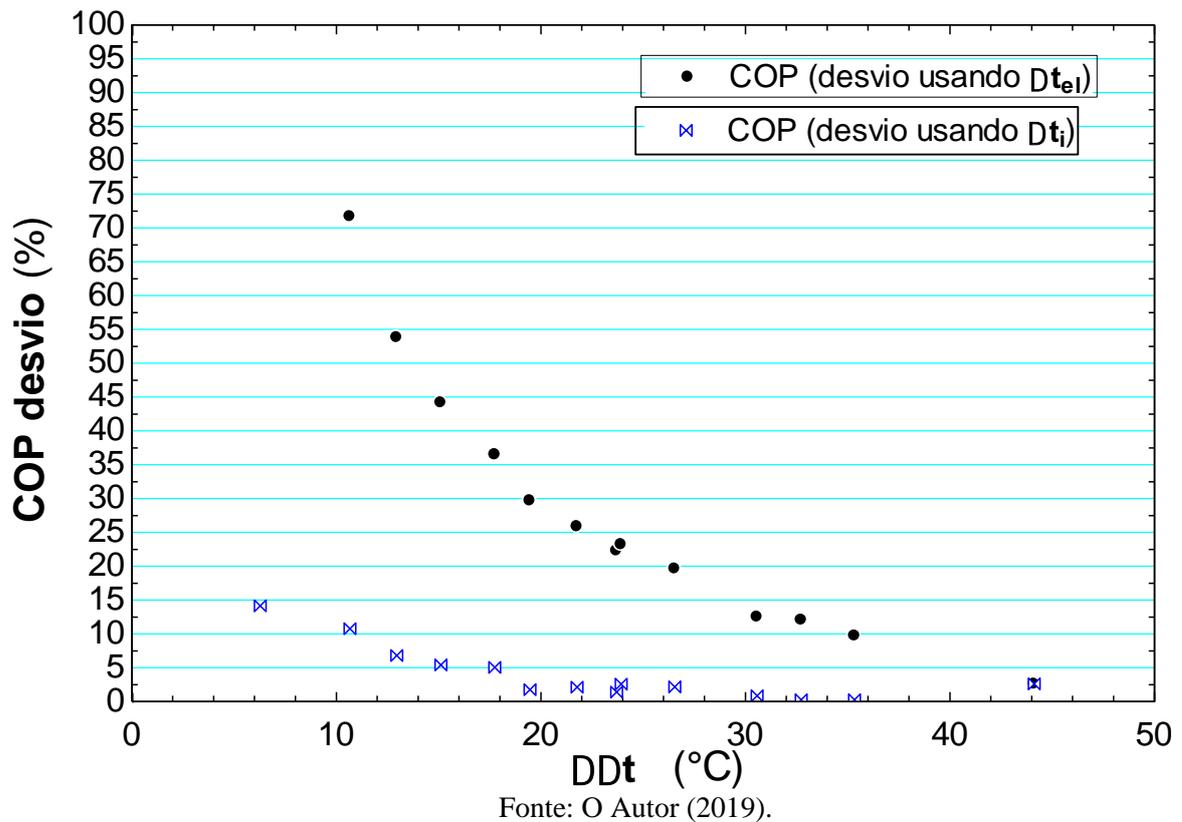
Na figura 29 é observado que quando  $\Delta\Delta t$  tem valor menor que 30 os valores de desvio da abordagem que usa temperatura de impulso são bastante menores do que a outra abordagem. Em valores de  $\Delta\Delta t$  maiores que 35 os desvios da abordagem que usa temperatura de elevação são pouco menores do que os desvios da que usa temperatura de impulso. Deste gráfico entende-se que o uso da temperatura de elevação não estimou de maneira satisfatória para valores de fluxo de calor removido do *chiller* mais baixos, ou seja, aqueles em que o  $\Delta\Delta t$  é menor que o nominal.

Figura 30- Desvios de  $\dot{Q}_G$  da terceira abordagem

Fonte: O Autor (2019).

Na figura 30, os valores de desvio de  $\dot{Q}_G$  utilizando temperatura de impulso são sempre menores do que usando temperatura de elevação. Porém, a diferença entre estes valores de desvio diminui em maiores valores de  $\Delta\Delta t$ . Em relação ao calor do gerador ( $\dot{Q}_G$ ), o uso da temperatura de impulso ( $\Delta t_i$ ) foi mais satisfatório, principalmente devido ao fato que todos os valores de desvio foram inferiores a 10%, enquanto que para temperatura de elevação ( $\Delta t_e$ ) apenas em maiores valores de  $\Delta\Delta t$  foram apresentados desvios menores que 10% no gráfico. Os gráficos das figuras 29 e 30 indicam que, de uma maneira geral, os desvios de COP da abordagem que utiliza temperatura de impulso também devem ser menores do que da que utiliza temperatura de elevação.

Figura 31- Desvios de COP da terceira abordagem

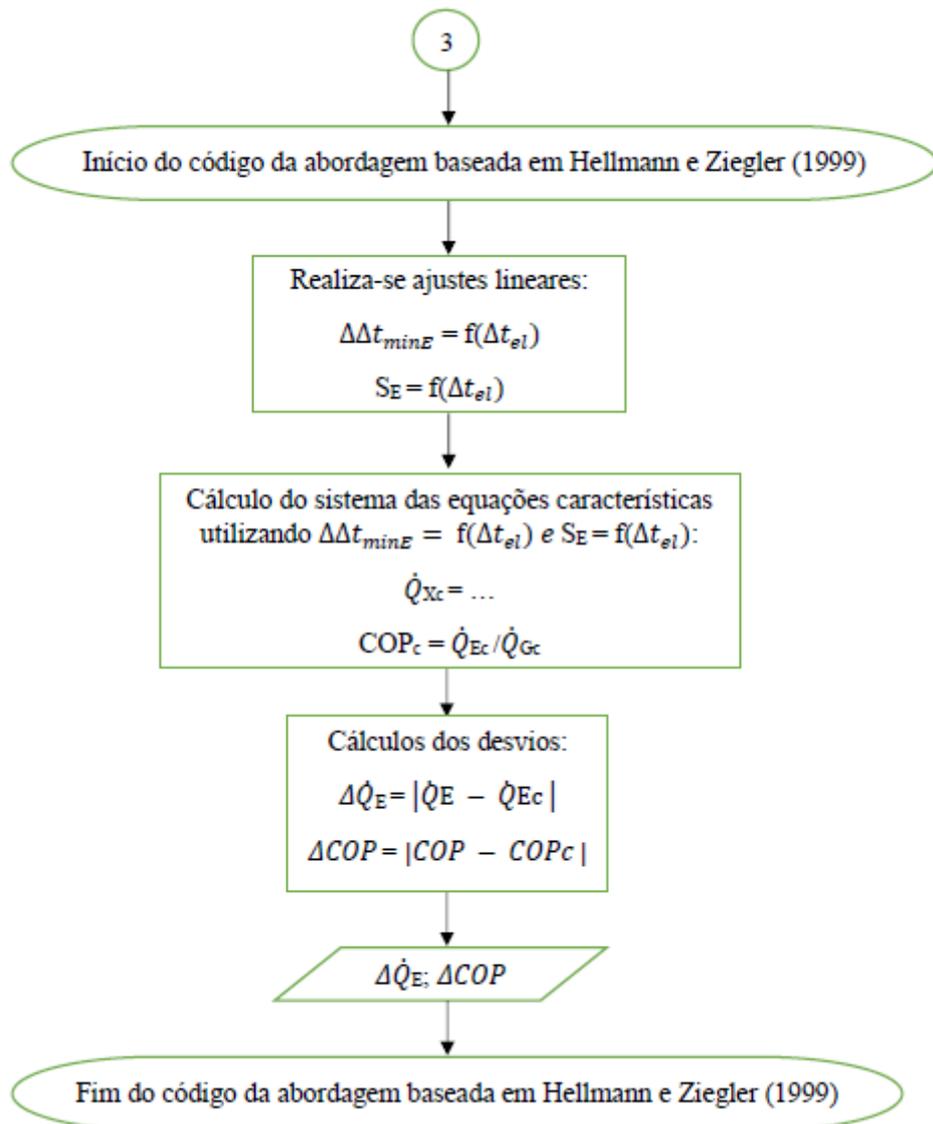


Na figura 31, em valores de  $\Delta\Delta t$  menores que 30, os erros de COP usando temperatura de impulso ( $\Delta t_i$ ) são muito inferiores aos desvios de COP usando temperatura de elevação ( $\Delta t_e$ ). Ao longo de todo o gráfico a diferença entre os desvios usando temperatura de impulso e temperatura de elevação vai diminuindo, até que no valor mais alto de  $\Delta\Delta t$  os desvios de COP ficam aproximadamente iguais. Logo, os desvios de COP da abordagem que utiliza temperatura de impulso foram menores ao longo deste gráfico do que os desvios da abordagem que utiliza temperatura de elevação.

Nos gráficos de desvios em relação ao fluxo calor removido pelo *chiller* ( $\dot{Q}_E$ ), em relação ao fluxo de calor do gerador ( $\dot{Q}_G$ ) e ao coeficiente de performance (COP), o uso da temperatura de impulso ( $\Delta t_i$ ) apresentou em geral desvios bem inferiores e foi mais satisfatório do que o uso da temperatura de elevação ( $\Delta t_e$ ). Pelo que foi observado nos gráficos dos ajustes das figuras 27 e 28, existiu uma correlação mais evidente entre  $S_E$  e  $\Delta t_i$ , e entre  $\Delta\Delta t_{minE}$  e  $\Delta t_i$  do que usando  $\Delta t_e$ , o que deve ter proporcionado esta diferença considerável encontrada nas figuras 29, 30 e 31 entre os desvios que usam  $\Delta t_i$  e  $\Delta t_e$ .

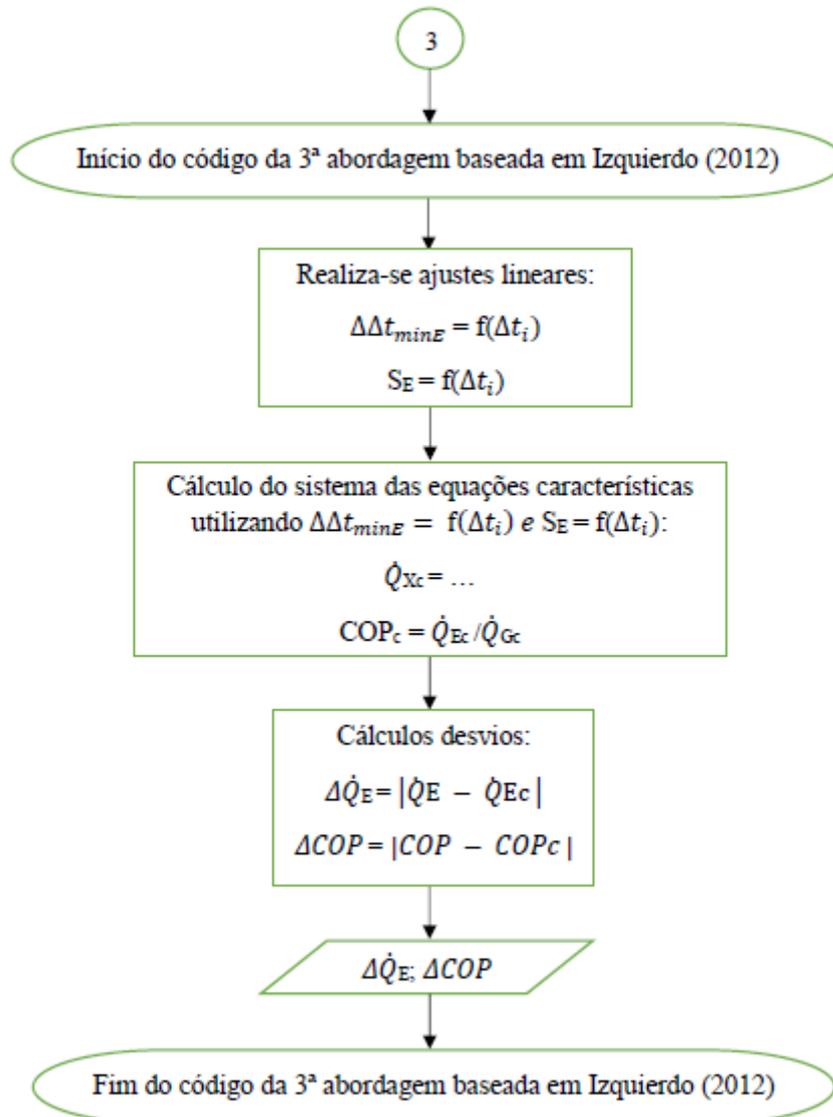
As figuras 32 e 33 mostram os fluxogramas representando a terceira abordagem sugerida por cada autor.

Figura 32- 3ª abordagem baseada no estudo de Hellmann e Ziegler (1999)



Fonte: O Autor (2019).

Figura 33- 3ª abordagem baseada no estudo de Izquierdo (2012)



Fonte: O Autor (2019).

## 8.2 ESTUDO DE CASO

Após validar o código computacional elaborado no EES e analisar os desvios encontrados nas abordagens analisadas baseadas nos estudos de Izquierdo (2012), Hellmann; Schweigler; Ziegler (1999) e Hellmann; Ziegler (1999), foi verificado que as baseadas no estudo de Izquierdo (2012) foram as que obtiveram os menores desvios. Então, em sequência foi realizado um estudo de caso para o *chiller* de absorção de 10 TR do Laboratório Cogencasa da UFPE.

A tabela 8 mostra os valores de condutância global estimados em programação termodinâmica elaborada no EES usando dados disponibilizados pelos *datasheet* Yazaki (200-

a), Yazaki (200-b) e Yazaki (2016), do fabricante do *chiller* de absorção do Laboratório Cogencasa.

Tabela 8 - Condutância global dos componentes do chiller

| Componente                   | Condutância global (UA)<br>[kW.K <sup>-1</sup> ] |
|------------------------------|--|
| Evaporador                   | 6,506  |
| Condensador                  | 15,718   |
| Absorvedor                   | 7,491  |
| Gerador                      | 5,345  |
| Trocador de calor da solução | 0,822  |

Fonte: O Autor (2019).

Para o código computacional das abordagens, são considerados como valores conhecidos os seguintes dados da tabela 9 obtidos pelo *datasheet* do *chiller* analisado Yazaki (2016).

Tabela 9 - Valores obtidos pelo *datasheet*

| Ponto      | Temperatura<br>[°C] | Vazão<br>[kg/s] | Calor |
|------------|---------------------|-----------------|-------|
| 11         | 88                  | 2,4             | -     |
| 12         | 83                  | 2,4             | -     |
| 13         | 31                  | 5,1             | -     |
| 16         | 35                  | 5,1             | -     |
| 17         | 7                   | 1,52            | -     |
| 18         | 12,5                | 1,52            | -     |
| Gerador    | -                   | -               | 35,2  |
| Evaporador | -                   | -               | 50,2  |

Fonte: Yazaki(2016)

O valor da vazão interna ( $\dot{m}_1$ ) deste *chiller* de 0,24kg/s não foi encontrado no *datasheet* e foi obtido do trabalho de Ochoa (2014).

Pela primeira abordagem, utilizando os dados nominais do *chiller* e o mesmo valor de 1,15 para o parâmetro B visto anteriormente, obteve-se os parâmetros característicos necessários para a próxima abordagem que estão expressos na tabela 10.

Tabela 10- Parâmetros característicos

| $S_E$  | $\alpha_E$ | G      | $\Delta\Delta t_{minE}$ |
|--------|------------|--------|-------------------------|
| 1,7280 | 0,5539     | 1,0360 | 3,8110                  |

Fonte: O Autor (2019).

A tabela 11 foi elaborada com os valores conhecidos a serem utilizados para as próximas abordagens e em seguida foi realizado o ajuste linear entre  $\Delta\Delta t$  e  $\Delta\Delta t_{minE}$  para ser utilizado na próxima abordagem.

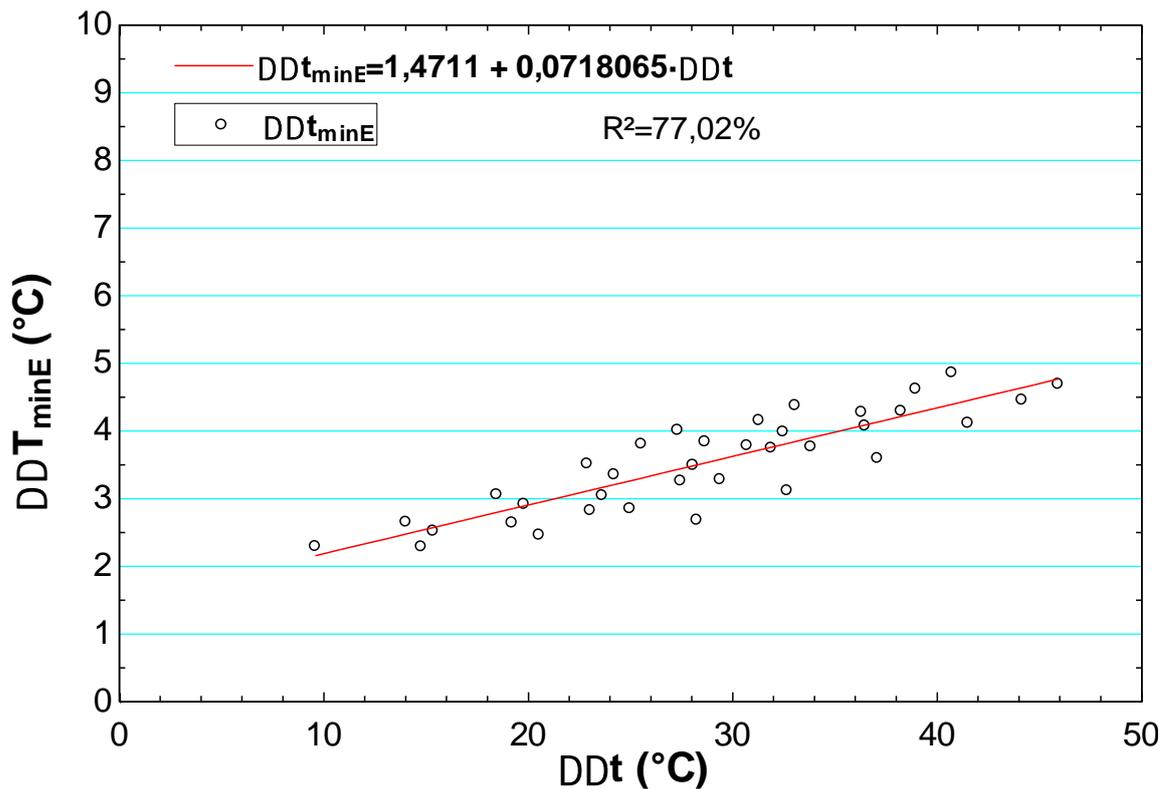
Tabela 11 - Valores conhecidos a serem utilizados para as próximas abordagens

| $t_{11}$          | $t_{13};t_{15}$ [°C] | $t_{18}$ [°C] |
|-------------------|----------------------|---------------|
| 70/75/80/85/88/90 | 31                   | 7/12          |
| 70/75/80/85/88/90 | 28                   | 7/12          |
| 70/75/80/85/88/90 | 24                   | 7/12          |

Fonte: O Autor (2019).

A figura 34 mostra o ajuste linear entre  $\Delta\Delta t_{minE}$  e  $\Delta\Delta t$  realizado para a segunda abordagem.

Figura 34- ajuste linear entre  $\Delta\Delta t_{minE}$  e  $\Delta\Delta t$



Fonte: O Autor (2019).

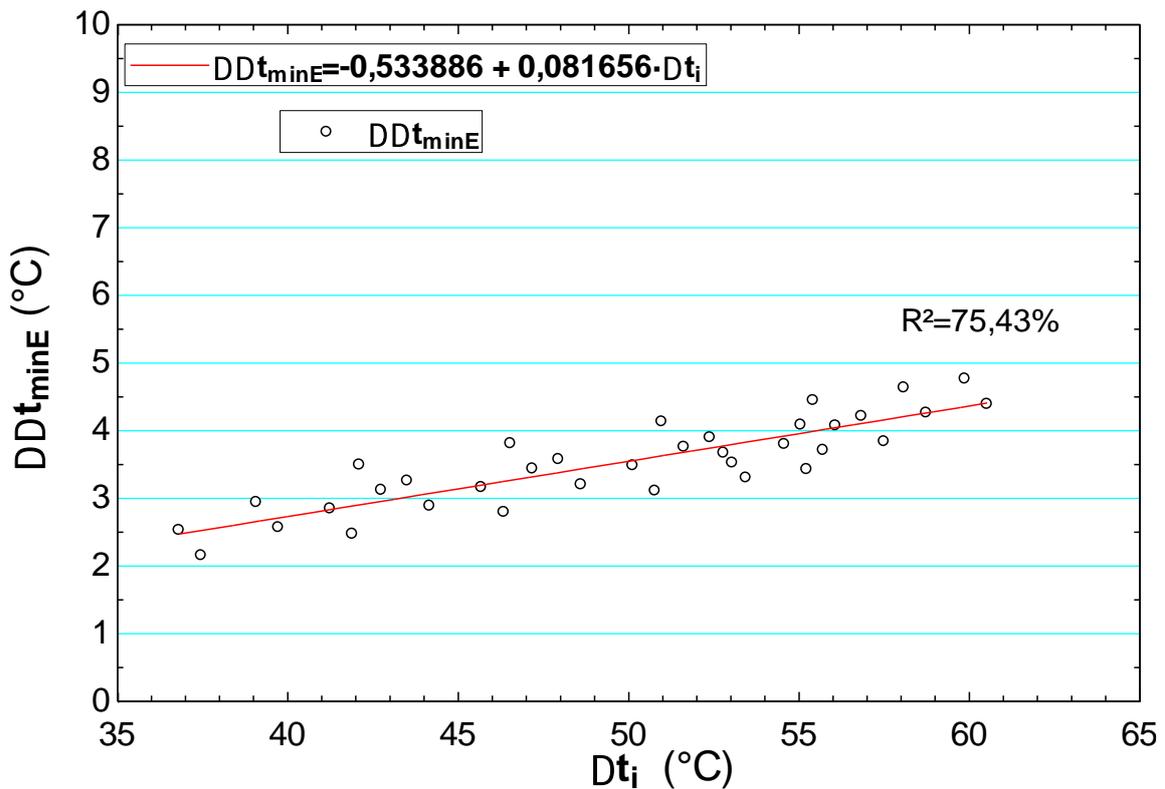
A tabela 12 mostra o ajuste linear entre  $\Delta\Delta t_{minE}$  e  $\Delta t_i$  pela figura 34, onde foi obtido o coeficiente de determinação no valor de 77,02%, que correlaciona bem estes dois termos.

Tabela 12- Relação linear entre  $\Delta\Delta t$  e  $\Delta\Delta t_{minE}$ .Relação linear entre  $\Delta\Delta t_{minE}$  e  $\Delta t_i$ 

$$\Delta\Delta t_{minE} = -1,4711 + 0,0718065 \Delta t_i$$

Fonte: O Autor (2019).

Com os novos valores calculados pela função de  $\Delta\Delta t_{minE}$  da tabela 12, encontrada pela segunda abordagem, faz-se um novo ajuste linear entre  $\Delta\Delta t_{minE}$  e  $\Delta t_i$  como se observa na figura 35.

Figura 35-  $\Delta\Delta t_{minE}$  versus  $\Delta t_i$ 

Fonte: O Autor (2019).

A tabela 13 mostra a função encontrada pelo ajuste linear realizado no gráfico da figura 35, que obteve o coeficiente de determinação no valor de 75,43%, que correlaciona bem estes dois termos.

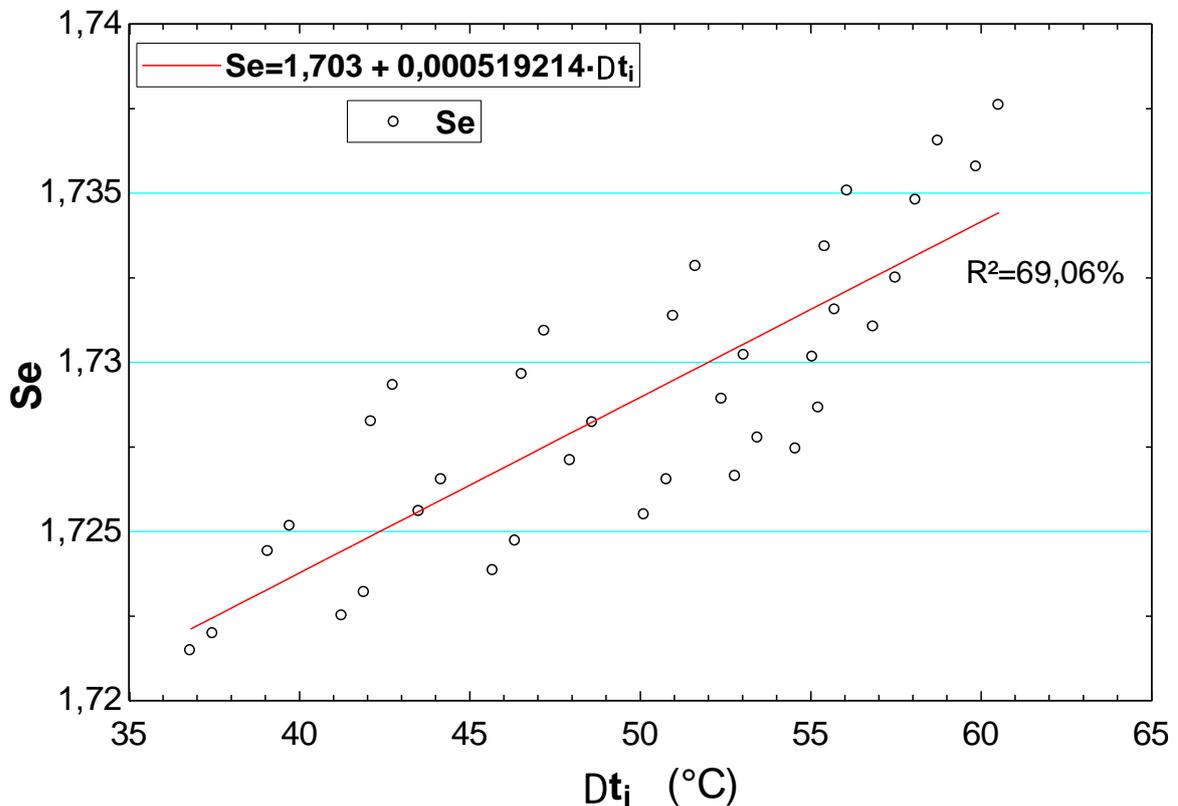
Tabela 13- Relação linear entre  $\Delta\Delta t_{minE}$  e  $\Delta t_i$ .Relação linear entre  $\Delta\Delta t_{minE}$  e  $\Delta t_i$ 

$$\Delta\Delta t_{minE} = -0,533886 + 0,081656 \Delta t_i$$

Fonte: O Autor (2019).

Na figura 36, também é realizado um ajuste linear de  $S_E$  em função de  $\Delta t_i$  para o novo  $S_E$  encontrado por este ajuste ser substituído nas equações características juntamente com a nova função  $\Delta\Delta t_{minE}$  encontrada na tabela 13.

Figura 36- Se versus  $\Delta t_i$



Fonte: O Autor (2019).

O ajuste linear entre  $S_E$  e  $\Delta t_i$  apresentou um coeficiente de determinação de 69,06%, que também indica uma correlação entre estes dois termos boa o suficiente para gerar desvios de calor removido e coeficiente de performance mais baixos pelo método.

Na tabela 14, tem-se a função encontrada pelo ajuste realizado no gráfico da figura 36.

Tabela 14- Relação linear entre  $S_E$  versus  $\Delta t_i$ .

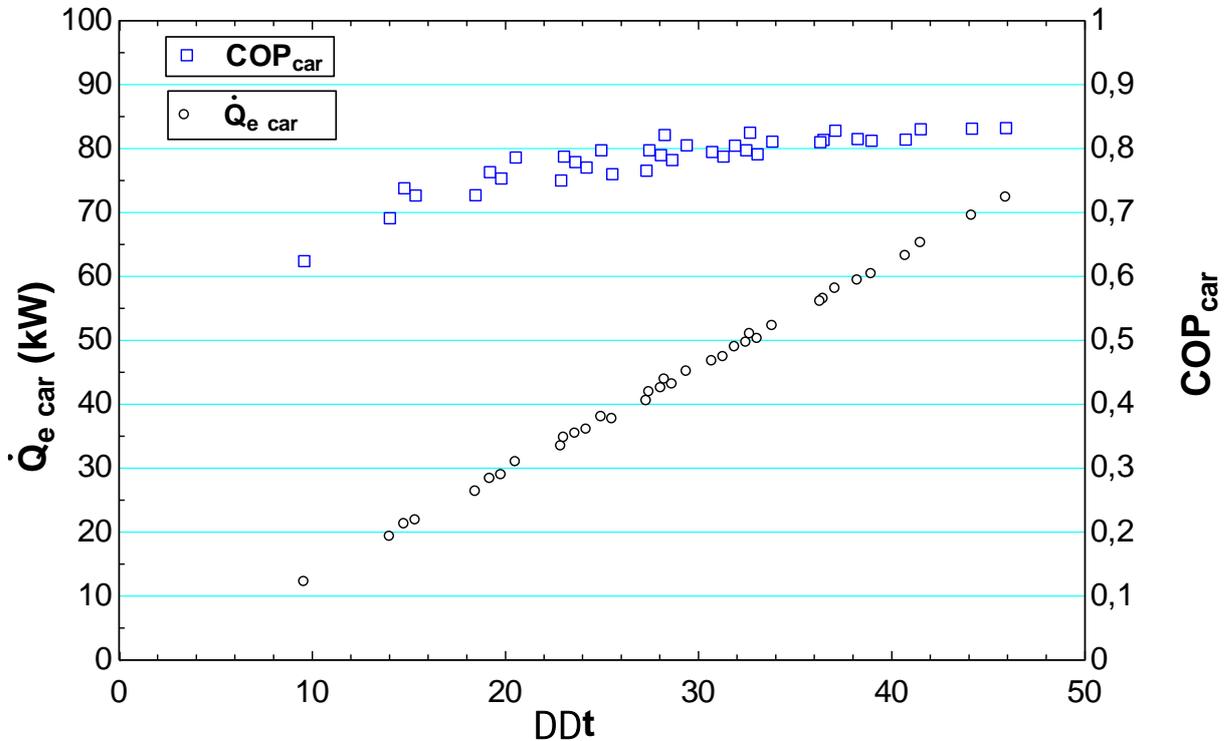
| Relação linear entre $S_E$ e $\Delta t_i$ |
|---|
| $Se = 1,703 + 0,000519214 \Delta t_i$     |

Fonte: O Autor (2019).

Pela relação linear da tabela 14, pode-se perceber que o  $S_E$  variou pouco ao longo do gráfico da figura 36 porque o termo que multiplica  $\Delta t_i$  provoca um produto baixo, que conseqüentemente varia pouco o valor deste parâmetro característico.

A figura 37 mostra os valores de fluxo de calor removido ( $\dot{Q}_E$ ) e COP encontrados pela terceira abordagem.

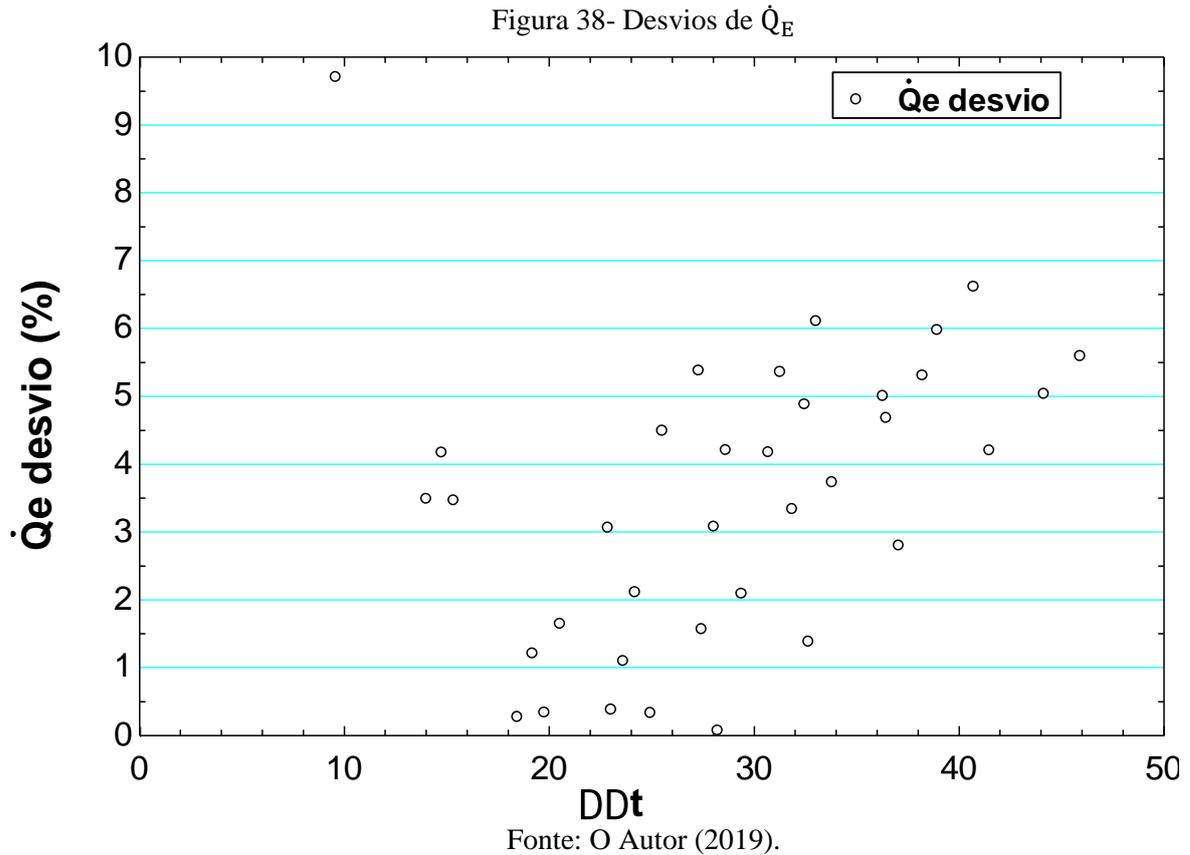
Figura 37-  $\dot{Q}_E$  e COP encontrados pela terceira abordagem



Fonte: O Autor (2019).

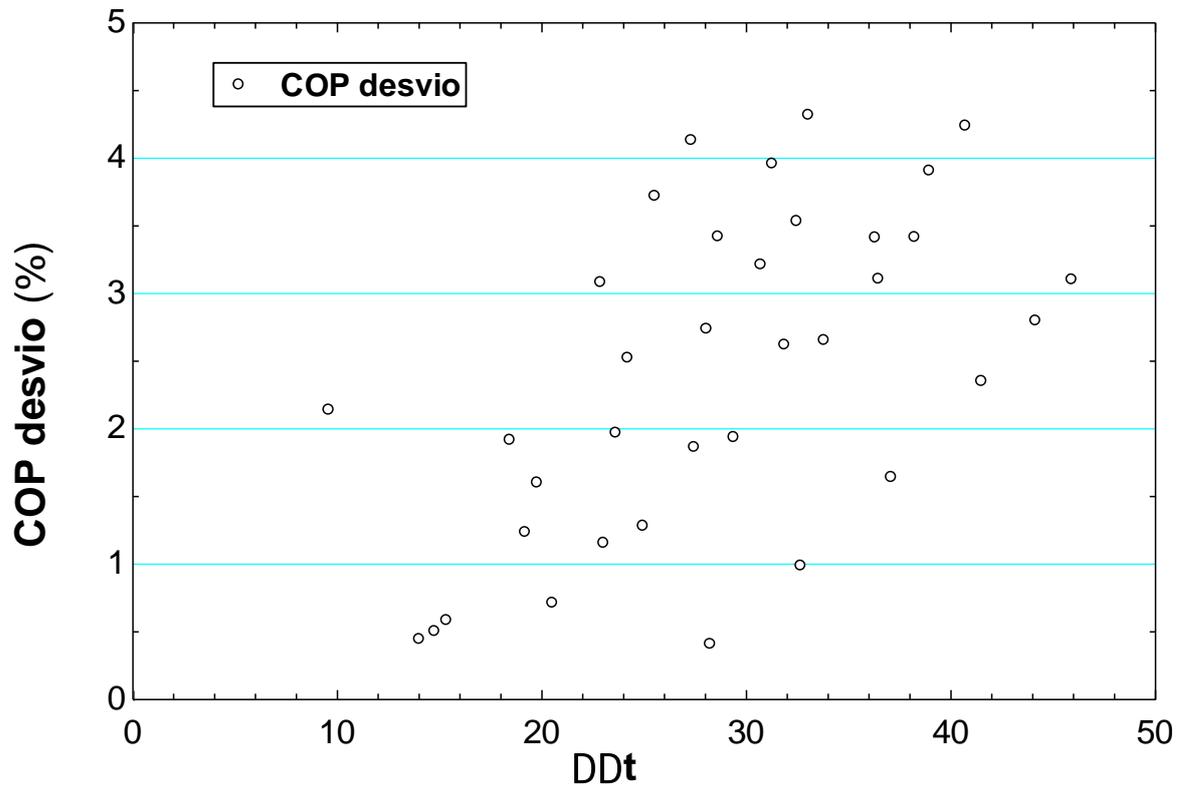
Na figura 37, pode-se perceber que os valores de COP e  $\dot{Q}_E$  são crescentes em geral a medida que se aumenta o valor de  $\Delta\Delta t$  e  $\dot{Q}_E$  aumenta praticamente linearmente já que nas equações características o calor removido ( $\dot{Q}_E$ ) é aproximadamente linearmente proporcional à diferença de temperaturas característica ( $\Delta\Delta t$ ). Desta forma, existe uma relação aproximadamente linear entre  $\Delta\Delta t$  e  $\dot{Q}_E$ .

Após serem encontrados os valores de COP e  $\dot{Q}_E$ , foram calculados os valores de desvio da terceira abordagem entre os valores calculados pelas equações características e os valores obtidos pela modelagem termodinâmica. As figuras 38 e 39 mostram os valores de desvio encontrados.



Na figura 38, é visto que todos os desvios são inferiores a 10% e apenas poucos pontos tem erro maior que 6%. Isso mostra que a terceira abordagem pode ser considerada satisfatória com estes valores de erros atingidos, levando em consideração que, para os dados utilizados, já existem simplificações provenientes das hipóteses simplificadoras iniciais, as quais limitam as aproximações dos resultados e aumentam os valores de desvio. Pelo ajuste linear encontrado na tabela 14, a temperatura de impulso ( $\Delta t_i$ ) pôde entrar na equação de fluxo calor do evaporador das equações características e proporcionar esta aproximação dos valores de  $\dot{Q}_E$  calculados pelas equações características em relação aos obtidos pela modelagem termodinâmica.

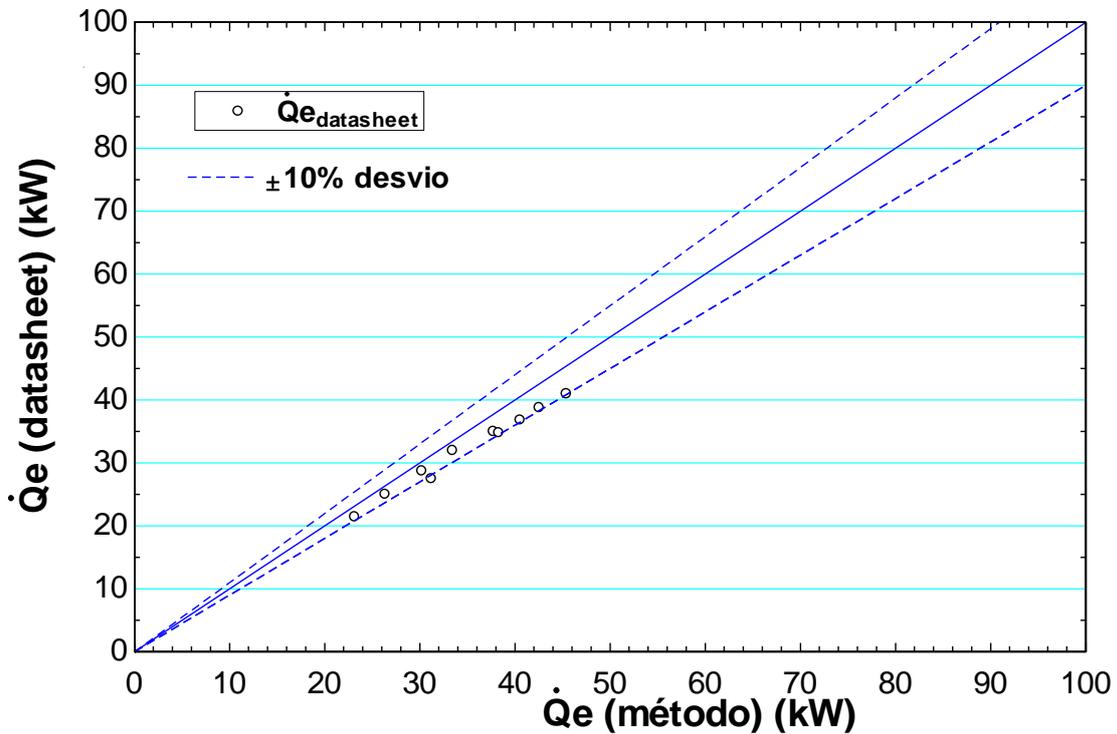
Figura 39- Desvios de COP



No gráfico da figura 39, nenhum ponto tem valor de desvio de COP superior a 5% e apenas em um ponto este erro é superior a 4%. Em outras palavras, destes resultados pode-se entender que os valores de COP calculados pelas equações características tem menos de 5% de diferença do que os obtidos pela modelagem termodinâmica. Novamente, pelo ajuste linear encontrado na tabela 14, a temperatura de impulso ( $\Delta t_i$ ) pôde entrar na equação característica de COP e gerar estes baixos valores de desvios de COP.

Por último, foram comparados alguns valores de  $\dot{Q}_E$  e COP calculados pela terceira abordagem com os dados de fluxo de calor removido e coeficiente de performance obtidos pelo datasheet da Yazaki (2016). As figuras 40 e 41 mostram esses valores.

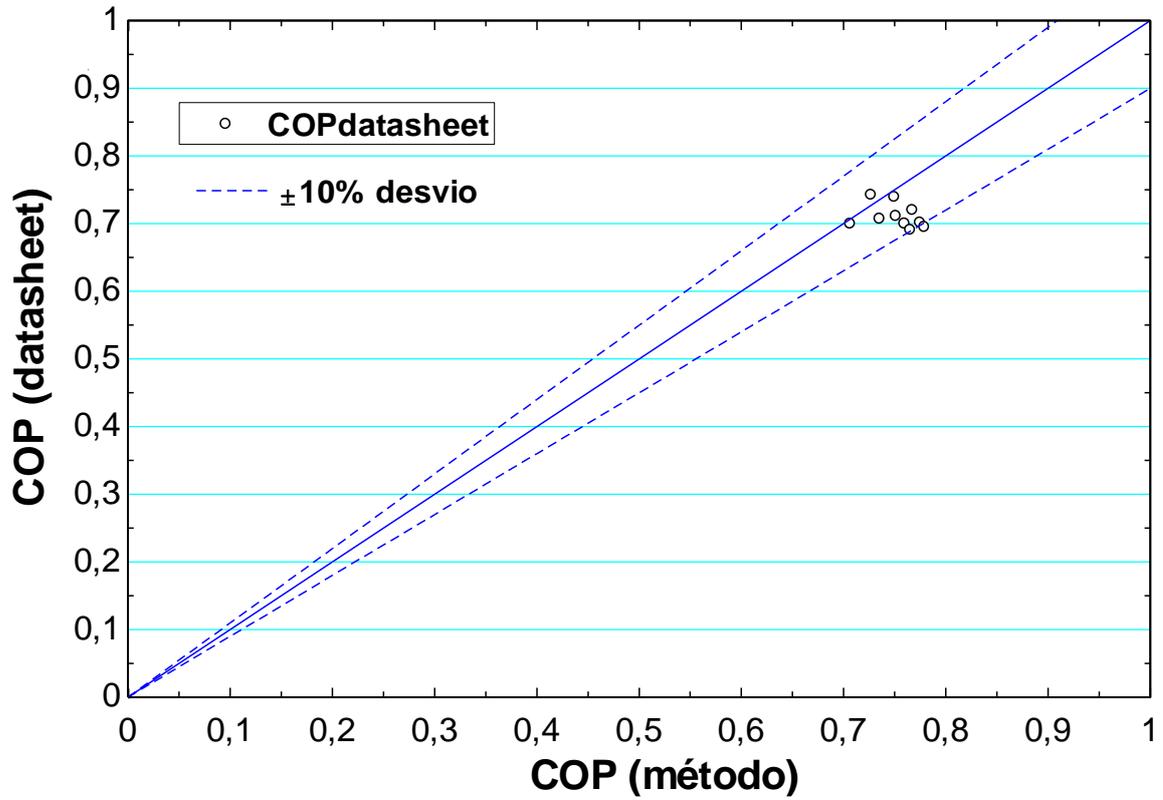
Figura 40- Valores de  $\dot{Q}_E$  do *datasheet* Yazaki (2016) versus calculados pelas equações características na terceira abordagem



Fonte: O Autor (2019).

Na figura 40, os valores de  $\dot{Q}_E$  calculados pelas equações características e os obtidos pelo *datasheet* em geral desviaram menos do que 10 %. Os valores mais afastados do calor nominal de 35 KW apresentaram de um modo geral desvios mais próximos de 10 %. Esses desvios maiores podem ter ocorrido devido as hipóteses simplificadoras iniciais do método, e considerando isso, esta abordagem do calor removido pelo *chiller* pelo método em relação às equações características foi considerada satisfatória.

Figura 41- Valores de COP do *datasheet* Yazaki (2016) versus calculados pelas equações características na terceira abordagem



Fonte: O Autor (2019).

Na figura 41, os desvios de uma maneira geral são também menores ou iguais a 10%. É possível que devido as hipóteses simplificadoras iniciais, alguns desvios de COP se aproximam a 10%. Como os desvios de COP foram em geral menores que 10%, apesar das hipóteses iniciais simplificadoras do método das equações características, esta abordagem foi considerada também satisfatória.

## 9 CONCLUSÃO E SUGESTÃO DE TRABALHOS FUTUROS

Para um bom controle da refrigeração por absorção, é fundamental compreender o funcionamento do sistema formado pelo *chiller* de absorção e os seus circuitos de água externos. Este trabalho mostrou que as abordagens de aperfeiçoamento do método das equações características possibilitam o aprimoramento do controle deste método para o *chiller* de absorção de simples efeito formado pelo par de solução de brometo de lítio e água (LiBr/H<sub>2</sub>O).

Neste trabalho, no software EES foi elaborado um código computacional para uma modelagem termodinâmica deste *chiller*, outro para o cálculo das equações características e o código geral para as abordagens de aperfeiçoamento do método das equações características.

Foram reproduzidas abordagens baseadas nos estudos de Hellmann; Schweigler; Ziegler (1999), e Izquierdo (2012) de aperfeiçoamento do método das equações características para um *chiller* de absorção de simples efeito de brometo de lítio e água cujos dados internos considerados conhecidos foram disponibilizados por Gommed e Grossmann (1990). Também foi reproduzida uma abordagem baseada no estudo de Hellmann e Ziegler (1999) e aplicada para este *chiller*. Na comparação entre as abordagens, foi verificada que as baseadas no estudo de Izquierdo (2012) apresentaram menores desvios entre os valores calculados pelas equações características e os obtidos pela modelagem termodinâmica nas reproduções do método para este *chiller*, produzindo valores de desvios em geral menores que 10 %.

Após a validação das abordagens, foi elaborado um estudo de caso para um *chiller* de absorção de 10 TR do Laboratório Cogencasa da Universidade Federal de Pernambuco. Neste estudo as abordagens baseadas no estudo de Izquierdo (2012) foram aplicadas para este *chiller*, visto que foram validadas e verificadas como as que apresentaram menores desvios. Foi visto que para o fluxo de calor removido ( $\dot{Q}_E$ ) e para o coeficiente de performance (COP) todos os desvios entre os valores obtidos pela modelagem termodinâmica e os calculados pelas equações características foram em geral inferiores a 10% em relação ao  $\dot{Q}_E$  e inferiores a 5% em relação ao COP. Em seguida foram comparados alguns valores de calor removido e coeficiente de performance encontrados pela última abordagem com alguns valores do *datasheet* do *chiller* e foram verificados em geral desvios inferiores a 10 %, onde poucos valores de  $\dot{Q}_E$  e COP ultrapassaram este valor de desvio, o que pode ter acontecido devido a alguma das hipóteses simplificadoras iniciais. Tendo em vista que estes desvios em geral atenderam a faixa dos 10 %, apesar das hipóteses simplificadoras iniciais, este método pôde ser considerado satisfatório para o *chiller* de absorção analisado.

Portanto, as abordagens de aperfeiçoamento do método das equações características de uma maneira geral podem apresentar resultados termodinâmicos de boa confiabilidade que possibilita um bom entendimento e controle do comportamento de um *chiller* de absorção de simples efeito formado pelo par de solução de brometo de lítio e água (LiBr/H<sub>2</sub>O).

Sugere-se como trabalhos futuros:

- Analisar a influência da torre de resfriamento no sistema de absorção analisado pelo método das equações características.
- Inserir os códigos computacionais realizados neste trabalho num código computacional maior que envolva todo o sistema de cogeração do Laboratório Cogencasa.
- Utilizar placas solares para aquecimento da água do circuito externo do gerador do *chiller* de absorção e elaborar um código computacional que permita prever e controlar o novo sistema.

## REFERÊNCIAS

- ALBERS, Jan. TRNSYS type107-part load simulation of single staged absorption chillers in quasi steady states – contribution to a design tool for solar assisted air conditioning systems developed. **IEA TASK25 Subtask B Final Report**, n. 2–67/2002, 2002.
- ALBERS, Jan et al. Control of absorption chillers by insight: the characteristic equation. *In: International Conference on Process Engineering and Chemical Plant Design*, 17., 2008, Cracóvia. **Proceedings of 17th International Conference on Process Engineering and Chemical Plant Design**. Cracóvia: Wydawnictwo Politechniki Krakowskiej, 2008. p. 3-12.
- ALBERS, Jan; ZIEGLER, Felix. Berücksichtigung von Variablen externen Volumenströmen in charakteristischen Gleichungen für Absorptionskälteanlagen. **Tagungsband der DKV-Jahrestagung**. Ulm, Alemanha, 2008.
- ALBERS, Jan; ZIEGLER, Felix. Einfluss variabler Volumenströme auf charakteristische Gleichungen für Absorptionskälteanlagen. **KI Kälte - Luft - Klimatechnik**, p. 18-22, Vol 45, n. 4, 2009.
- AVEDAÑO, Ayda Marelyn Gallo. **Modelagem de um absorvedor tubular em espiral de brometo de lítio-água**. 2016. Dissertação (mestrado em Engenharia mecânica) – Universidade Federal de Pernambuco, Recife, 2016.
- BERECHE, Palacios Reynaldo. **Avaliação de sistemas de refrigeração por absorção H<sub>2</sub>O/LiBr e sua possibilidade de inserção no setor terciário utilizando gás natural**. 2007. Dissertação (mestrado em Planejamento de Sistemas Energéticos) – Universidade Estadual de Campinas, Campinas, 2007.
- CAMPOS, Renner Augusto Toledo. **Análise termodinâmica de um sistema de refrigeração por absorção de ambientes**. 2017. Dissertação (mestrado em Engenharia Mecânica) – Universidade Estadual Paulista, Ilha Solteira, 2017.
- CARVALHO, Álvaro Nacif de. **Análise experimental e exergoeconômica de um Sistema de cogeração a gás natural**. 2010. Dissertação (mestrado em Engenharia Mecânica) – Universidade Federal de Santa Catarina, Florianópolis, 2010.
- CHAVES, Fabiano Drumond. **Estudo experimental e desenvolvimento de um modelo de simulação de um refrigerador por absorção de pressão total única**. 2009. Tese (doutorado em Engenharia Mecânica) – Universidade Federal de Minas Gerais, Belo Horizonte, 2009.
- CORDEIRO, Mauro César Lima. **Estudo termodinâmico e avaliação experimental do protótipo 01 do sistema de refrigeração por absorção com o par água-brometo de lítio da Recogás**. 2012. Dissertação (mestrado em Engenharia Mecânica) – Universidade Federal da Paraíba, João Pessoa, 2012.
- CORRÊA, Gilberto Arejano. **Avaliação de sistemas integrados de refrigeração e sua aplicação na indústria pesqueira**. 2009. Tese (doutorado em Engenharia e Ciência de Alimentos) – Universidade Federal do Rio Grande, Rio Grande, 2009.

- CORREIA, Rafael Chaves. **Estudo e desenvolvimento de trocadores de calor compactos para micro-cogeração: contribuição para o desenvolvimento da microcogeração com o uso do gás natural no Brasil**. 2009. Dissertação (mestrado em Engenharia Mecânica) – Universidade Federal de Pernambuco, Recife, 2009.
- DIÓGENES, Sâmia Senna. **Modelagem de um chiller de absorção de 10 TR utilizando os métodos das equações características**. 2018. Dissertação (mestrado em Engenharia Mecânica) – Universidade Federal de Pernambuco, Recife, 2018.
- EL-SHAFIE Mostafa et al. Performance evaluation of an industrial absorption chiller. **Energy Procedia**, v. 156, p. 266-272, 2019.
- ENGINEERING EQUATION SOLVER (EES). **F-Chart Software**, LLC, 2018.
- FLORIDES, G. A.; Kalogirou, S. A.; Tassou, S. A.; Wrobel, L. C. Design and construction of a LiBr-water absorption machine. **Energy Conversion and Management**, v. 44, ed.15, p. 2483-2508, 2003.
- FONSECA JÚNIOR, José de Araujo. **Metodologia experimental para estudo da transferência de calor e massa no processo de absorção do vapor d'água por filmes verticais descendentes de água-brometo de lítio**. 2013. Dissertação (mestrado em Ciências Mecânicas) – Universidade de Brasília, Brasília, 2013.
- FURUKAWA, T., et al. Study on Characteristic Temperatures of Absorption Heat Pumps, *In: Heat Transfer Symposium of Japan*, 20., 1983, Cidade. **Proceedings of 20th Heat Transfer Symposium of Japan**. Cidade: The heat transfer society of Japan, 1983. p. 508-510.
- FURUKAWA T., SONODA T. Characteristics of H<sub>2</sub>O/LiBr Absorption Heat Pumps for the Temperature Change of External Fluids. *In: International Congress of Refrigeration*, 17., 1987, Viena. **Proceedings of XVII International Congress of Refrigeration**. Viena: International Institute of Refrigeration, 1987. p. 1121-1126, v. B.
- GOLDEN, James Hollis. **Ammonia-water desorption in flooded columns**. Dissertação (mestrado em Engenharia Mecânica) – Georgia Institute of Technology, Atlanta, Georgia, EUA, 2012.
- GOMMED, K; GROSSMAN, G. Performance analysis of staged absorption heat pumps: water-lithium bromide systems. *In: ASHRAE Transactions Winter Meeting*, 1990, Atlanta. **Proceedings of ASHRAE Transactions**. Atlanta: ASHRAE, 1990. p. 1590-1598.
- GÜIDO, Walter Hüls, et al. Performance of absorption chillers in field tests. **Applied Thermal Engineering**, v. 134, p. 353-359, 2018.
- GUTIÉRREZ-URUETA, G. et al. Extension of the characteristic equation to absorption chillers with adiabatic absorbers. **International Journal of Refrigeration**, v. 35, pp. 709-719, 2012.
- HASENÖHRL, Thomas. **Development of plate heat exchangers as main components of an absorption chiller**. Dissertação (mestrado) – Lund University, Lund, 2011.

HELLMANN H., M., SCHWEIGLER, C., ZIEGLER F., The characteristic equations of absorption chillers. *In: International Sorption Heat Pump Conference, 1999, Munich. Proceedings of International Sorption Heat Pump Conference.* Munich: ZAE Bayern, 1999. p.169-172.

HELLMANN H., ZIEGLER F., Simple absorption heat pumps for system simulation programs. *In: ASHRAE Transactions Winter Meeting, 1999, Chicago. Proceedings of ASHRAE Transactions.* Chicago: ASHRAE, 1999. p. 780-787, v. 105.

HEROLD, E. K.; RADERMACHER, R.; KLEIN, S. A. **Absorption chiller and heat pumps.** 2<sup>a</sup> ed., Nova Iorque, Estados Unidos, CRC Press, 2016.

IIT KHARAGPUR. **40 Lessons on refrigeration and air conditioning from iit kharagpur. useful training material for mechanical engineering students/college, or as reference for engineer.** Kharagpur, Índia, 2008.

IZQUIERDO, Ivan Andrés Montero. **Modelización de sistemas de refrigeración por absorción com captadores solares de concentración.** Tese (doutorado em Engenharia Mecânica) – Universitat Rovira I Virgili, Tarragona, Espanha, 2012.

KEPPLER, Dorothee. Absorption chillers as a contribution of a climate-friendly refrigeration supply regime: Factors of influence on their further diffusion. **Journal of Cleaner Production**, v. 172, p. 1535-1544, 2018.

KRAEMER, Cecília Friedrich. **Construção e pré-operação de uma planta piloto de osmose inversa e nanofiltração na indústria.** 2009. Dissertação (mestrado em Engenharia Química) – Universidade Federal do Rio Grande do Sul, Porto Alegre, 2009.

KÜHN, A., ZIEGLER, F. Operational results of a 10 kW absorption chiller and adaptation of the characteristic equation. **Proc. First Int. Conference Solar Air Conditioning, Bad-Staffelstein**, 2005.

LABUS, Jerko. **Modelling of small capacity absorption chillers driven by solar thermal energy or waste heat.** Tese (doutorado em Engenharia Mecânica) – Universitat Rovira I Virgili, Tarragona, Espanha, 2011.

LEE, Su Kyoung, et al. Optimal design of generators for H<sub>2</sub>O/LiBr absorption chiller with multi-heat sources. **Energy**, v. 167, p. 47-59, 2019.

LIAO, Xiaohong; RADERMACHER, Reinhard. Absorption chiller crystallization strategies for integrated cooling heating and power systems. **International Journal of refrigeration**, v. 30, ed. 5, p. 904-911, 2007.

LUBIS, Arnas, et al. Operation performance enhancement of single-double-effect absorption chiller. **Applied Energy**, v. 219, p. 299-311, 2018.

MAKITA. **Kawazaki involvement in the solar cooling field.** 2012. 22 slides.

MARTINELLI JÚNIOR, Luiz Carlos. **Sistema de ar condicionado por absorção para ônibus.** 2008. Tese (doutorado em Engenharia Mecânica) – Universidade Estadual Paulista, Guaratinguetá, 2008.

MELO, Nazario Rodolfo de. **Simulação e otimização de plantas de microcogeração com a utilização de um módulo de configuração de tarefas para a tomada de decisão em demandas variáveis**. 2004. Dissertação (mestrado em Engenharia Mecânica) – Universidade Federal de Pernambuco, Recife, 2004.

MEYER, T.; ZIEGLER, F. A characteristic mass fraction difference in absorption chillers. **International Journal of Refrigeration**, v. 97, p. 67-72, 2019.

MILLANÉS, Rafael Lincoln Pratts. **Melhoramento de um sistema de refrigeração por absorção água amônia para a fabricação de gelo**. 1997. Dissertação (mestrado em Engenharia Mecânica) – Universidade Estadual de Campinas, Campinas, 1997.

NAPOLEÃO, Diovana Aparecida dos Santos. **Determinação da entropia amônia e água para aplicações em processos de refrigeração por absorção**. 2003. Tese (doutorado em Engenharia Mecânica) – Universidade Estadual Paulista, Guaratinguetá, 2003.

NASCIMENTO, Nayra Reis do. **Análise termodinâmica e otimização de um sistema de refrigeração por absorção para conservação de alimentos**. 2011. Dissertação (mestrado em engenharia química) – Universidade Estadual de Campinas, Campinas, 2011.

OCHOA, Alvaro Antonio Villa. **Análise exergoeconômica de um chiller de absorção de 10 TR integrado a um sistema de microcogeração com microturbina a gás de 30 kW**. 2010. Dissertação (mestrado em Engenharia Mecânica) – Universidade Federal de Pernambuco, Recife, 2010.

OCHOA, Alvaro Antonio Villa. **Análise dinâmica de um chiller de simples efeito, de aquecimento indireto, usando o par brometo de lítio - água**. 2014. Tese (doutorado em Engenharia Mecânica) – Universidade Federal de Pernambuco, Recife, 2014.

OCHOA, Alvaro Antonio Villa, et al. Dynamic study of a single effect absorption chiller using the pair LiBr/H<sub>2</sub>O. **Energy Conversion and Management**, v. 108, p 30-42, 2016.

OCHOA, Alvaro Antonio Villa; COSTA, José Ângelo Peixoto; SANTOS, Carlos Antônio Cabral dos. Energetic Analysis using theoretical modeling and the characteristic equation method in a small absorption chiller with LiBr/H<sub>2</sub>O. **Acta Scientiarum – Technology (online)**, v. 40, 2018.

OLIVEIRA JUNIOR, Silvio de et al. **Sistemas de Refrigeração por absorção**. São Paulo: Universidade de São Paulo, 2004.

OLLBRICHT, Michael; LONARDI Federico; LUKE Andrea. Performance improvement of absorption chillers by means of additives – A numerical study. **Solar Energy**, v. 166, p.138-145, 2018.

PANITZ, Felix; VOLMER, Vera; RÜHLING, Karin. Differential impacts of additional consumers on DH-systems – analysis for absorption chillers. **Energy Procedia**, v. 149, p.327-336, 2018.

PINTO, Marcus Vinícius Adorno Borges. **Estudo paramétrico do comportamento de uma microturbina a gás em cargas parciais fora das condições ISO**. 2017. Dissertação (mestrado em Engenharia Mecânica) – Universidade Federal de Pernambuco, Recife, 2017.

PROENÇA, Samuel Fernandes. **Arrefecimento solar: Análise da viabilidade do arrefecimento de uma garrafeira comercial por intermédio de um *chiller* de absorção**. 2011. Dissertação (mestrado em Engenharia Eletromecânica) – Universidade da Beira interior. Corvilhã, 2011.

PUIG-ARNAVAT, Maria et al. Analysis and parameter identification for characteristic equations of single- and double-effect absorption chillers by means of multivariable regression. **International Journal of Refrigeration**, v. 33, p.70-78, 2009.

REIS, Joaquim Antônio dos. **Projeto e montagem de um sistema compacto de cogeração: aplicação da análise exergoeconômica**. 2006. Tese (doutorado em Engenharia Mecânica) – Universidade Estadual Paulista, Guaratinguetá, 2006.

RICHARD, Scott, J. **A study on the integration of a novel absorption chiller into a microscale combined cooling, heating and power (micro-CCHP) system**. 2013. Dissertação (mestrado em Engenharia Mecânica) – University of New Orleans, New Orleans, 2013.

ROBERTS, Brian. **Ferdinand P E Carre**. CIBSE Heritage Group, 2016.

SABBAGH, Alejandro E.; GOMEZ, Jorge M. Optimal control of single stage LiBr/water absorption chiller. **International Journal of Refrigeration**, v. 92, p.1-9, 2018.

SANTOS, Francisco Eulálio Alves dos. **Desenvolvimento e instalação de um cogerador compacto no campus da Universidade Federal do Acre**. 2001. Tese (doutorado em Planejamento de Sistemas Energéticos) – Pós Graduação de engenharia mecânica. Universidade Estadual de Campinas, Campinas, 2001.

SANTOS, Paulo Henrique Dias dos. **Análise Exergética de Sistemas de Refrigeração por Absorção de Múltiplos Efeitos com o Par Brometo de Lítio – Água**. Dissertação (mestrado em Engenharia Mecânica) – Universidade Federal da Paraíba, João Pessoa, 2005.

SCHACHTMAN, Tom. **Absolute zero and the conquest of cold**. Houghton Mifflin Company, EUA, 1999.

SILVA, Andrés da. **Avaliação energética e exergética de uma instalação experimental de refrigeração por absorção (água-amônia) para produção de gelo a partir de vapor de processo**. Dissertação (mestrado em Engenharia Mecânica). Universidade Estadual de Campinas, Campinas, 1994.

SILVA, Heber Cláudinus Nunes et al. Modeling and simulation of cogeneration systems for buildings on a university campus in Northeast Brazil – A case study. **Energy Conversion and Management**, v. 186, p. 334 – 348, 2019.

SOUSA, Ricardo Aurélio Fragoso de. **Um modelo teórico-experimental de recuperador de calor sensível contido nos gases da descarga de uma microturbina**. 2005. Dissertação (mestrado em Engenharia Mecânica) – Universidade Federal de Pernambuco, Recife, 2005.

SOUZA, Ronaldo Bueno de. **Simulação de um sistema de refrigeração por absorção com energia solar térmica para locais isolados**. 2015. Dissertação (mestrado em engenharia mecânica) – Universidade do Vale do Rio dos Sinos, São Leopoldo, 2015.

SRIKHIRIN, Pongsid; APHORNRATANA, Satha; CHUNGPAIBULPATANA Supachart. A review of absorption refrigeration technologies. **Renewable and sustainable energy reviews**, v. 5, p. 343-372, 2001.

STEPHAN, K. History of absorption heat pumps and working pair developments in Europe. **International Journal of Refrigeration**, v. 6, ed. 3, p. 160-166, 1983.

TAKADA, S. **Absorption Refrigeration Machine**, Japanese Association of Refrigeration, Tokyo, 1982.

TERMOPARTS. **Torres de resfriamento de água – noções gerais**, 2013.

TESHA. **Absorption refrigeration system as an integrated condenser cooling unit in a geothermal power plant**. Dissertação (mestrado em Engenharia Mecânica e Industrial) – United Nations University, Jakarta, Indonésia, 2009.

VIEIRA NETO, Micael. **Modelação energética de sistemas de absorção em Trnsys**. Dissertação (mestrado em Engenharia Mecânica) – Universidade de Coimbra, Coimbra, 2016.

YAZAKI. **S Series Catalog 5-10-15-2030-50 RT**. Japão, 2016.

YAZAKI. **Specifications Chillers and Chiller-Heater WFC-SC (H) 10, 20, 30**. Japão, [200-a].

YAZAKI. **Commissioning and Operating Instructions Chillers and Chiller-Heater WFC-SC(H) 10,20,30**. Japão, [200-b].

YIN, Hongxi. **An absorption chiller in a micro BCHP application: model based design and performance analysis**. Tese (doutorado em arquitetura) – School of Architecture, Carnegie Mellon University, Pittsburgh, Estados Unidos, 2006.

ZIEGLER, F., HELLMANN, H. M., SCHWEIGLER, C. An approximative method for modelling the operating characteristics of advanced absorption chillers. *In*: International Congress of Refrigeration, 20., 1999, Sidney. **Proceedings of XX International Congress of Refrigeration**. Sidney: International Institute of Refrigeration, 1999, paper 600.

ZUKOWSKI JR., Joel Carlos. **Estudo de sensibilidade em um sistema de refrigeração por absorção água-amônia**. 1999. Tese (doutorado em Planejamento de Sistemas Energéticos) – Universidade Estadual de Campinas, Campinas, 1999.