



## ANÁLISE ENERGÉTICA E EXERGÉTICA DE UM CICLO DE REFRIGERAÇÃO POR ABSORÇÃO DE ÁGUA-Br-Li PARA RESFRIAMENTO DE DATA CENTERS

Pedro Alexandre Pinto Celestino

Instituto de Pesquisas Energéticas e Nucleares (IPEN) da Universidade Estadual de São Paulo (USP)  
pedrocelestino@usp.br

### 1. INTRODUÇÃO

Nos últimos anos, a expansão da capacidade de processamento em *data centers* trouxe consigo desafios significativos, especialmente no que diz respeito ao consumo crescente de energia elétrica bem como o resfriamento eficiente do calor gerado. À medida que a indústria de *data centers* busca soluções inovadoras para abordar esses desafios, a reutilização do calor gerado pelos servidores emerge como uma alternativa promissora, com potencial não apenas para aumentar a eficiência energética, mas também para fornecer benefícios tangíveis à sociedade, principalmente, pela redução das emissões de gás carbônico proveniente dos sistemas de aquecimento a gás convencional.

*Data centers* são conhecidos por sua grande demanda por energia, sendo que uma parcela significativa dessa energia é dissipada como calor durante o processo de resfriamento dos servidores. Tradicionalmente, o desafio tem sido como gerenciar esse calor residual de maneira sustentável e eficiente. No entanto, recentes avanços na tecnologia e práticas inovadoras estão transformando essa questão de desafio em oportunidade.

A busca por práticas mais sustentáveis na indústria de *data centers* tem ganhado cada vez mais destaque no exterior, sendo impulsionada pela conscientização ambiental e pela necessidade de otimizar recursos. Iniciativas que visam a redução da pegada de carbono (*Carbon Footprint*) e o aproveitamento de recursos estão no centro dessa transformação. Nesse contexto, a reutilização do calor residual se destaca como uma estratégia viável para tornar os *data centers* mais eficientes e ecologicamente responsáveis.

Uma ampla revisão das tecnologias de resfriamento a ar, a água e resfriamento bifásico e as condições operacionais de cada um dos sistemas de resfriamento culminou no estudo apresentado por (Ebrahimi et al, 2014) [1] das correspondentes oportunidades de recuperação de calor residual de baixa qualidade.

De acordo com (Marcinichen et al, 2012)[2] a nova tecnologia para resfriamento em *Data Centers*, resfriamento bifásico em micronanal ou em inglês *microchannel two-phase cooling*, poderá representar um consumo na ordem de 60% em comparação com os atuais sistemas de refrigeração utilizados em *data centers*.

Os trabalhos realizados por (Ebrahimi et al, 2015)[3] e (Rubio-Maya, 2012)[4] abordaram questões técnicas e econômicas relacionadas à recuperação de calor residual por um servidor, ou por vários servidores, de um *data center* por meio do uso de máquinas de refrigeração por absorção, que por sua vez produz refrigeração para outros servidores no mesmo *data center*. Para isso, cada pesquisador desenvolveu um modelo termodinâmico em regime permanente para realizar análises de balanço de energia e exergia acoplando na proposta de resfriamento bifásico um sistema de refrigeração por absorção.

Para o presente trabalho de fim da disciplina PME5202, foi reproduzida a metodologia apresentada por (Ebrahimi et al, 2015)[3] para realizar análises de balanço de energia e exergia em um sistema de refrigeração por absorção de água Brometo de Lítio (água-Br-Li). Para simulação, foi empregada o software *Engineering Equation Solver* (EES) e por fim foram realizadas algumas comparações com os resultados obtidos pelo pesquisador.

### 2. REVISÃO DA LITERATURA

A refrigeração de *data centers* deve garantir segurança, confiabilidade e alta disponibilidade e é feita por um sistema de ar-condicionado de precisão. A refrigeração de precisão para *data centers*, usualmente chamado de CRAC – *Computer Room Air Conditioning*, utiliza uma abordagem especializada no controle rigoroso do ambiente térmico em instalações de processamento de dados. Essa técnica visa criar condições ideais para o funcionamento eficiente dos equipamentos, mantendo uma temperatura e umidade estáveis, preservando a integridade dos equipamentos, minimizando o consumo de energia e maximizando a eficiência operacional em *data centers* modernos.

É crucial destacar a relevância do sistema de refrigeração em um *data center*, já que esse sistema opera de maneira contínua para realizar a remoção eficiente do calor gerado pela Central de Processamento de Dados, onde os servidores estão localizados. Tradicionalmente, esse calor é liberado diretamente para a atmosfera, sendo a proposta direcionar estrategicamente esse rejeito térmico para um sistema que disponibilizará para atender às necessidades de aquecimento

em diversos setores. Essa transição não apenas representa uma abordagem mais sustentável, alinhada aos princípios da economia de emissões de carbono, mas também oferece uma oportunidade valiosa de maximizar a eficiência energética e promover a reutilização de recursos.

Ao transferir o calor excedente para sistemas que alimentam piscinas, ambientes residenciais, hospitalares, industriais ou outras instalações, estamos não apenas reduzindo o impacto ambiental, mas também contribuindo para uma gestão mais eficiente dos recursos disponíveis. Essa abordagem não só representa uma prática inovadora na indústria de data centers, mas também ressoa com os esforços globais para integrar soluções sustentáveis em todos os setores, transformando desafios ambientais em oportunidades concretas para comunidades e organizações.

O trabalho realizado por Ebrahimi et al. [1] proporcionou uma revisão abrangente das tecnologias de resfriamento empregadas em data centers, abordando as condições operacionais e a disponibilidade correspondente de fontes e fluxos de calor residual associados. Além de uma análise minuciosa das técnicas de recuperação de calor residual de baixa qualidade, tanto as atualmente disponíveis quanto aquelas em fase de desenvolvimento, foi conduzida com o propósito de avaliar a pertinência e eficácia de cada tecnologia, focalizando especificamente na reutilização do calor residual de baixa qualidade em ambientes de data centers. A partir dessa discussão, elaborou-se um resumo das tecnologias de calor residual, destacando a adequação de cada uma delas para integração com as três principais categorias de sistemas de resfriamento de data centers (resfriamento a ar, resfriamento a líquido, bifásico), que pode ser vista na Tabela 1.

**Tabela 1 – Adequação de cada tecnologia de calor residual para aplicações de data center.**

<b>Tecnologia</b>	<b>Data center refrigerado a ar (calor residual 45°C)</b>	<b>Data center refrigerado a água (calor residual 60°C)</b>	<b>Data center resfriamento bifásico (calor residual 75 °C)</b>
HVAC/doméstico água quente	Sim	Sim	Sim
Aquecimento urbano	Sim, com reforço	Sim	Sim
Pré-aquecimento da água de alimentação da caldeira	Não	Sim	Sim
Refrigeração por absorção	Não	Sim	Sim
Ciclo Rankine orgânico	Sim, com reforço	Sim	Sim
Piezoeétrica	Sim	Não	Não
Termoelétricas	Não	Não	Sim
Dessalinização	Não	Sim	Sim
Processamento de biomassa	Sim	Sim	Sim

Fonte: (Ebrahimi et al, 2014) [1], adaptado.

De acordo com Ebrahimi et al. [3] nos sistemas de refrigeração por compressão de vapor padrão usados em unidades de ar-condicionado de salas de computadores (CRAC) de data centers, uma quantidade considerável de energia é consumida pelo compressor. Como os líquidos têm volumes específicos muito mais baixos que os vapores, a substituição do sistema de compressão de vapor por um sistema de refrigeração por absorção, no qual uma solução líquida de fluido absorvente e refrigerante é usada como fluido de trabalho do ciclo, pode resultar em economias consideráveis de energia. A aplicação de refrigeração por absorção para substituir ou complementar um CRAC não apenas reduz a energia necessária para operar o sistema, mas também tem a vantagem de usar o calor residual do data center como fonte de calor do gerador. O uso do calor residual do data center em sistemas de refrigeração por absorção pode levar à redução direta da carga nos sistemas CRAC do data center, de duas maneiras: primeiro, removendo o calor dos servidores e usando-o para operar as unidades e, segundo, gerando água gelada que pode ser usada para resfriar servidores adicionais, o que representa um benefício econômico significativo para a maioria das operadoras de data centers. Outro benefício importante desta tecnologia é o fato de que não há problemas com a localização e a tecnologia pode ser adaptada em data centers existentes, se o espaço permitir.

A partir dos resultados da simulação dos ciclos de refrigeração para os dados fornecidos, foi possível observar uma superioridade no ciclo de Água-Brometo de Lítio (Água-Br-Li) em comparação com o ciclo por absorção Água-Amônia, seguem as principais vantagens observadas por Ebrahimi [3]:

1. COP Mais Elevado: O Coeficiente de Performance (COP) do ciclo água-Br-Li é significativamente superior ao ciclo água-amônia em temperaturas de resíduos de calor de centros de dados, sendo até 14% maior a 65 °C.

2. Simplicidade do Sistema: O ciclo água-Br-Li não requer uma coluna de retificação, tornando-o um sistema mais simples em comparação com o ciclo água-amônia, que necessita dessa componente.

3. Menor Trabalho da Bomba: O ciclo água-Br-Li opera em pressões muito baixas ( $4.8 \times 10^{-3}$  e  $9 \times 10^{-4}$  MPa), resultando em menor trabalho consumido pelas bombas em comparação com o ciclo água-amônia, que opera em pressões mais altas (1.1 e 0.3 MPa).

4. Desvantagem Controlável: Embora haja o desafio do risco de cristalização devido à limitação da concentração de Br-Li (65%), essa desvantagem pode ser gerenciada, e a escolha do ciclo água-Br-Li é justificada pelos benefícios superiores em condições de operação de centros de dados.

Devido a comprovação do desempenho superior em condições de operação para um *Data Center*, Ebrahimi et al. escolheram o ciclo água-Br-Li para integração no design desses centros, e medidas são tomadas para evitar o risco de cristalização.

Na Figura 1, são comparados os Coeficientes de Performances (COP's) para os ciclos de refrigeração por absorção Água-Amônia e Água-Br-Li. A Figura 1 indica que, para ambos os sistemas (água-Br-Li e amônia-água), o Coeficiente de Performance (COP) diminui em temperaturas mais elevadas do gerador. A explicação sugerida por Ebrahimi et al. [3] para esse comportamento é que, ao operar em temperaturas mais altas do gerador, o vapor que sai do gerador e entra no condensador está em temperaturas elevadas. Isso demanda uma superfície de transferência de calor maior no condensador para transformar completamente o vapor em um líquido saturado na saída do condensador. Dessa forma, como a superfície de transferência de calor é fixa, em vez de ocorrer uma condensação completa, pode haver vapor na corrente que sai do condensador, que por sua vez, resulta em uma transferência de calor reduzida no evaporador.

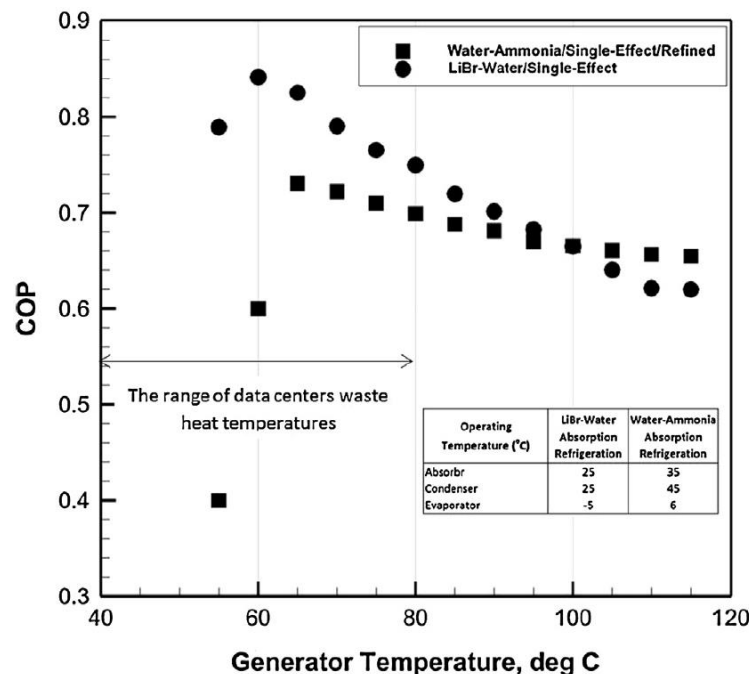


Figura 1. Uma comparação entre os COP's dos sistemas de absorção de efeito simples: água-Br-Li e água-amônia.  
Fonte: (Ebrahimi et al, 2015) [3].

Dessa forma, devido uma melhor eficiência bem como uma maior simplicidade do sistema o ciclo de refrigeração por absorção de água-Br-Li, este foi escolhido para realização da análise termodinâmica que será conduzida a seguir.

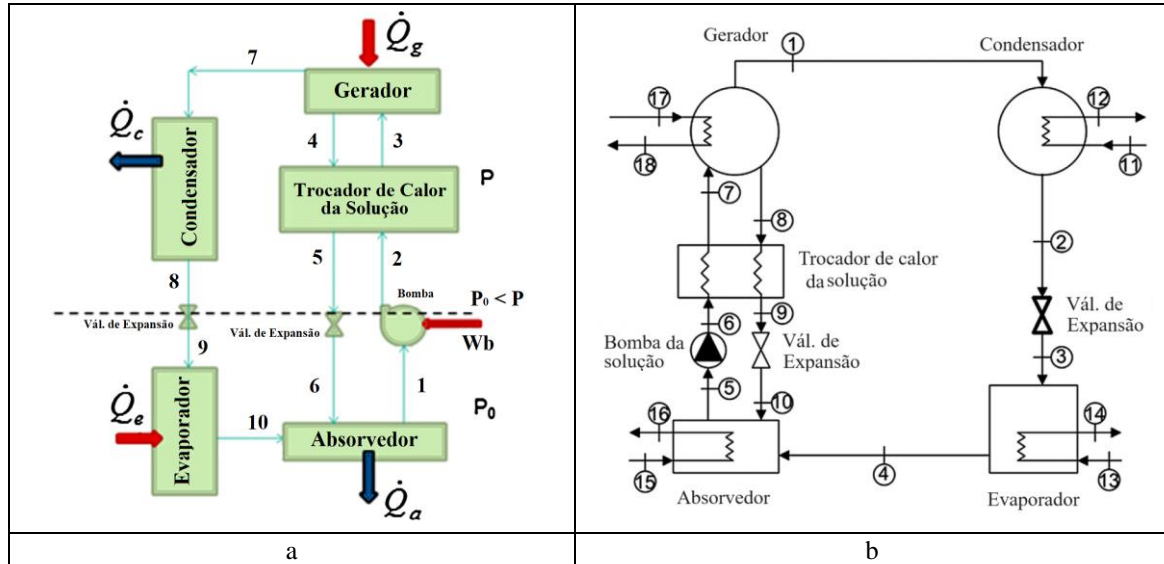
### 3. METODOLOGIA

Para realização deste trabalho foi seguida a metodologia desenvolvida por Ebrahimi et al. [3], bem como alguns passos complementares apresentados por Rubio-Maya et al. [4]. Outros pesquisadores, como por exemplo (Aphornratana end Eames, 1995) [5] abordaram especificamente a análise de segunda lei para o ciclo de refrigeração por absorção. Existe também um vasto conteúdo disponível no Handbook da ASHRAE [6] que trata destes ciclos e equacionamento. A descrição completa da metodologia encontra-se disponível nos referidos trabalhos, porém abordados alguns passos fundamentais no presente trabalho.

#### 3.1 Análise Termodinâmica do ciclo de refrigeração por absorção de Água-Br-Li

A Figura 1.a apresenta uma visão esquemática dos componentes e dos pontos dos estados termodinâmicos em um ciclo refrigeração por absorção de água-Br-Li de efeito único. Os insumos necessários para o sistema são o calor residual para o gerador e a energia para a bomba. O resultado do sistema é o resfriamento produzido no evaporador. O refrigerante

de vapor de baixa pressão entra no absorvedor (ponto 10), onde, por meio de um processo exotérmico, o refrigerante é absorvido em uma solução de Água-Brometo de Lítio (água-Br-Li), denominado absorvente. Neste caso, o refrigerante é a água e o absorvente é Br-Li. Em seguida, a solução água-Br-Li líquida fraca que sai do absorvedor (ponto 1) é bombeada para uma pressão mais alta e entra no trocador de calor da solução (ponto 2). Ao passar pelo trocador de calor da solução, a solução fraca é pré-aquecida e, em seguida, entra no gerador (ponto 3). Por meio de um processo endotérmico, o refrigerante é separado do absorvente. O vapor de refrigerante que sai (ponto 7) e continua para o condensador, enquanto a solução líquida forte agora no gerador passa por uma válvula de expansão e retorna ao absorvedor (pontos 4, 5 e 6) Ebrahimi et al. [3].



**Figura 2. Vista esquemática de um sistema de refrigeração por absorção de efeito único: a. considerando as taxas de calor nos respectivos componentes do sistema; b. considerando cada componente como um pequeno trocador de calor.**

Fonte a: Ebrahimi et al. [3], adaptado.

Fonte b: Rubio-Maya et al. [4], adaptado.

Para este trabalho foi escolhido o modelo termodinâmico desenvolvido por Ebrahimi et al. [3] mostrado no esquema da Figura 1.a, porém também foram implementadas algumas equações sugeridas por Rubio-Maya et al. [4] para determinação das propriedades termodinâmicas do sistema. Foram utilizadas as equações fundamentais de conservação de massa e energia aplicadas a cada componente, bem como ao sistema como um todo. As formas gerais dessas equações são as seguintes:

$$\frac{dm}{dt} = \sum_{entra} \dot{m} - \sum_{sai} \dot{m} \quad (1)$$

$$\frac{dE}{dt} = \dot{Q} - \dot{W} + \sum_{entra} \dot{m}h - \sum_{sai} \dot{m}h \quad (2)$$

Para o desenvolvimento do modelo termodinâmico proposto por Ebrahimi et al. [3] e para resolução das equações governantes, foram adotadas as seguintes suposições, também empregadas em estudos similares na literatura:

1. O sistema encontra-se em regime permanente;
2. Variações de temperatura no evaporador, condensador, absorvente e gerador são desprezíveis;
3. As válvulas de expansão da solução e do refrigerante são adiabáticas;
4. A perda de pressão e a transferência de calor para o ambiente em todos os componentes e tubulações de conexão são desprezíveis;
5. O refrigerante nos pontos 8 (saída do condensador) e 9 (saída do evaporador) encontra-se em fase de líquido saturado e vapor saturado, respectivamente;
6. A transferência de calor para o evaporador provém do circuito de resfriamento do servidor.

As informações de entrada necessárias para a simulação do modelo proposto são:

1. A temperatura no absorvedor, gerador, condensador e evaporador;
2. A eficácia do trocador de calor da solução;
3. A taxa de transferência de calor no evaporador (capacidade frigorífica).

**Tabela 2 – Dados de entrada e resultados da simulação no EES e comparação com trabalhos da literatura.**

Variável/parâmetro	Cod. EES (unidade)	Série de dados utilizada por (Rubio-Maya et al.) [4]	Série de dados utilizada por (Aphornratana e Eames) [5]
Capacidade frigorífica	$\dot{q}_{EVAP}$ (kW)	201,29	Livre escolha
Temperatura no gerador	T <sub>g</sub> (°C)	84,8	90
Temperatura no condensador	T <sub>c</sub> (°C)	39,8	35
Temperatura no evaporador	T <sub>e</sub> (°C)	8,6	5
Temperatura no absorvedor	T <sub>a</sub> (°C)	35,5	35
Eficácia do trocador de calor de solução	Eps (%)	70,7	60

Fonte: (Ebrahimi et al, 2015), adaptado.

Para qualquer ciclo de refrigeração por absorção, as propriedades termodinâmicas da solução do refrigerante e absorvente precisa ser determinada. Para ambos os modelos estudados, a concentração da solução de água-Br-Li foi encontrada por meio da correlação formulada por Lansing [8], a entalpia e a entropia calculada segundo as correlações desenvolvidas por Katia [9]. Para a entalpia da água-vapor poderiam ter sido usadas as rotinas do EES, porém para chegar nos mesmos dados encontrados por Rubio-Maya et al. [4] foram usadas as correlações formuladas por Lansing [8]. Por fim, as pressões no circuito foram encontradas a partir da correlação fornecida por Sun, 1997 [7].

Considerando os dados de entrada e implementando as premissas, os principais passos para implementação do modelo termodinâmico em regime permanente serão apresentados a seguir:

1. Determinação das pressões de baixa e de alta no evaporador e condensador, respectivamente as pressões correspondentes são calculadas através do uso da seguinte equação empírica desenvolvida por Sun [7]:

$$p = \exp \left( 9,48654 + \frac{3892,7}{42,6776 - T} \right) \quad (3)$$

onde p(MPa) é a pressão e T(K) é a temperatura.

2. Cálculo das concentrações das soluções de água-Br-Li nas soluções forte e fraca usando equações apresentadas em Lansing [8], a partir das temperaturas no absorvedor, evaporador, gerador e condensador.

Concentração de Br-Li na solução fraca:

$$X_1 = X_2 = X_3 = \frac{49,04 + 1,125T_1 - T_{10}}{134,65 + 0,47T_1} \quad (4)$$

Concentração de Br-Li na solução forte:

$$X_4 = X_5 = X_6 = \frac{49,04 + 1,125T_4 - T_8}{134,65 + 0,47T_4} \quad (5)$$

Nas Equações (4) e (5), X (kg Br-Li/kg solução) denota absorvente concentração e T temperatura em graus C.

3. Outro ponto fundamental nos cálculos de um ciclo de refrigeração por absorção é o cálculo da entalpia da solução. Conhecendo a temperatura e concentração da solução, a entalpia da solução na saída do absorvedor (estado 1) e gerador (estado 4) através das formulações padrão desenvolvidas por Kaita [9].

$$H(T, X) = (A_0 + A_1X)T + 0,5(B_0 + B_1X)T^2 + (D_0 + D_1X + D_2X^2 + D_3X^3) \quad (6)$$

onde H (kJ/kg) é a entalpia da solução, T(°C) é a temperatura ( $20 \leq T \leq 210$  °C), X (% em peso) é a concentração absorvente ( $40 \leq X \leq 65$  % em peso), os coeficientes para a equação empírica encontram-se disponíveis na respectiva referência.

4. Determinação das vazões mássicas: Conhecendo a taxa de transferência de calor (capacidade frigorífica) no evaporador e as propriedades do refrigerante antes e depois deste componente, a vazão mássica é calculada através de um balanço de energia

$$\dot{m}_r = \frac{q_{dot\_EVAP}}{h_{10} - h_9} \therefore \dot{m}_r = \dot{m}_7 = \dot{m}_8 = \dot{m}_9 = \dot{m}_{10} \quad (7)$$

onde  $q_{dot\_EVAP}$  (kW) é a taxa de transferência de calor no evaporador e  $\dot{m}_r$  (kg/s) é a vazão mássica do refrigerante.

Conhecendo a vazão mássica do refrigerante da etapa anterior e considerando o fato de que a vazão mássica da solução de água-Br-Li em ambos os fluxos de solução fraca e forte são iguais ( $\dot{m}_1X_1 = \dot{m}_6X_6$ ), conhecendo a concentração de Brometo de Lítio nas soluções fraca e forte (da etapa 2) e levando em consideração a suposição (1), as taxas de fluxo de massa da solução fraca e forte podem ser encontradas através de um balanço de massa no absorvedor

$$\dot{m}_1 = \frac{\dot{m}_r X_6}{X_6 - X_1} \therefore \dot{m}_1 = \dot{m}_2 = \dot{m}_3 \quad (8)$$

$$\dot{m}_6 = \frac{\dot{m}_r X_1}{X_6 - X_1} \therefore \dot{m}_6 = \dot{m}_5 = \dot{m}_4 \quad (9)$$

Portanto, com isso são determinadas todas as vazões mássicas do circuito.

5. Por fim, conhecendo-se a entalpia em todos os pontos do ciclo, a taxa de transferência de calor no absorvedor, gerador e condensador pode ser calculada através da aplicação do balanço de energia para cada componente:

$$\text{Absorvedor : } \dot{q}_{\text{ABS}} = \dot{m}_r h[10] + \dot{m}_6 h[6] - \dot{m}_1 h[1]$$

$$\text{Gerador : } \dot{q}_{\text{GER}} = \dot{m}_r h[7] + \dot{m}_4 h[4] - \dot{m}_3 h[3]$$

$$\text{Evaporador : } \dot{q}_{\text{COND}} = \dot{m}_r (h_7 - h_8)$$

6. O cálculo do Coeficiente de Performance (COP) para um circuito de refrigeração por absorção, pode ser obtido dividindo a capacidade frigorífica ( $\dot{q}_{\text{EVAP}}$ ) pela carga térmica fornecida no gerador ( $\dot{q}_{\text{GER}}$ ):

$$\text{COP} = \frac{\dot{q}_{\text{EVAP}}}{\dot{q}_{\text{GER}}} \quad (10)$$

No presente trabalho será utilizada uma expressão que penaliza o Coeficiente de Desempenho, pois soma no denominador da Eq. (10) a potência da bomba ( $\dot{W}_{\text{BOMBA}}$ ), assim:

$$\text{COP} = \frac{\text{Efeito desejado}}{\text{Gasto para se obter o efeito desejado}} = \frac{\dot{q}_{\text{EVAP}}}{\dot{q}_{\text{GER}} + \dot{W}_{\text{BOMBA}}} \quad (11)$$

7. Calculando-se o COP de Carnot para o ciclo de refrigeração por absorção de água-Br-Li, pode-se obter a eficiência de refrigeração dividindo o COP pelo respectivo COP de Carnot, como pode ser mostrado na Eq. (12):

$$\eta_{\text{ref}} = \frac{\text{COP}}{\text{COP}_{\text{Carnot}}}$$

### 3.2 Balanço de exergia e cálculo das exergias destruídas

Assim como a pressão, temperatura e propriedades termodinâmicas em todos os estados do ciclo de recuperação de calor, a exergia, que é definida como o trabalho reversível máximo possível, também foi calculada em cada estado antes e depois de cada componente usando a Eq. (13) a seguir,

$$b = (h - h_0) - T_0(s - s_0) \quad (13)$$

onde  $b$  (kJ/kg) é a exergia específica,  $s$  (kJ/kg) é a entropia e o subscrito 0 é para o ponto de referência. No trabalho conduzido por Ebrahimi et al. [3] foi utilizado o REFPROP para calcular a entropia da água. Para o cálculo da entropia da solução água-Br-Li, foi utilizada a equação empírica apresentada por Kaita [9]. A pressão atmosférica padrão e a temperatura são consideradas como pontos de referência:  $T_0 = 25^\circ\text{C}$  e  $p_0 = 101,3$  kPa.

A taxa de exergia destruída para o sistema operando regime permanente é definido pela Eq. (14) conforme [2]. O primeiro e o segundo termos no lado direito da igualdade representam a transferência de exergia que acompanha o calor e o trabalho, o terceiro e o quarto são referentes as taxas de transferência de exergia que acompanha o fluxo de massa entrando e saindo do volume de controle e, finalmente, o termo do lado esquerdo da igualdade é a taxa de exergia destruída.

$$\dot{B}_d = \sum_j \left(1 - \frac{T_0}{T_j}\right) \dot{Q}_j - \dot{W}_{\text{VC}} + \sum_{\text{entra}} (\dot{m}b) - \sum_{\text{sai}} (\dot{m}b) \quad (14)$$

Com alguma manipulação matemática é possível provar que o último termo da Eq. (15), ou seja,  $\dot{E}_d$  é a geração de entropia ( $\dot{S}_{\text{ger}}$ ) multiplicada pela temperatura do estado morto ( $T_0$ )

$$\dot{B}_d = \dot{S}_{\text{ger}} * T_0 \quad (15)$$

### 3.3 Eficiência exergética ( $\psi$ )

De acordo com Kotas (1985) [10] a eficiência exergética é um novo parâmetro utilizado para avaliação do desempenho do processo ou do sistema, com a inclusão das perdas do sistema na análise, que não são incluídas na análise pela primeira lei. Segundo Kotas (1985), a eficiência exergética ou eficiência racional ( $\psi$ ) é uma relação entre a variação da exergia do produto e a variação da exergia dos insumos necessários para o processo Eq. (16),

$$\psi = \frac{\sum \Delta \dot{B}_{\text{processo desejado}}}{\sum \Delta \dot{B}_{\text{insumos}}} \quad (16)$$

Para o cálculo da eficiência exergética, ou racional, será usada a equação proposta por Kotas (1985) [10] e que aplicada ao sistema de refrigeração por absorção de água-Br-Li, ficamos com a Eq. (17)

$$\psi = \frac{\dot{Q}_{EVAP} \left(1 - \frac{T_0}{T_e}\right)}{(\dot{Q}_{GER} \left(1 - \frac{T_0}{T_g}\right) + \dot{W}_B)} \quad (17)$$

#### 4. RESULTADOS E DISCUSSÕES

Conforme já mencionado, neste trabalho foram realizadas simulações no EES a partir dos dados fornecidos nos trabalhos realizados por (Ebrahimi et al. [3] e Rubio-Maya et al. [4] visando a reprodução dos resultados apresentados nos respectivos trabalhos, bem como entender na prática o funcionamento de um ciclo de refrigeração por absorção de água-Br-Li. Iniciamos apresentando os resultados obtidos para as cargas térmicas em kW para cada um dos componentes do ciclo de refrigeração por absorção de água-Br-Li. A figura 3 foi montada para melhor visualização dos resultados obtidos na simulação do EES para o balanço de energia e comparação com os resultados da literatura.

Tabela 3 – Resultados da simulação no EES para o balanço de energia e comparação com os resultados da literatura

Variável/parâmetro	Cod. EES (unidade)	EES Presente trabalho	MATLAB (Ebrahimi et al, 2015) [3]	REFPROP (Rubio-Maya et al.) [4]
Taxa de calor do Gerador	$\dot{q}_{GER}$ (kW)	258,86	246,207	259,55
Taxa de calor no Condensador	$\dot{q}_{COND}$ (kW)	213,37	206,155	213,37
Taxa de calor do Absorvedor	$\dot{q}_{ABS}$ (kW)	247,47	241,345	247,47
Coefficiente de desempenho	COP (%)	0,7689	0,8175	0,7755

Fonte: (Ebrahimi et al, 2015), adaptado.

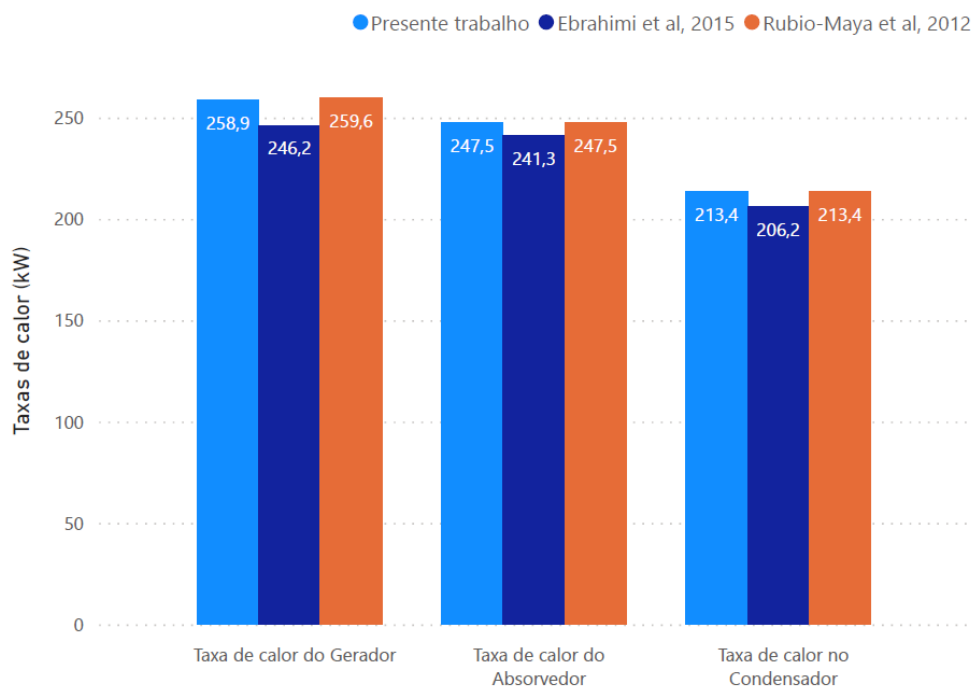


Figura 3. Resultados da tabela 3 – Resultados da simulação no EES para o balanço de energia e comparação com os resultados da literatura.

Fonte: autor.

A partir da simulação no EES, foram obtidas todas as propriedades termodinâmicas dos pontos, conforme mostrado na Tabela 4. Conforme pode-se observar houve uma aderência muito alta aos resultados produzidos por (Rubio-Maya et al. [7], resultando em valores muito próximos para os resultados dos outros pesquisadores, apresentados na Tabela 3, exceto para o COP, pois foi utilizado uma formulação diferente, conforme apresentado na Eq. (11). Também foi obtido a



eficiência de refrigeração dividindo o  $COP$  pelo  $COP_{Carnot}$ , que foi de 0,2679 ou 26,79%. Essa eficiência mede o quanto o ciclo de refrigeração se afasta do ciclo de refrigeração ideal de Carnot.

Tabela 4 – Propriedades termodinâmicas do ciclo de refrigeração por absorção obtido no EES

Ponto	Fluido	$m$ kg/s	$T$ °C	$P$ kPa	$X$ %	$h$ kJ/kg	$s$ kJ/kg.K	$b$ kJ/kg
0	Estado morto	-	25	101,3	-	104,753	0,3663	-
1	Água-Br-Li	0,7449	35,51	1,124	53,07	108,169	0,2394	41,25
2	Água-Br-Li	0,7449	35,51	7,345	53,07	109,099	0,2394	42,18
3	Água-Br-Li	0,7449	64,32	7,345	53,07	168,376	0,4256	45,95
4	Água-Br-Li	0,6593	84,86	7,345	59,96	237,567	0,485	97,43
5	Água-Br-Li	0,6593	49,97	7,345	59,96	170,592	0,2892	88,83
6	Água-Br-Li	0,6593	49,97	1,124	59,96	170,592	0,2892	88,83
7	Água-vapor	0,08561	84,86	7,345	0	2659,21	8,513	125,5
8	Água	0,08561	39,85	7,345	0	166,927	0,5695	1,607
9	Água	0,08561	39,85	1,124	0	166,927	0,5943	-5,81
10	Água-vapor	0,08561	8,67	1,124	0	2518,09	8,918	-139,2

Fonte: autor.

Os valores da exergia destruída pelo método 1, balanço de exergia, seguiu o desenvolvimento proposto por (Ebrahimi et al, 2015). Já o método 2, utilizado para verificação do método 1, foi aplicado o balanço de entropia para encontrar a entropia gerada ( $\dot{S}_{ger}$ ) e multiplicar pela temperatura ambiente em escala absoluta, resultou nos mesmos valores encontrados pelo método 1. A partir dos resultados obtidos, constata-se uma maior convergência com os resultados apresentados por Rubio-Maya et al. [3], mesmo seguindo a metodologia desenvolvida por Ebrahimi et al., 2015 [2]. Essa observação permite concluir que, independentemente do método aplicado, utilizando corretamente as equações de balanço de exergia, é possível se obter resultados satisfatórios.

Tabela 5 – Resultados da simulação no EES da análise exergética e comparação com os resultados de Rubio-Maya et al. [3] e Ebrahimi et al, 2015) [2]

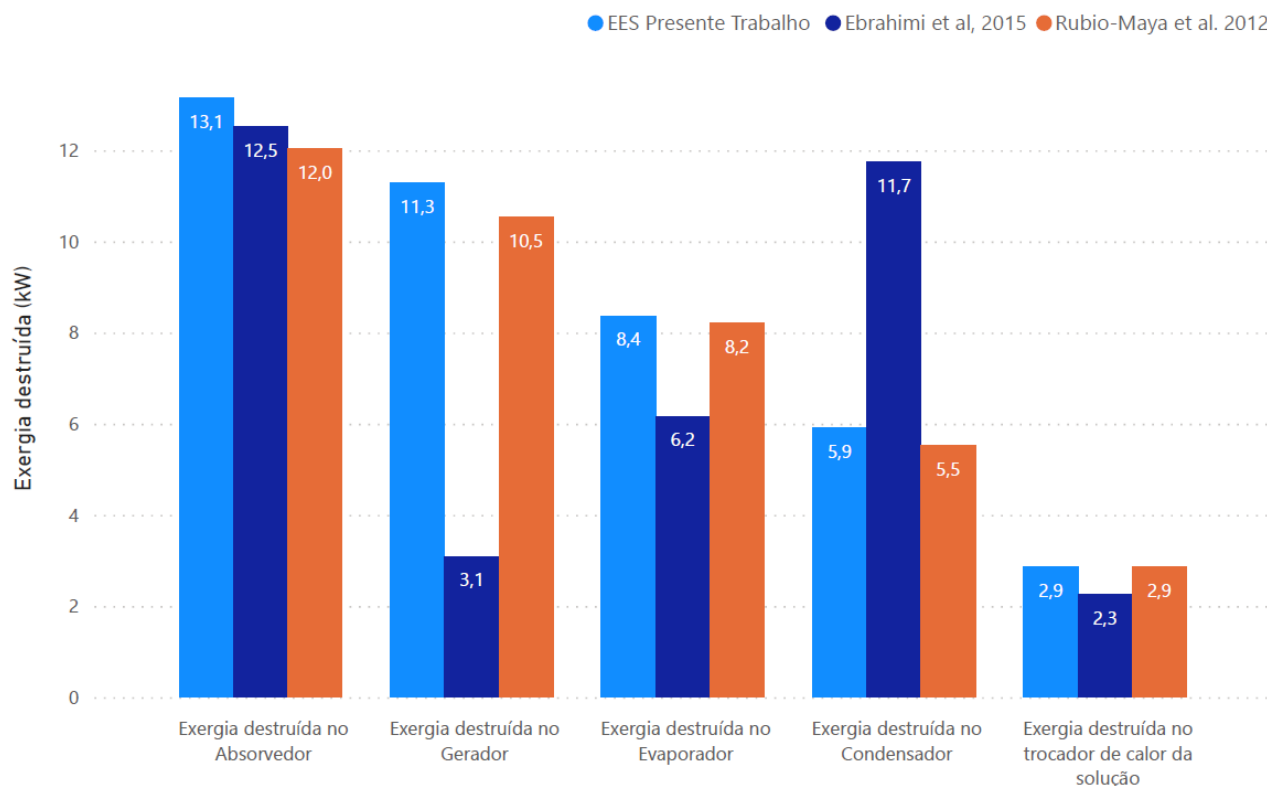
Variável/parâmetro	Cod. EES (unidade)	EES Presente Trabalho Método 1	EES Presente Trabalho Método 2	MATLAB (Ebrahimi et al, [3])	REFPROP (Rubio-Maya et al. [4])
Exergia destruída no Evaporador	$\dot{B}_{d,EVAP}$ (kW)	8,369	8,369	6,167	8,205
Exergia destruída no Condensador	$\dot{B}_{d,COND}$ (kW)	5,921	5,921	11,748	5,519
Exergia destruída no Gerador	$\dot{B}_{d,GER}$ (kW)	11,28	11,28	3,093	10,544
Exergia destruída no Absorvedor	$\dot{B}_{d,ABS}$ (kW)	13,14	13,14	12,530	12,041
Exergia destruída no trocador de calor da solução	$\dot{B}_{d,TC}$ (kW)	2,862	2,862	2,258	2,862
Taxa total de irreversibilidade	$\dot{B}_{d,TOTAL}$ (kW)	41,57	41,57	35,798	39,171

Fonte: (Ebrahimi et al, 2015), adaptado.

A metodologia seguida por Rubio-Maya et al. [4] que levou em conta cada componente do ciclo como um trocador de calor, calculou o fluxo de exergia em cada ponto ao longo do circuito, e, fazendo-se um balanço de exergia em cada um dos componentes foi possível calcular a exergia destruída nos mesmos. A Tabela 5 apresenta os valores encontrados



para a exergia destruída para cada um dos métodos propostos e compara com os resultados encontrados pelos pesquisadores. A figura 4 foi montada para melhor visualização dos resultados obtidos na simulação do EES para o balanço de exergia e comparação com os resultados da literatura.



**Figura 4. Resultados da tabela 5 – Resultados da simulação no EES para o balanço de exergia e comparação com os resultados da literatura.**

Fonte: autor.

## 5. CONCLUSÃO

Em conclusão, a expansão contínua da capacidade de processamento em data centers nos últimos anos impôs desafios significativos relacionados ao consumo crescente de energia elétrica e à necessidade de um resfriamento eficiente para o calor gerado. A reutilização estratégica do calor residual em sistemas de refrigeração por absorção surge como uma alternativa promissora, não apenas para aumentar a eficiência energética, mas também para contribuir para a redução das emissões de gás carbônico, resultantes dos sistemas de aquecimento convencional.

A simulação no EES do ciclo de refrigeração por absorção de água-Brometo de Lítio (água-Br-Li) apresentaram resultados satisfatórios para a análise da primeira lei. Contudo, na análise de segunda lei para a exergia destruída, apresentou algumas discrepâncias em relação aos estudos anteriores reportados na literatura, destaca-se atenção ao fato de considerar cuidadosamente as metodologias adotadas para reavaliação termodinâmica de acordo com o modelo utilizado. A implementação prática do circuito de água-Br-Li no EES proporcionou um entendimento completo do sistema e do equacionamento necessário para elaboração de análises de exergia, apresentadas no decorrer da disciplina PME5202.

Em última análise, a reutilização de rejeito térmico proveniente de data centers oferece não apenas benefícios ambientais, como a redução direta na pegada de carbono, mas também vantagens econômicas, incluindo a maximização da eficiência energética e a possibilidade de reutilização de recursos em diversas aplicações. Este trabalho contribui para a compreensão mais aprofundada das estratégias sustentáveis de gerenciamento térmico em data centers, incentivando a adoção de práticas inovadoras que possam transformar os desafios enfrentados pela indústria em oportunidades tangíveis para a eficiência exergética e a responsabilidade ambiental.

## 6. AGRADECIMENTOS

Expresso minha sincera gratidão ao Professor Silvio de Oliveira Junior pelas excelentes explanações e pelo dedicado empenho em transmitir o conteúdo programático da disciplina. Suas explicações esclarecedoras e sua habilidade em transmitir conhecimento foram fundamentais para o entendimento aprofundado do tema. Agradeço por sua dedicação e comprometimento em tornar o conteúdo de exergia uma experiência enriquecedora.

## 7. REFERENCES

- [1] Ebrahimi, K., Jones, G.F., Fleischer, A.S. **A review of data center cooling technology, operating conditions and the corresponding low-grade waste heat recovery opportunities.** Renew Sust Energy Rev 2014; 31:622–638. Disponível em: <http://dx.doi.org/10.1016/j.apenergy.2014.10.067>.
- [2] Marcinichen, J.B., Olivier, J.A., Thome, J.R. **On-chip two-phase cooling of datacenters: cooling systems and energy recovery evaluation.** Appl Therm Eng 2012;41:36–51. Disponível em: <https://dx.doi.org/10.1016/j.applthermaleng.2011.12.008>
- [3] Ebrahimi, K., Jones, G.F., Fleischer, A.S., 2015. **Thermo-economic analysis of steady state waste heat recovery in data centers using absorption refrigeration.** Applied Energy 2015; 139:384-397. Disponível em: <http://dx.doi.org/10.1016/j.rser.2013.12.007>.
- [4] Rubio-Maya, C., Pachero-Ibarra, J.J., Belman-Flores, J.M., Galvan-Gonzalez, S.R., Mendoza-Covarrubias, C. **NLP model of a LiBr–H<sub>2</sub>O absorption refrigeration system for the minimization of the annual operating cost.** Appl Therm Eng 2012; 37:10–8. Disponível em: <https://dx.doi.org/10.1016/j.applthermaleng.2011.12.035>.
- [5] Aphornratana, S., Eames, I.W. **Thermodynamic analysis of absorption refrigeration cycle using the second law of thermodynamics method.** Int J Refrig 1995;18(4): 244–52. Disponível em: [http://refhub.elsevier.com/S0306-2619\(14\)01117-9/h0110](http://refhub.elsevier.com/S0306-2619(14)01117-9/h0110).
- [6] ASHRAE. Handbook of Fundamentals. Atlanta, 1997.
- [7] Sun, D.W. **Thermodynamic design data and optimum design maps for absorption refrigeration systems.** Appl Therm Eng 1997;17(3):211–21. Disponível em: [http://refhub.elsevier.com/S0306-2619\(14\)01117-9/h0080](http://refhub.elsevier.com/S0306-2619(14)01117-9/h0080).
- [8] Lansing, F.L. **Computer modeling of a single-stage lithium bromide/water absorption refrigeration unit.** JPL Deep Space Network Progress Report, DSN 42-32 (1976) 247-257.
- [9] Katia, Y. **Thermodynamic properties of lithium bromide-water solutions at high temperatures.** Int J Ref 24 (2001) 374-390. Disponível em: [http://refhub.elsevier.com/S0306-2619\(14\)01117-9/h0095](http://refhub.elsevier.com/S0306-2619(14)01117-9/h0095).
- [10] Kotas, T.J., **The Exergy Method of Thermal Plant Analysis.** Ed. Butterworths, first edition, 1985.