

MINISTÉRIO DA EDUCAÇÃO
UNIVERSIDADE FEDERAL DO RIO GRANDE DO SUL
DEPARTAMENTO DE ENGENHARIA MECÂNICA

ANÁLISE TERMODINÂMICA DE UM CICLO DE ABSORÇÃO DE SIMPLES EFEITO
NH₃-H₂O OPERANDO COMO BOMBA DE CALOR

por

Alan Patrick Fernandes

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

Porto Alegre, outubro de 2022.

DADOS INTERNACIONAIS DE CATALOGAÇÃO

CIP - Catalogação na Publicação

Fernandes, Alan Patrick
ANÁLISE TERMODINÂMICA DE UM CICLO DE ABSORÇÃO DE
SIMPLES EFEITO NH₃-H₂O OPERANDO COMO BOMBA DE CALOR /
Alan Patrick Fernandes. -- 2022.
23 f.
Orientador: Andrés Armando Mendiburu Zevallos.

Trabalho de conclusão de curso (Graduação) --
Universidade Federal do Rio Grande do Sul, Escola de
Engenharia, Curso de Engenharia Mecânica, Porto
Alegre, BR-RS, 2022.

1. Ciclo de absorção de simples efeito. 2.
Climatização. 3. Modelo termodinâmico. 4. NH₃-H₂O. I.
Zevallos, Andrés Armando Mendiburu, orient. II.
Título.

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

Alan Patrick Fernandes

ANÁLISE TERMODINÂMICA DE UM CICLO DE ABSORÇÃO DE SIMPLES EFEITO
NH₃-H₂O OPERANDO COMO BOMBA DE CALOR

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

Prof. Cirilo Seppi Bresolin
Coordenador do Curso de Engenharia Mecânica

Área de concentração: Energia e Fenômenos de Transporte

Orientador: Prof. Andrés Armando Mendiburu Zevallos

Comissão de Avaliação:

Prof. Andrés Armando Mendiburu Zevallos

Prof^a. Letícia Jenisch Rodrigues

Prof^a. Thamy Cristina Hayashi

Porto Alegre, outubro de 2022

AGRADECIMENTOS

Um grande agradecimento aos meus pais por todo apoio durante esta minha etapa da vida. Sem vocês, nada disso seria possível. Ao meu irmão Rafael, pela insistência em me trazer a Porto Alegre e a ajuda nos primeiros tempos.

Ao professor Andrés, pela ajuda e paciência na orientação durante todo o processo de desenvolvimento do trabalho.

Aos amigos feitos durante essa jornada, pelo apoio nos momentos difíceis que a graduação pode proporcionar.

UNIVERSIDADE FEDERAL DO RIO GRANDE DO SUL
ESCOLA DE ENGENHARIA - CURSO DE ENGENHARIA MECÂNICA
TRABALHO DE CONCLUSÃO DE CURSO – 2022

ANÁLISE TERMODINÂMICA DE UM CICLO DE ABSORÇÃO DE SIMPLES EFEITO
NH₃-H₂O OPERANDO COMO BOMBA DE CALOR

Fernandes, Alan Patrick
alanpf97@gmail.com

Resumo. As alterações climáticas produzem desequilíbrios de temperatura que afetam o conforto térmico dos humanos nos ambientes nos quais estão inseridos, gerando grande demanda por energia. Assim, se faz necessária a busca por alternativas para suprir o bem estar térmico das pessoas. No presente trabalho, avalia-se um ciclo de absorção de simples efeito operando com o par amônia (NH₃) e água (H₂O) como fluido de trabalho. O modelo termodinâmico foi implementado no software Engineering Equation Solver (EES), para a obtenção das propriedades da solução. Avaliou-se a influência das temperaturas de evaporação e de condensação, além da diferença de fração mássica de amônia entre a solução rica e pobre no coeficiente de desempenho do ciclo. Ademais, um caso de aplicação, com uma carga térmica previamente conhecida foi avaliado. Os resultados demonstraram um aumento no COP devido ao aumento da temperatura de evaporação e do aumento diferença de fração.

Palavras-chave: absorção, simples efeito, NH₃-H₂O, análise termodinâmica, bomba de calor.

Thermal analysis of a single effect absorption cycle NH₃-H₂O operating as heat pump

Abstract. Climate change produces temperature imbalances that affect the thermal comfort of humans in the environments in which they are inserted, generating great demand for energy. Thus, it is necessary to search for alternatives to supply the thermal well-being of people. In the present work, a single effect absorption cycle operating with the pair ammonia (NH₃) and water (H₂O) as working fluid is evaluated. The thermodynamic model was implemented in the Engineering Equation Solver (EES) software, to obtain the properties of the solution. The influence of evaporation and condensation temperatures, as well as the difference in ammonia mass fraction between the rich and poor solution on the cycle performance coefficient, was evaluated. In addition, an application case with a previously known thermal load was evaluated. The results showed an increase in COP due to the increase in evaporation temperature and the increase in fraction difference.

Keywords: absorption, single effect, NH₃-H₂O, thermal analysis, heat pump.

NOMENCLATURA

Símbolos

COP	Coeficiente de desempenho	
C_p	Calor específico	[J/kg K]
h	Entalpia específica	[kJ kg ⁻¹]
\dot{m}	Vazão mássica do gás	[kg s ⁻¹]
x	Fração mássica de amônia	
\dot{Q}	Taxa de transferência de calor	[kW]
\dot{W}	Trabalho mecânico	[kW]
Δx	Diferença de fração mássica de amônia entre a mistura rica e pobre	
f	Razão de circulação de refrigerante por massa de solução rica	

Símbolos gregos

ε	Efetividade do trocador de calor
---------------	----------------------------------

Subíndices

a	Absorvedor
c	Condensador
e	Evaporador
g	Gerador de amônia

Abreviaturas e acrômimos

EES	<i>Engineering Equation Solver</i>
-----	------------------------------------

SUMÁRIO

1. INTRODUÇÃO.....	1
2. OBJETIVO	2
2.1. Objetivo geral	2
2.2. Objetivos específicos	2
3. FUNDAMENTAÇÃO.....	2
3.1. Ciclo de refrigeração por absorção de simples efeito	2
3.2. Modelo termodinâmico do ciclo	4
3.2.1. Bomba de solução	6
3.2.2. Trocador de calor de solução	6
3.2.3. Gerador de vapor.....	7
3.2.4. Retificador.....	7
3.2.5. Válvula de expansão de solução	8
3.2.6. Condensador.....	8
3.2.7. Válvula de expansão de refrigerante	8
3.2.8. Evaporador	8
3.2.9. Absorvedor.....	9
4. METODOLOGIA.....	9
4.1. Solução do modelo.....	9
4.2. Estudo paramétrico do ciclo.....	10
4.3. Estudo de caso de aplicação.....	10
5. RESULTADOS	10
5.1. Efeito da variação dos parâmetros de operação	10
5.2. Caso de aplicação: aquecimento de andar comercial em Porto Alegre	13
6. CONCLUSÃO.....	15
7. REFERÊNCIAS BIBLIOGRÁFICAS	15
9. APÊNDICE	17

1. INTRODUÇÃO

Durante as últimas décadas, o aquecimento global e a dependência de combustíveis fósseis levaram a um crescente interesse em tecnologias que diminuam o uso de energia, evitando desperdícios. Os *chillers* de absorção apresentam um princípio de funcionamento bastante simples, datado da metade do século XIX, podendo ser acionado por fontes de calor de baixa ou média temperatura, através de diversas opções, entre elas, energia solar, queima biomassa, geotérmica e principalmente, rejeitos de calor de processos industriais. Além disso, em comparação a sistemas de refrigeração baseados em compressão, apresenta uma demanda por energia elétrica muito inferior. Em situações de pico de consumo sazonais, sistemas híbridos podem ser utilizados, de forma a reduzir o impacto no fornecimento de eletricidade. (Yamamoto; Leal Da Silva; Higa, 2022)

Na literatura, são diversas as combinações de fluidos para transportar o calor do ambiente para o equipamento. Os pares de fluido apresentam um componente refrigerante e outro absorvente, sendo as combinações de água/brometo de lítio e amônia/água frequentemente adotados em *chillers* comercializados. Wu et al., (2012) ressaltaram as principais limitações de uso do primeiro par, tais como a impossibilidade de atingir temperaturas de evaporação inferiores a 0°C, além do surgimento de cristais em situações próximas ao ponto de congelamento da água. Dessa forma, concluiu que a utilização de amônia/água como par de trabalho é mais adequada em aplicações tais como bombas de calor de absorção que operam em ciclos de trabalho reversíveis – aquecimento e resfriamento de ambientes. Porém, os autores ressaltaram a necessidade de retificação do vapor de refrigerante, com o intuito de atingir concentrações de amônia adequadas na saída do gerador, visto que, conforme analisaram Berlitz et al., (1998), valores inferiores à 99,8% conduzem à degradação do coeficiente de desempenho do ciclo.

No contexto de utilização do ciclo de absorção, estudos foram desenvolvidos tendo em vista a utilização de fontes de calor disponíveis no ambiente para provimento da energia necessária para a ativação do ciclo, a avaliação de viabilidade do sistema, modelagens termodinâmicas e também comparações teórico-experimentais. Entretanto, se caracterizam, em geral, como situações específicas, sujeitas às alterações proporcionadas pelo ambiente avaliado. Keinath et al., (2017) propuseram a análise de uma bomba de calor de absorção de simples estágio utilizando o par de trabalho água (H₂O) e amônia (NH₃) visando a atender aplicações residenciais através da ativação por queima direta de gás natural. Um modelo do sistema foi desenvolvido utilizando a ferramenta computacional *Engineering Equation Solver* (EES), através da aplicação de balanço de massa, de energia, e de fração mássica de refrigerante (NH₃). Os autores obtiveram uma capacidade de aquecimento de água – circuito secundário para o ambiente, de 2,77kW e um coeficiente de desempenho de 1,73, aplicando uma variação de temperatura na água de 42,5 °C (de 14,5 °C para 57 °C).

Le Lostec et al., (2012) se propuseram a avaliar experimentalmente o desempenho de um *chiller* de simples estágio de absorção comercial de 10 kW que utiliza o par amônia-água – refrigerante e absorvente, sob diversas condições de operações. Como fonte de energia, fez-se uso de combustão direta de gás natural, além de um ciclo secundário com uma mistura de água/glicol para alimentar o evaporador, de forma a simular uma carga térmica de refrigeração, variando-se a temperatura de entrada e saída da solução água/glicol do circuito secundário no evaporador, além da vazão. Os dados experimentais obtidos sinalizaram a influência da temperatura no evaporador e no gerador de vapor, demonstrando aumento da capacidade frigorífica com a elevação da temperatura da fonte de calor, acompanhado de uma diminuição do coeficiente de desempenho. De forma distinta, observou-se decréscimo tanto na energia retirada quanto no COP após a diminuição da temperatura de evaporação.

Diferentemente da maioria dos estudos envolvendo bombas de calor e *chillers* de absorção focando em resfriamento de ambientes, WU et al., (2012) desenvolveram um estudo paramétrico envolvendo a temperatura de geração de amônia, a temperatura de evaporação e de condensação, visando a estudar a influência de cada variável no coeficiente de desempenho (COP) com o ciclo de absorção gerando calor para um ambiente climatizado. Com temperaturas de evaporação e condensação fixas, observou-se que o valor do COP aumenta a partir de uma temperatura de geração mínima, estabilizando-se posteriormente. Ademais, os autores observaram que a temperatura de condensação, quando mantidas constantes as demais variáveis, alcança um limite superior no qual o COP atinge um valor unitário. Entretanto, os autores não realizaram a avaliação explícita do efeito da diferença de fração mássica entre a mistura rica e pobre de amônia para o coeficiente de desempenho.

A temperatura de evaporação, condensação e a variação de fração mássica de amônia são importantes parâmetros que apresentam distintas condições de operação para o ambiente no qual estão inseridas. É importante avaliar o seu efeito sobre o desempenho de ciclos de absorção de simples efeito, operando em condição de aquecimento para o melhor entendimento da tecnologia.

Dessa forma, o presente trabalho tem o objetivo de realizar uma análise termodinâmica do ciclo de absorção de simples efeito operando como bomba de calor – aquecimento do ambiente, e fazendo uso do par $\text{NH}_3\text{-H}_2\text{O}$ como fluido de trabalho. Visa-se, a partir disso, verificar o comportamento teórico do coeficiente de desempenho a partir da variação dos parâmetros de operação especificados. Por fim, a partir de um caso prático de climatização de um andar comercial – com parâmetros de carga térmica estabelecidos, serão determinados os parâmetros do ciclo para os que o COP se torne máximo.

2. OBJETIVO

2.1. Objetivo geral

Determinar a influência da temperatura de evaporação e de condensação, além da variação de fração mássica de amônia presente na solução forte e fraca no coeficiente de desempenho de um ciclo de absorção de simples efeito operando como bomba de calor utilizando como fluido de trabalho o par amônia (NH_3) e água (H_2O).

2.2. Objetivos específicos

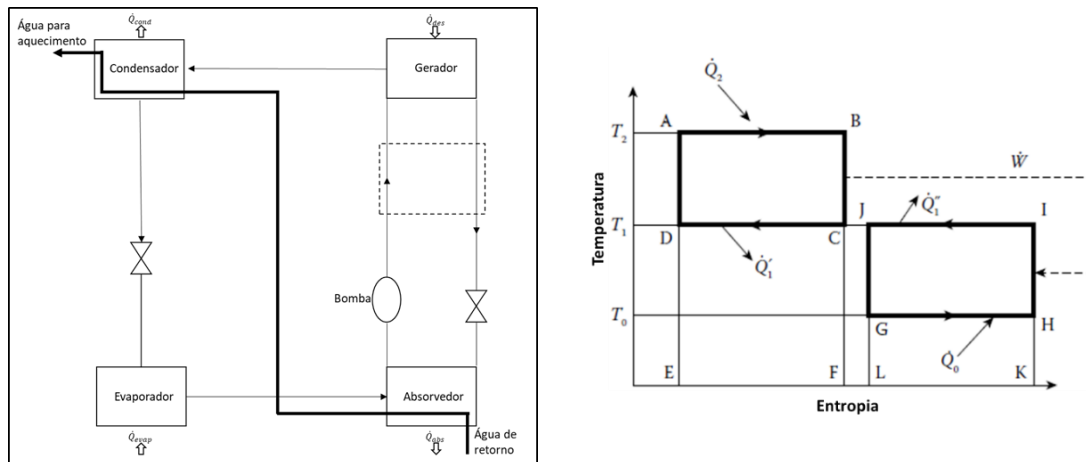
- Obter um modelo termodinâmico do ciclo de absorção de simples efeito;
- Avaliar o impacto no coeficiente de desempenho decorrente variação dos parâmetros previamente especificados;
- Utilizar o modelo em uma aplicação de climatização com dados de projeto pré-definidos e obter o coeficiente de desempenho.

3. FUNDAMENTAÇÃO

3.1. Ciclo de refrigeração por absorção de simples efeito

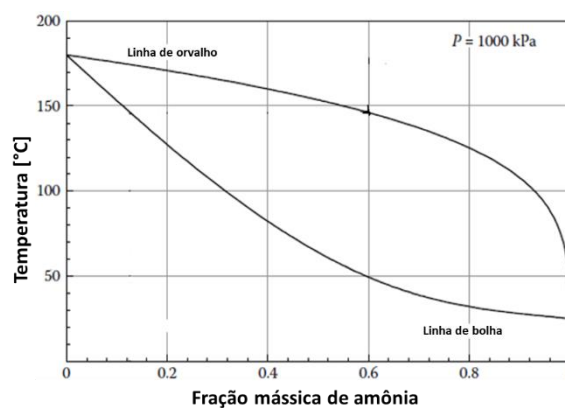
Uma representação do ciclo de absorção por absorção de simples efeito é apresentada na Fig. 1, tendo como fluido de trabalho a solução amônia-água. Além disso, é demonstrado na Fig. 1 uma representação idealizada do ciclo de absorção como combinação de ciclos de Carnot.

Figura 1 – Na esquerda, diagrama do ciclo de refrigeração por absorção de simples efeito de amônia e água com foco no aquecimento de ambientes. (Adaptado de WU et al., 2012). Na direita, representação idealizada de um ciclo de absorção como combinação de ciclos de Carnot. (Herold, Radermacher e Klein, 2016)



Um fenômeno que ocorre no ciclo de absorção se refere ao equilíbrio de fases, que representa o equilíbrio entre as fases de vapor e líquido na solução. Como requisito geral, os potenciais termodinâmicos devem ser iguais entre as fases. As fases da solução são representadas por um diagrama como demonstrado na Fig. 2, onde a região delimitada pelas linhas representa a presença de ambas as fases na solução.

Figura 2 – Diagrama de bolha para a solução $\text{NH}_3\text{-H}_2\text{O}$. (Herold, Radermacher e Klein, 2016)



O ciclo se divide em dois subciclos, diferenciados pelo fluido: o subciclo de solução ($\text{NH}_3\text{-H}_2\text{O}$) e o de refrigerante. O par amônia-água, quando em conjunto, é bombeado da saída do absorvedor (estado 1) para a entrada do gerador (estado 3), passando por um trocador de calor, que ocasiona um aumento de temperatura impulsionado pelo contato com a solução fraca em refrigerante proveniente do gerador. Posteriormente, ao chegar no gerador, realiza-se o processo

de dessorção de vapor saturado a partir da solução líquida rica em refrigerante, com a utilização do calor fornecido pela fonte externa.

No segundo subciclo, o refrigerante vaporizado, ainda contendo concentrações de absorvente (H_2O), passa pelo retificador (estado 7), visando a remoção da água remanescente, com o intuito de evitar prejuízos ao desempenho do ciclo decorrentes de sua presença. Após a redução da fração mássica de água no vapor saturado, a mistura contendo elevada fração mássica de amônia segue para o condensador (estado 9), rejeitando calor ao circuito secundário interligado ao ambiente interno, até atingir a condição de líquido saturado. Na sequência, a passagem pela válvula de expansão ocasiona a diminuição da pressão do fluido antes da entrada no evaporador (estado 12), no qual a amônia recebe calor do ambiente externo.

Finalmente, o vapor saturado de refrigerante (estado 13) passa pelo absorvedor, onde ocorre o processo de absorção. Esse processo consiste na incorporação do vapor binário na solução pobre líquida, acompanhada da liberação de calor ao circuito secundário.

3.2. Modelo termodinâmico do ciclo

A análise termodinâmica do ciclo considerou as condições e hipóteses assumidas em ASHRAE (2017), em que cada componente foi avaliado individualmente quanto ao seu balanço de energia, massa e de fração mássica de refrigerante. Considerou-se operação em regime permanente, sem perda de pressão através dos componentes e de tubulações, com exceção da bomba e das válvulas de expansão – sendo a primeira isentrópica e as válvulas adiabáticas.

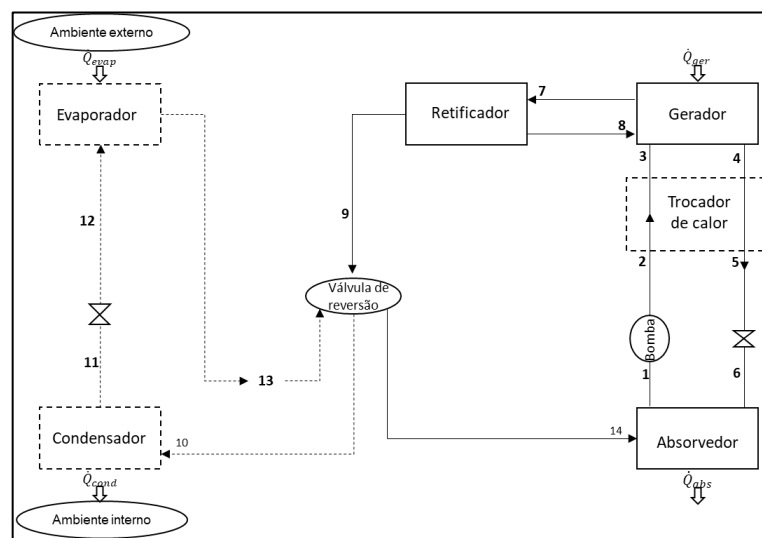
Os estados termodinâmicos nos pontos 1,4, 8, 11 e 14 são assumidos como de líquido saturado. Nesse caso, foi desconsiderado, para uma análise em primeira ordem, o sub resfriamento dos mesmos. Ademais, um retificador reversível foi considerado. Com isso, implica-se que o contra fluxo direcionado ao gerador esteja em equilíbrio com o fluxo entrando no retificador – pontos 6 e 7, cujas temperaturas são consideradas iguais para que essa condição seja atendida. Todos os pontos avaliados são apresentados na Tabela 1.

Tabela 1 - Hipóteses assumidas para o ciclo.

Ponto	Substância	Hipóteses	Estado físico
01	NH_3-H_2O	Vapor inexistente	Líquido saturado
02	NH_3-H_2O	Bomba isentrópica	Líquido saturado
03	NH_3-H_2O	Fração mássica em (3) = Fração mássica em (2)	Líquido saturado
04	NH_3-H_2O	Vapor inexistente	Líquido saturado
05	NH_3-H_2O	Fração mássica em (4) = Fração mássica em (5)	Líquido saturado
06	NH_3-H_2O	Expansão adiabática	Líquido saturado
08	NH_3-H_2O	Fração mássica em (8) = Fração mássica em (3)	Líquido saturado
09	NH_3	Retificador ideal, com fração mássica final de 0,9996	Vapor saturado
10	NH_3	Condensação total do refrigerante	Líquido saturado
12	NH_3	Expansão adiabática	Vapor-líquido
13	NH_3	Qualidade do vapor de 0,975	Vapor-líquido

Conforme apresentam Dinçer e Kanoglu (2010), em um ciclo de compressão de vapor tradicional, uma bomba de calor de calor alterna entre os modos de refrigeração e de aquecimento, por intermédio de um redirecionamento do fluxo de refrigerante através de uma válvula de reversão. Através do uso dessa válvula, o fluido em estado de vapor saturado, partindo do compressor, adentra o evaporador – que rejeita calor para o ambiente climatizado. Dessa maneira, o condensador realiza a evaporação do refrigerante, através da retirada de calor do ambiente externo. No modelo termodinâmico desenvolvido, partiu-se da mesma premissa de reversibilidade da vazão de refrigerante. O ciclo foi redesenhado a partir do subciclo de amônia, partindo do retificador, conforme o diagrama apresentado na Figura 3.

Figura 3: Ciclo de absorção por simples efeito operando como bomba de calor.



Para cada componente do ciclo, as equações de balanço de massa, de energia e de balanço de espécies químicas foram aplicadas. Elas são apresentadas, de forma generalizada, nas Eqs. (1) a (3).

$$\sum_{entrada} \dot{m}_e = \sum_{saída} \dot{m}_s \quad (1)$$

$$\dot{Q} + \sum_{entrada} \dot{m}_e h_e = \sum_{saída} \dot{m}_s h_s + \dot{W} \quad (2)$$

$$\sum_{entrada} \dot{m}_e x_e = \sum_{saída} \dot{m}_s x_s \quad (3)$$

No trocador de calor de solução, foi adotado o modelo de efetividade-NTU, que utiliza a diferenças das médias de temperatura. Nesse modelo, as temperaturas de entrada e de saída do componente são especificadas. Assim, o fluxo de calor através da parede do trocador, em W/m^2 , é determinado através da Eq. 4. Nos casos avaliados, foi estimado uma efetividade para a análise. (Incropera et al., 2008)

$$\dot{q}_{tc,solução} = (\dot{m} c_p)_{minimo} \Delta T_{entrada} \quad (4)$$

Onde $(\dot{m} c_p)_{\text{minimo}}$ representa a mínima capacitância térmica e $\Delta T_{\text{entrada}}$ a diferença de temperatura nas entradas do trocador de calor da solução.

O coeficiente de desempenho do ciclo (COP) é definido como a razão entre a energia retirada ou rejeitada no ambiente e a energia necessária para obter tal transferência. Segundo Herold, Radermacher e Klein, (2016), para um ciclo de refrigeração por absorção, o COP pode ser definido conforme a Eq. 5, na qual a energia necessária para fazer a remoção de calor do ambiente alvo pelo evaporador corresponde ao calor fornecido por uma fonte externa para realizar a dessorção de amônia, em conjunto com o trabalho realizado pela bomba para ocasionar o aumento de pressão na linha.

$$COP_{\text{refrigeração}} = \frac{\dot{Q}_{\text{evaporador}}}{\dot{Q}_{\text{gerador}} + \dot{W}_{\text{bomba}}} \quad (5)$$

Para o aquecimento de ambientes, o $COP_{\text{aquecimento}}$ é dado pela razão entre as taxas de transferência de calor rejeitadas para o ambiente a ser climatizado – que ocorrem no absorvedor e no condensador, e a soma entre a taxa de transferência de calor necessária para a ativação do ciclo – fornecida ao gerador de amônia, e o trabalho necessária para o aumento de pressão que é fornecido à bomba de solução.

$$COP_{\text{aquecimento}} = \frac{\dot{Q}_{\text{condensador}} + \dot{Q}_{\text{absorvedor}}}{\dot{Q}_{\text{gerador}} + \dot{W}_{\text{bomba}}} \quad (6)$$

3.2.1. Bomba de solução

Os balanços de massa, energia e de massa de amônia na bomba de solução, conforme as Eqs. 1 a 3, fornecem.

$$\dot{m}_1 = \dot{m}_2 \quad (7)$$

$$\dot{m}_1 x_1 = \dot{m}_2 x_2 \quad (8)$$

$$\dot{W}_{\text{bomba}} = \dot{m}_2 h_2 - \dot{m}_1 h_1 \quad (9)$$

A potência da bomba é definida como um produto da vazão volumétrica e da diferença de pressão ocasionada pela mesma. (Fox, Mcdonald e Pritchard, 2006).

$$\dot{W}_{\text{bomba}} = \frac{\dot{m}_1 v_1 (P_2 - P_1)}{\eta_{\text{bomba}}} \quad (10)$$

3.2.2. Trocador de calor de solução

Os balanços de massa, energia e de fração mássica de amônia no trocador de calor de solução, conforme as Eqs. 1 a 3, fornecem as equações a seguir.

$$\dot{m}_2 = \dot{m}_3 \quad (11)$$

$$\dot{m}_4 = \dot{m}_5 \quad (12)$$

$$\dot{m}_2 x_2 = \dot{m}_3 x_3 \quad (13)$$

$$\dot{m}_4 x_4 = \dot{m}_5 x_5 \quad (14)$$

$$\dot{m}_2 h_2 - \dot{m}_4 h_4 = \dot{m}_3 h_3 - \dot{m}_5 h_5 \quad (15)$$

Para o cálculo da transferência de calor entre os dois escoamentos, determina-se a mínima taxa de capacitância – descrita como o resultado da multiplicação entre a vazão mássica e o calor específico, como descrito na Eq. (2). Conforme os autores Herold, Radermacher e Klein, (2016), necessita-se de valores prévios de eficiência para a obtenção da taxa de transferência de calor no trocador da solução, descrita pela Eq. 16.

$$\dot{Q}_{tcs} = \varepsilon_{tcs} \dot{C}_{min} (T_4 - T_2) \quad (16)$$

Onde,

$$\dot{C}_{min} = \min (\dot{C}_{2-3}, \dot{C}_{4-5}) \quad (17)$$

$$C_{23} = \frac{h_2 - h_3}{T_2 - T_3} \quad (18)$$

$$\dot{C}_{2-3} = \dot{m}_2 C_{23} \quad (19)$$

3.2.3. Gerador de vapor

Os balanços de massa, energia e de massa de amônia no gerador, conforme as Eqs. 1 a 3, fornecem as Eqs. 20 a 22. Além disso, define-se pela Eq. 23, a razão de circulação de vazão mássica de refrigerante por massa de vazão de mistura rica através do gerador.

$$\dot{m}_3 + \dot{m}_8 = \dot{m}_7 + \dot{m}_4 \quad (20)$$

$$\dot{m}_3 x_3 + \dot{m}_8 x_8 = \dot{m}_7 x_7 + \dot{m}_4 x_4 \quad (21)$$

$$\dot{m}_3 h_3 + \dot{m}_8 h_8 + \dot{Q}_{ger} = \dot{m}_4 h_4 + \dot{m}_7 h_7 \quad (22)$$

$$f = \frac{x_9 - x_4}{x_3 - x_4} \quad (23)$$

3.2.4. Retificador

Elaborando os balanços de massa, energia e de massa de amônia no retificador, conforme as Eqs. 1 a 3, são obtidas as Eqs. 24 a 26. A retificação se faz necessária para aumentar a concentração de refrigerante no vapor saturado proveniente do processo de dessorção, que alimenta o retificador através da parte central, onde se fornece calor para que o mesmo possa atingir a fração mássica desejada – que segue para o condensador na forma de vapor saturado. O líquido saturado restante retorna ao gerador através de sua porção inferior.

$$\dot{m}_7 = \dot{m}_9 + \dot{m}_8 \quad (24)$$

$$\dot{m}_7 x_7 = \dot{m}_9 x_9 + \dot{m}_8 x_8 \quad (25)$$

$$\dot{m}_9 h_9 + \dot{m}_8 h_8 + \dot{Q}_{ret} = \dot{m}_7 h_7 \quad (26)$$

Ademais, pela hipótese do retificador ideal, implica-se equilíbrio entre o estado 7 e o estado 8.

$$T_8 = T_7 \quad (27)$$

$$x_7 = x_3 \quad (28)$$

3.2.5. Válvula de expansão de solução

Antes da passagem pelo absorvedor, a corrente de solução pobre que retorna do trocador de calor para o absorvedor sofre uma redução de pressão através da passagem pela válvula de expansão – considerada adiabática no modelo. Assim, obtém-se os balanços de massa, de energia e de massa de amônia apresentada nas Eqs. 29 a 31.

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

$$x_5 = x_6 \quad (30)$$

$$h_5 = h_6 \quad (31)$$

3.2.6. Condensador

Considerando-se a operação do ciclo como bomba de calor, rejeita-se calor à uma taxa \dot{Q}_{cond} no ambiente climatizado, decorrente da troca de fase do refrigerante – de vapor saturado para líquido saturado. Dessa forma, as equações de balanço de massa, de energia e massa de amônia fornecem as Eqs. 32 a 34.

$$\dot{m}_{10} = \dot{m}_{11} \quad (32)$$

$$\dot{m}_{10}x_{10} = \dot{m}_{11}x_{11} \quad (33)$$

$$\dot{Q}_{cond} = \dot{m}_{10}h_{10} - \dot{m}_{11}h_{11} \quad (34)$$

3.2.7. Válvula de expansão de refrigerante

O escoamento de refrigerante, após a passagem pelo condensador, apresenta-se em alta pressão. Devido ao atrito da restrição do corpo da válvula, a pressão no fluido é reduzida, alternando para o lado de baixa pressão do ciclo. Os balanços de massa, de energia e de massa de amônia são apresentadas nas Eqs. 35 a 37. No modelo, foi considerado que todas as válvulas de expansão operam adiabaticamente.

$$\dot{m}_{11} = \dot{m}_{12} \quad (35)$$

$$x_{11} = x_{12} \quad (36)$$

$$h_{11} = h_{12} \quad (37)$$

3.2.8. Evaporador

O escoamento de refrigerante, após a passagem pela válvula de expansão, adentra o evaporador à baixa pressão. Nesse, a amônia é evaporada, após a absorção de calor à uma taxa \dot{Q}_{evap} , proveniente do ambiente externo. Conforme as hipóteses utilizadas, o vapor resultante do processo apresenta uma pequena fração de líquido em sua composição, com o intuito de diminuir a diferença de temperatura entre a entrada e a saída do trocador de calor. As Eqs. 38 a 40 são os balanços de massa, energia e de massa de amônia no componente.

$$\dot{m}_{12} = \dot{m}_{13} \quad (38)$$

$$x_{12} = x_{13} \quad (39)$$

$$\dot{Q}_{evap} + \dot{m}_{12}h_{12} = \dot{m}_{13}h_{13} \quad (40)$$

3.2.9. Absorvedor

Finalmente, o vapor de refrigerante proveniente do evaporador é alimentado no absorvedor, onde é misturado com o líquido contendo a mistura pobre de amônia que retorna do trocador de calor de solução, resultando na solução rica de $\text{NH}_3\text{-H}_2\text{O}$, com liberação de calor no processo no processo. As Eqs. 41 a 43 apresentam os balanços de massa, de energia e de massa de amônia no equipamento. Diferentemente dos demais componentes, a Eq. (41) e a Eq. (42) são acrescidas, respectivamente, de termos de erro para a vazão mássica e para a massa de amônia, devido a redundância do modelo, que apresentaria um número de equações maior do que variáveis se os termos mencionados não fossem incluídos.

$$\dot{m}_{14} + \dot{m}_6 = \dot{m}_1 + \Delta m \quad (41)$$

$$\dot{m}_{13}x_{14} + \dot{m}_6x_6 = \dot{m}_1x_1 + \Delta a \quad (42)$$

$$\dot{Q}_{abs} + \dot{m}_1h_1 = \dot{m}_{14}h_{14} + \dot{m}_6h_6 \quad (43)$$

4. METODOLOGIA

4.1. Solução do modelo

O modelo desenvolvido foi implementado no *software* EES (*Engineering Equation Solver*, F-CHART SOFTWARE), com a finalidade de obter a solução do sistema de equações, especificando-se valores de temperatura de saída em cada componente, de fração mássica de amônia e a efetividade térmica do trocador de calor de solução. Optou-se pelo uso do EES devido à possibilidade de resolução de equação lineares e não lineares simultaneamente. Ademais, o EES usa um banco de dados de propriedades termodinâmicas de diversas substâncias, contemplando, inclusive, amônia. Como critério de convergência, o EES utiliza o critério de resíduo relativo. Para o desenvolvimento do modelo, fez-se uso de seu valor padrão de 1×10^{-6} .

Com o intuito de simular o aquecimento do ambiente de forma conveniente, o fluxo de água no circuito secundário de aquecimento de água que passa pelo absorvedor e pelo condensador, conforme visto no ciclo de absorção de simples efeito avaliado por Wu et al., (2012), não foi considerado, sendo avaliadas para o cálculo de desempenho apenas as taxas de calor rejeitadas pelos respectivos componentes.

Finalmente, as propriedades termodinâmicas em cada estado foram obtidas e o sistema de equações solucionado. A partir dessa solução, foram obtidas as taxas de transferência de calor nos trocadores de calor e o coeficiente de desempenho do ciclo, conforme o fluxograma da Figura 4.

Figura 4: Fluxograma do ciclo termodinâmico implementado no EES.



4.2. Estudo paramétrico do ciclo

Baseado no modelo termodinâmico implementado, a solução foi obtida para diferentes condições de operação: temperatura de condensação, de evaporação e a diferença de fração mássica de amônia presente na solução forte e na solução fraca. O ciclo de absorção de simples efeito é simulado com o intuito de inspecionar o impacto sobre o COP e a quantidade de calor disponível para aquecimento. Os intervalos avaliados são apresentados na Tabela 2.

Tabela 2: Entradas avaliadas para a análise paramétrica.

Parâmetro	Limite inferior	Limite Superior	Variação	Unidade
T_e	-30	10	1	°C
T_c	25	65	1	°C
Δx	0,01	0,45	0,01	-

4.3. Estudo de caso de aplicação

Com o modelo implementado no EES, buscou-se avaliar a aplicação do ciclo de absorção de simples efeito sendo utilizado para aquecer um ambiente comercial de escritório em Porto Alegre. Os dados de conforto térmico foram determinados a partir da atividade desenvolvida no local.

O cálculo da carga térmica de aquecimento considerou as parcelas de calor sensível transmitidas pelas superfícies externas da construção (consideradas janelas, devido a sua constituição), na condução ocorrido através do forro e piso do andar superior. Além disso, foi determinada a parcela necessária para o aquecimento do ar de renovação, incluindo tanto a energia para aquecer o ambiente quanto para umidificar o mesmo. Logo, considerando as parcelas obtidas, especificou-se uma carga de aquecimento necessária a ser suprida pelo sistema de aquecimento de 189,30 kW. (ASHRAE, 2017)

A solução do modelo foi obtida a partir dos parâmetros de temperatura de evaporação e de condensação fixos e com a variação da vazão mássica de solução escoando através da bomba. Gráficamente, determinou-se o valor de \dot{m}_1 para o qual o somatório das taxas de transferência de calor rejeitada no absorvedor e no condensador se iguala a carga térmica pré-determinada. A partir do valor de vazão, obteve-se o coeficiente de desempenho do ciclo.

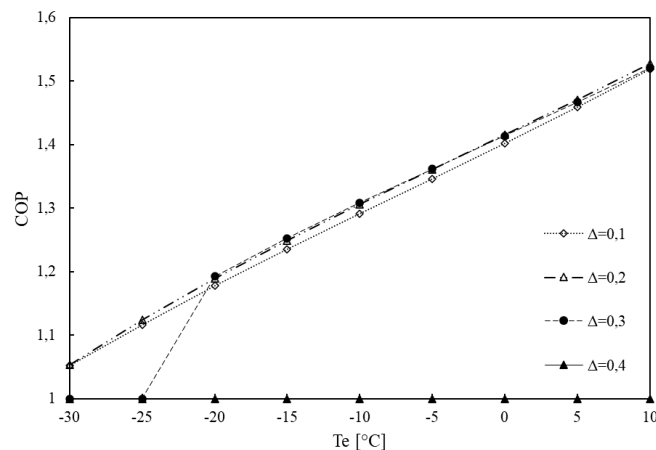
5. RESULTADOS

5.1. Efeito da variação dos parâmetros de operação

A variação da temperatura de evaporação provocou um aumento do coeficiente de desempenho no intervalo avaliado. Considerando a variação de -30 °C a 10 °C, foi observado um aumento de 72% do COP. Além disso, a taxa de crescimento se mantém crescente e constante no ponto de $T_e=10^\circ\text{C}$, sinalizando a possibilidade de obtenção de maiores valores do coeficiente de desempenho a partir da extensão desse parâmetro até a faixa de utilização em modo de refrigeração, tendo como limite máximo superior a temperatura crítica da amônia (132,4°C). O comportamento conforme descrito é observado na Figura 5.

Ademais, verificou-se que a variação da diferença de fração não alterou significativamente a curva de desempenho para o mesmo intervalo de temperatura de evaporação. Entretanto, a partir de $\Delta x=0,3$, necessita-se uma T_e mínima para que o modelo possa atingir a convergência, conforme pode ser visto na Fig. 5.

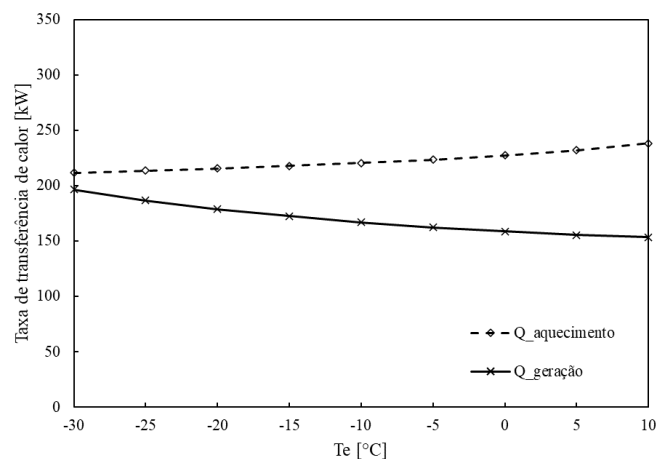
Figura 5: Coeficiente de desempenho do ciclo em função da temperatura de evaporação.



Tratando-se um ciclo, o comportamento descrito de aumento do coeficiente de desempenho acompanhado do aumento de T_e decorre da diminuição da temperatura de geração de amônia. Com isso, a taxa de transferência de calor \dot{Q}_{ger} necessária para a ativação do ciclo de absorção é diminuída, conjuntamente ao aumento da taxa de transferência de calor disponível para aquecimento, como mostrado na Fig. 6

A variação da temperatura de evaporação leva à alteração da pressão no lado de evaporação do ciclo. Dado que a temperatura de absorção (T_a) foi considerada fixa para a avaliação, ocorre um aumento na fração mássica de amônia presente na solução rica, visto que essa propriedade é determinada a partir da T_a , da pressão no lado de evaporação e do estado físico de líquido saturado. Dessa forma, a quantidade de calor necessária para a dessorção da solução rica diminui, ocasionando o aumento do COP, conforme observado na Figura 6.

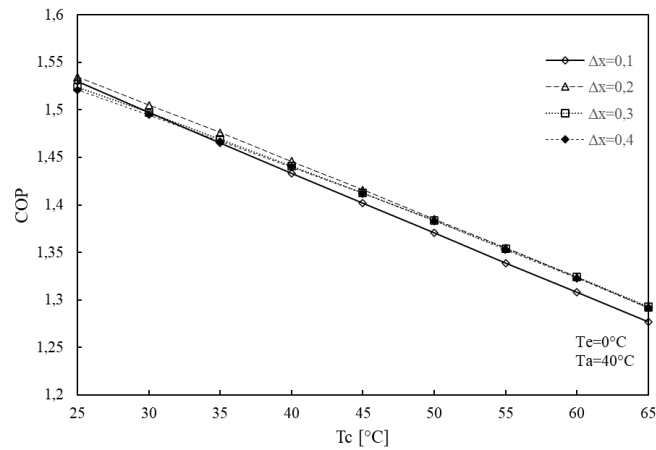
Figura 6: Transferência de calor em função da temperatura de evaporação.



A variação da temperatura de condensação ocasionou um decréscimo do coeficiente de desempenho a partir do aumento de T_c , como mostrado na Figura 7. Ao variar a temperatura de -condensação de 25 °C a 65 °C, o COP apresentou um decréscimo de 16,5%. Além disso, a variação da diferença de fração mássica entre solução rica e pobre não teve efeito significativo no deslocamento da curva, assim como observado na variação de T_e .

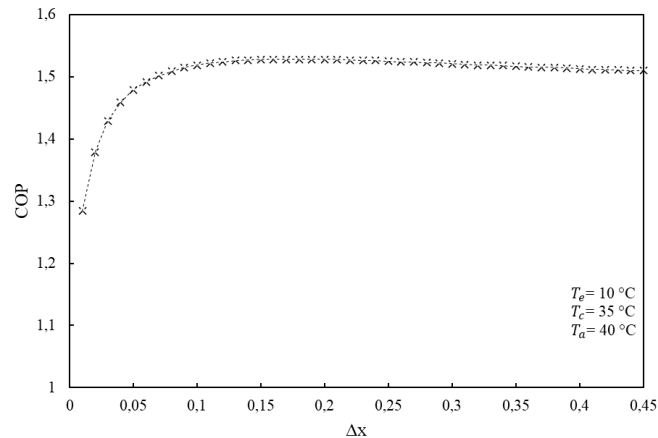
De forma contrária ao constatado anteriormente, o aumento da temperatura de condensação no ciclo de absorção ocasiona o aumento da temperatura de geração de vapor de amônia T_g , elevando a necessidade de calor para a ativação, concomitantemente, ocorre a diminuição do calor disponível para aquecimento – efeito similar ao observado na Figura 6, porém com efeito contrário. Por consequência, ocorre a diminuição do COP.

Figura 7: Desempenho do ciclo em função da temperatura de condensação.



A variação da diferença de fração mássica de refrigerante entre a mistura rica e a pobre resultou em crescimento e com posterior diminuição do coeficiente de desempenho conforme o aumento do parâmetro. A partir desse efeito observado, pode-se determinar o parâmetro mínimo no qual o COP atinge o seu valor máximo. Com os demais parâmetros de entrada mantidos constantes, conforme o gráfico da Figura 8, obteve-se um valor do COP máximo $\Delta x=0,15$. O crescimento do COP antes de seu valor máximo está associado a diminuição da fração mássica de amônia no escoamento da mistura pobre, que ocasiona uma taxa de transferência de calor superior no absorver, devido a definição prévia dos estados 1 e 13 – com a diminuição de x_4 implica-se que uma concentração maior de vapor está sendo gerado no dessorvedor. De forma contrária, a diminuição que se observa posteriormente, decorre-se das irreversibilidades da transferência de calor e também ao excesso de superaquecimento na saída do gerador.

Figura 8: Influência da diferença de concentração de amônia na solução sobre o coeficiente de desempenho.

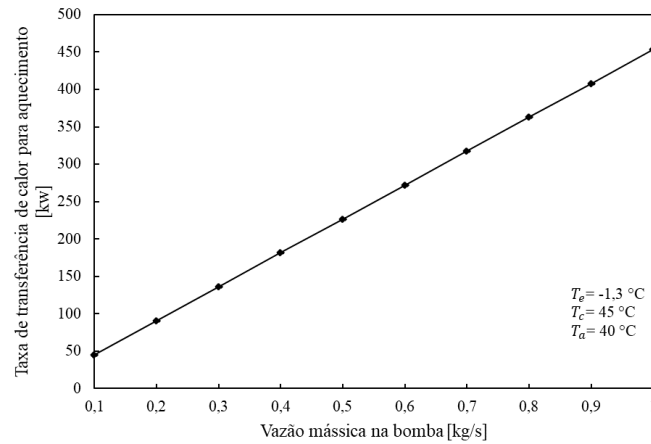


De maneira geral, observou-se que a variação do delta de fração mássica de amônia tem efeito marcante na quantidade de calor necessário para a dessorção de amônia no gerador. A partir do valor máximo do COP, diferenças maiores entre a mistura rica e pobre demandam uma quantidade de energia maior. Esse aumento da demanda por calor para a realização da dessorção é decorrente do aumento de temperatura observado no escoamento de solução que retorna ao absorvedor proveniente do gerador, devido a diminuição de fração mássica de amônia – a partir de frações mássicas de amônia inferiores a 0,5, observa-se um crescimento da entalpia proporcional ao aumento de absorvente na solução.

5.2. Caso de aplicação: aquecimento de andar comercial em Porto Alegre

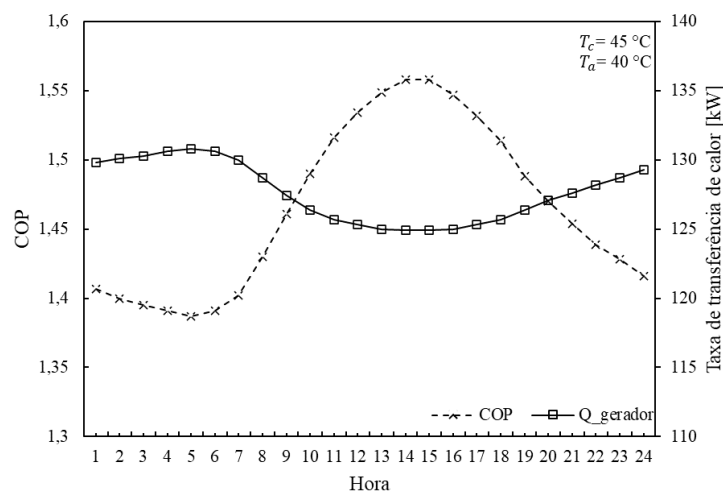
A parametrização realizada anteriormente, em que os valores da T_e , da T_c e Δx foram variados, visando verificar o comportamento do COP. A partir da fixação da temperatura de evaporação, de condensação e de absorção, obteve-se a vazão mássica mínima de solução fluindo através da bomba para cumprir com a carga térmica necessária para o aquecimento do ambiente. Nota-se, a partir da Figura 9, que ao suprir o ciclo de absorção com uma fração mássica de 0,4 kg/s, medidos na entrada ou na saída da bomba, seria possível atender a demanda de climatização do ambiente.

Figura 9: Calor disponível para aquecimento em função da vazão mássica.



A partir da vazão mássica mínima necessária, a Figura 10 apresenta a oscilação do valor do coeficiente de desempenho ao longo de um dia típico de inverno do mês de julho em Porto Alegre, onde se considerou uma diferença de temperatura de 10 °C entre a temperatura ambiente e a temperatura de evaporação. Identificou-se um decréscimo do coeficiente de desempenho devido a diminuição da temperatura ambiente nas primeiras e nas últimas horas do dia. Ao longo do dia e com o aumento da temperatura ambiente, o COP do ciclo atinge o seu valor máximo, em torno das 14 horas. Obteve-se, nesse horário, um valor de desempenho de 1,56 e uma taxa de transferência de calor necessária para a dessorção de 124,5 kW. A variação do *setpoint* da temperatura de evaporação ao longo do dia permitiria a manutenção de valores de COP mais altos para o período do dia. Algumas tecnologias utilizam a diferença de tecnologia fixa, como registrado em patente por Matthis (1975), onde um sensor de temperatura na entrada do evaporador compensa a variação da temperatura ambiente através da mudança de pressão na entrada no evaporador.

Figura 10: COP e taxa de transferência de calor necessária para a dessorção do refrigerante ao longo de um dia típico de inverno.



Portanto, a partir dos resultados obtidos, tanto para a parametrização, quanto para o caso de aplicação, observou-se uma sensibilidade maior do coeficiente de desempenho às variações na temperatura de evaporação. Dessa forma, a implementação em uma aplicação, como demonstrado, sujeita-se às variações na temperatura ambiente e, conseqüentemente, levando a variações também no COP.

6. CONCLUSÃO

No presente trabalho, realizou-se uma avaliação termodinâmica de um ciclo de absorção de simples efeito, utilizando como fluido de trabalho, o par amônia e água. O intuito da análise foi de observar o efeito das temperaturas de evaporação e de condensação, em conjunto com a variação da diferença de fração mássica de amônia entre a mistura rica e pobre no coeficiente de desempenho.

Concluiu-se, a partir do trabalho desenvolvido:

- A temperatura de evaporação de evaporação aumenta o coeficiente de desempenho conforme sua variação positiva, apresentando uma variação de 72% no intervalo de 40°C avaliado. Evidenciou-se que esse comportamento está relacionado a influência da temperatura de evaporação na quantidade de calor necessária para a ativação do ciclo, que é substancialmente diminuída, e a quantidade de calor disponível para o aquecimento, que é aumentada;
- A variação positiva da temperatura de condensação ocasionou uma diminuição do coeficiente de desempenho, tendo uma variação de 16,5%;
- Ao elevar-se a diferença de fração mássica entre a solução rica e pobre, verificou-se que o COP atinge um valor máximo para diferença de concentração de amônia de 0,15;
- Para o caso de aplicação avaliado, pode-se obter um coeficiente de desempenho de 1,56.

Em trabalhos futuros, sugere-se a avaliação das fontes de calor possíveis para o fornecimento da energia necessária para a realização da dessorção da amônia no gerador, realizando um comparativo de desempenho, visto que tal avaliação não fez parte no escopo deste trabalho. Além disso, o estudo da influência dos parâmetros do circuito secundário, a partir do qual o calor é transportado para o ambiente climatizado para verificar a influência sobre o desempenho do ciclo.

7. REFERÊNCIAS BIBLIOGRÁFICAS

ASHRAE. (2017) ASHRAE Fundamentals handbook SI. Atlanta.

BERLITZ, T. PLANK, H; ZIEGLER, F. (1998) An ammonia-water absorption refrigerator with a large temperature lift for combined heating and cooling. **International Journal of Refrigeration**, v. 21, n. 3, p. 219–229.

DINÇER, I.; KANOGLU, M. (2010) **Refrigeration systems and applications**. 2. ed. West Sussex.

FOX, R.; MCDONALD, A.; PRITCHARD, P. (2006) *Introdução à Mecânica dos Fluidos*. 6. ed. Rio de Janeiro.

HEROLD, K.; RADERMACHER, R.; KLEIN, S. (2016) **Applications of Absorption Chillers and Heat Pumps**. 2. ed. Florida.

INCROPERA, F. P.; WITT, D.P. (2008) **Fundamentos de transferência de calor e de massa**. 6. ed. Rio de Janeiro.

KEINATH, C. M.; GARIMELLA, S.; GARRABRANT, M. A. (2017) Modeling of an ammonia–water absorption heat pump water heater for residential applications. **International Journal of Refrigeration**, v. 83, p. 39–50.

LE LOSTEC, B.; GALANIS, N.; MILLETTE, J. (2012) Experimental study of an ammonia-water absorption chiller. **International Journal of Refrigeration**, v. 35, n. 8, p. 2275–2286.

MATTHIS, A. A. **Evaporator temperature control for refrigeration systems**. Depositante: Controls Company of America. US3872685A. Deposito: 15 janeiro de 1974. Disponível em: patents.google.com/patent/US3872685A/en.

WU, W.; ZHANG, X.; LI, X.; SHI, W.; WANG, B. (2012) Comparisons of different working pairs and cycles on the performance of absorption heat pump for heating and domestic hot water in cold regions. **Applied Thermal Engineering**, v. 48, p. 349–358.

YAMAMOTO, E. Y.; LEAL DA SILVA, R.; HIGA, M. (2022) Performance improvements on energy and exergy basis for an ammonia-water absorption refrigeration system in a coffee industry. **Sustainable Energy Technologies and Assessments**, v. 52, p. 102284.

9. APÊNDICE

Apêndice A1 – Modelo utilizado no software *EES*.

“função para cálculo do trocador de calor”

```

PROCEDURE
shx(epsilon;m_dot_c;m_dot_h;T_in_c;T_in_h;cph;cpc:T_out_h;T_out_c;Q_dot)
  C_dot_c=m_dot_c*cpc
  C_dot_h=m_dot_h*cph
  C_dot_min=min(C_dot_c;C_dot_h)
  Q_dot=epsilon*C_dot_min*(T_in_h-T_in_c)
  T_out_c=T_in_c+Q_dot/C_dot_c
  T_out_h=T_in_h-Q_dot/C_dot_h
END

{Parâmetros de entrada}
eta_pump=1,0
epsilon_shx=0,8
T[13]= 10 [C]
T[10]= 35 [C]
T[1]= 40 [C]
x[9]=0,996
DELTAx=Table
m_dot[1]=0,5

{qualidade do vapor}
Q[1]=0
Q[4]=0
Q[7]=1
Q[8]=0
Q[9]=1
Q[10]=0
Q[13]=0,975

{pressões}
P_high=pressure(NH3H2O;T=T[10];x=x[10];Q=Q[10])
P_low=pressure(NH3H2O;T=T[13];x=x[13];Q=Q[13])
P[1]=P_low
P[2]=P_high
P[3]=P_high
P[4]=P_high
P[5]=P_high
P[6]=P_low
P[7]=P_high
P[8]=P_high
P[9]=P_high
P[10]=P_high

```


$$P[12]=P_low$$

$$P[13]=P_low$$

{Equações gerais}

$$x[1]-x[4]=DELTAx$$

$$f=(x[9]-x[4])/(x[3]-x[4])$$

{Balanços de massa, energia e fração mássica}

{Bomba}

$$m_dot[1]=m_dot[2]$$

$$x[1]=x[2]$$

$$swp=v[1]*(P[2]-P[1])/eta_pump$$

$$h[2]=h[1]+swp$$

$$W_dot_pump=m_dot[1]*(h[2]-h[1])$$

{Trocador de calor de solução}

$$m_dot[2]=m_dot[3] \quad \text{"mass balances"}$$

$$m_dot[4]=m_dot[5]$$

$$x[3]=x[2] \quad \text{"ammonia balances"}$$

$$x[4]=x[5]$$

$$cp_23=(h[2]-h[3])/(T[2]-T[3]) \quad \text{"specific heat of stream 2-3"}$$

$$cp_45=(h[4]-h[5])/(T[4]-T[5]) \quad \text{"specific heat of stream 4-5"}$$

$$\text{call shx(epsilon_shx;m_dot[2];m_dot[4];T[2];T[4];cp_45;cp_23:T[5];T[3];Q_dot_shx)}$$

{Gerador de amônia}

$$m_dot[8]+m_dot[3]=(m_dot[7]+m_dot[4])$$

$$(m_dot[8]*x[8])+(m_dot[3]*x[3])=(m_dot[7]*x[7])+(m_dot[4]*x[4])$$

$$(m_dot[3]*h[3])+(m_dot[8]*h[8])+Q_dot_des=(m_dot[7]*h[7])+(m_dot[4]*h[4])$$

{Retificador}

$$T[8]=T[7]$$

$$x[8]=x[3]$$

$$m_dot[7]=m_dot[9]+m_dot[8]$$

$$m_dot[7]*x[7]=m_dot[9]*x[9]+m_dot[8]*x[8]$$

$$m_dot[7]*h[7]=m_dot[9]*h[9]+m_dot[8]*h[8]+Q_dot_rect$$

{Válvula de expansão}

$$m_dot[5]=m_dot[6]$$

$$x[5]=x[6]$$

$$h[5]=h[6]$$

{Condensador}

$$m_dot[9]=m_dot[10]$$

$$x[9]=x[10]$$

$$Q_dot_cond=m_dot[9]*(h[9]-h[10])$$

{Evaporador}

$$m_dot[12]=m_dot[13]$$

$$x[12]=x[13]$$

$$Q_dot_evap=m_dot[13]*(h[13]-h[12])$$

{ Válvula de expansão }

$$m_dot[10]=m_dot[12]$$

$$x[10]=x[12]$$

$$h[10]=h[12]$$

{ Absorvedor }

$$m_dot[13]+m_dot[6]=m_dot[1]+err_mass$$

$$m_dot[13]*x[13]+m_dot[6]*x[6]=m_dot[1]*x[1]+err_amonia$$

$$m_dot[13]*h[13]+m_dot[6]*h[6]=m_dot[1]*h[1]+Q_dot_abs$$

{ definição do COP }

$$COP_refri=Q_dot_evap/(Q_dot_des)$$

$$COP_aquecimento=(Q_dot_cond+Q_dot_abs)/(Q_dot_des)$$

$$verifica=Q_dot_des+Q_dot_evap+W_dot_pump-(Q_dot_rect+Q_dot_cond+Q_dot_abs)$$

$$P_ratio=P_high/P_low$$

$$DELTA_t_glide=T[13]-T[12]$$

$$Q_heating= Q_dot_cond+Q_dot_abs$$