

## MODELAGEM TERMODINÂMICA DE UM CICLO DE REFRIGERAÇÃO POR ABSORÇÃO DE CALOR DE SIMPLES ESTAGIO OPERANDO COM EJETOR

Miguel Angel Huaraz Rodriguez, [huaraz.rodriguez@ufrgs.br](mailto:huaraz.rodriguez@ufrgs.br)<sup>1</sup>  
Andrés Armando Mendiburu Zevallos, [andresmendiburu@ufrgs.br](mailto:andresmendiburu@ufrgs.br)<sup>1</sup>  
Diego Jhovanny Mariños Rosado, [diego.marinos@unesp.br](mailto:diego.marinos@unesp.br)<sup>2</sup>

<sup>1</sup>Universidade Federal do Rio Grande do Sul, Av. Paulo Gama 110, Porto Alegre, RS, CEP 90040-060

<sup>2</sup>Universidade Estadual Paulista, Av. Ariberto Pereira Cunha 333, Guaratinguetá, SP, CEP 12510-410

**Resumo.** Os sistemas de refrigeração por absorção de calor são ciclos térmicos que funcionam com calor residual ou energia solar, entre outros, onde a presença de trabalho mecânico é praticamente desprezível, o que os torna sistemas térmicos muito atrativos do ponto de vista da sustentabilidade energética em comparação com o ciclo de refrigeração por compressão de vapor. Nesse sentido, o objetivo deste trabalho foi realizar uma modelagem termodinâmica de um ciclo de refrigeração por absorção de calor de simples estágio operando com um ejetor e analisar sua influência. O par refrigerante-absorvente escolhido para este estudo é a amônia-água ( $\text{NH}_3\text{-H}_2\text{O}$ ), pois não apresenta problemas de cristalização em altas temperaturas e permite o uso de temperaturas negativas de evaporação. A introdução de um ejetor no ciclo permite trabalhar em três níveis de pressão e aumentar a vazão de refrigerante, produzindo maior capacidade de refrigeração. A determinação das propriedades termo físicas e balanços térmicos em todas as etapas analisadas seguindo o modelo termodinâmico foram implementadas no software Matlab. Finalmente, foram testadas diferentes condições de operação obtendo uma melhora significativa no COP variando de 20% a 50% e em alguns casos foram atingidos valores próximos ao dobro do COP de um ciclo de refrigeração por absorção de calor de simples estágio.

**Palavras chave:** Refrigeração por absorção; Ejetor; Amônia-Água; Modelagem termodinâmica.

**Abstract.** Heat absorption refrigeration systems are thermal cycles that work with residual heat or solar energy, among others, where the presence of mechanical work is practically negligible, which makes them very attractive thermal systems from the point of view of energy sustainability compared to the thermal cycle vapor compression refrigeration. In this sense, the objective of this work was to carry out a thermodynamic modeling of a single-stage heat absorption refrigeration cycle operating with an ejector and to analyze its influence. The absorbent refrigerant pair chosen for this study is ammonia - water ( $\text{NH}_3\text{-H}_2\text{O}$ ), as it does not present crystallization problems at high temperatures and allows the use of negative evaporation temperatures. The introduction of an ejector in the cycle allows working at three pressure levels and increasing the coolant flow, producing greater cooling capacity. The determination of thermophysical properties and thermal balances in all stages analyzed following the thermodynamic model were implemented in Matlab software. Finally, different operating conditions were tested, obtaining a significant improvement in the COP ranging from 20% to 50% and in some cases, values close to twice the COP obtained by a single effect heat absorption refrigeration cycle were reached.

**Keywords:** Absorption refrigeration; Ammonia-water; Ejector; Thermodynamic Modelling.

### 1. INTRODUÇÃO

A revolução industrial foi um marco importante para a sociedade, pois a partir dela, intensificou-se consideravelmente a demanda por energia no planeta. Este aumento se deu principalmente pelo aumento da produção industrial e a busca por um estilo de vida com maior conforto para a população (Dincer e Ratlamwala, 2016).

Segundo Kumar e Modi (2022), o aquecimento e a refrigeração tornaram-se uma parte indispensável da vida moderna já que 17% da eletricidade gerada no mundo é consumida em aplicações de refrigeração e ar condicionado. Nesse contexto, a tecnologia de refrigeração por absorção chamou a atenção de pesquisadores de todo o mundo devido ao seu baixo impacto ambiental, menor ruído e vibração e mais importante, a possível utilização de energia de baixo grau obtida a partir de calor residual ou de fontes renováveis. No entanto, as desvantagens do sistema convencional de refrigeração

por absorção, como seu baixo desempenho geral está dificultando seu desenvolvimento, de modo que otimizar e miniaturizar o sistema de refrigeração por absorção se tornou o principal problema a ser resolvido (Liang, et al., 2019).

Assim, dado o baixo desempenho dos sistemas de refrigeração por absorção de calor de ciclo simples estágios, é comum encontrar na literatura autores que realizaram trabalhos para melhorar o coeficiente de desempenho (COP) e a capacidade de refrigeração como por exemplo: Kumar e Modi (2022) em seu estudo propuseram três novas configurações VARS (Vapor Absorption-Resorption) assistidas por ejetor utilizando como fluido de trabalho água e amônia, nas quais um ejetor é integrado para substituir a válvula de expansão. Eles calcularam o COP das configurações propostas e compararam com o VARS convencional. Os resultados indicaram que as novas configurações propostas possuem um COP maior que o VARS convencional e que a configuração C3 possui o maior COP dentre das configurações propostas. Com uma pressão de reabsorção de 6 bar, a configuração C3 atinge um COP de 15% maior do que o VARS convencional.

Le Lostec, et al. (2013) analisaram o ciclo de simples estágio, operando com a solução  $\text{NH}_3\text{-H}_2\text{O}$  em regime permanente, considerando como parâmetros variáveis a temperatura de evaporação e a temperatura do fluido que alimenta ao gerador como fonte de calor. Entre seus resultados obtidos, foi observado que uma diminuição de  $10\text{ }^\circ\text{C}$  na temperatura de evaporação resultou em uma diminuição de aproximadamente 25% no COP do ciclo, além de uma diminuição na capacidade de refrigeração. Para o gerador de vapor, um acréscimo de  $10\text{ }^\circ\text{C}$  na temperatura de entrada resultou em um aumento linear na capacidade de refrigeração e um decréscimo de aproximadamente 4% no COP. Outro resultado relevante obtido neste trabalho foi que, para uma mesma variação de temperatura, a temperatura de entrada do evaporador tem maior influência no valor do COP em comparação com a temperatura de alimentação da fonte de calor do gerador. O COP máximo obtido com esta configuração de ciclo, nas condições mais favoráveis foi de aproximadamente 0,65.

Do outro lado, Khalili e Farshi (2020), analisaram a performance de um ciclo de refrigeração por absorção de calor com ejetor, neste trabalho se analisou um sistema de refrigeração por absorção potencializada por duplo ejetor multipressão (DEBARS). Dos ejetores de vapor e líquido foram implementados simultaneamente antes que os componentes do condensador, do absorvedor, os intercambiadores de calor de solução e refrigerante sejam incluídos no ciclo. O sistema proposto foi comparado com o sistema básico e três ciclos frigoríficos de absorção por níveis de pressão. Os resultados mostram que o ciclo de nível de pressão múltipla tem um coeficiente de desempenho superior aos dos ciclos anteriores. O COP e a eficiência de segunda lei (II) no novo ciclo são melhores hasta 108,3/33,1 e 31,6/46,6 por cento em comparação com os ciclos básicos e de três níveis de pressão, respectivamente.

Os estudos têm buscado recentemente aumentar o COP e a capacidade de refrigeração com a finalidades de obter o máximo aproveitamento dessa tecnologia.

## 2.METODOLOGIA

### 2.1. Ciclo de refrigeração de simples estágio

Segundo Herold et al. (2016), um sistema de refrigeração que funciona de acordo com o princípio de absorção é conhecido como sistema de refrigeração por absorção, onde a absorção é definida como um processo no qual dois fluidos que entram em estados diferentes (gás ou líquido) se combinam resultando em um único estado seja como gás ou líquido. Os principais componentes do sistema são o gerador, o condensador, o evaporador e o absorvedor, a possibilidade operacional depende muito da combinação de temperatura destes componentes principais (Singh et al., 2021). O ciclo de refrigeração por absorção de calor de simples estágio (SAR-C) é uma das formas mais simples dos sistemas de refrigeração por absorção estudados, cujo princípio de funcionamento é descrito no trabalho realizado por Galiotto (2020), Herold et al. (2016) e Mendiburu, et al. (2022).

### 2.2. Ciclo de refrigeração de simples estágio com ejetor

O ciclo de absorção de simples estágio com ejetor (SAR-CE) se mostra na Fig. 1. Um ejetor integrado desta forma no ciclo de absorção aumenta a vazão de refrigerante do evaporador e, portanto, aumenta a capacidade de refrigeração. Com referência à Fig. 1a, o princípio de funcionamento do ciclo é o seguinte. A solução que sai no estado 7 (fluido primário) flui através do bocal divergente-convergente do ejetor mostrado na Fig. 1b. Ao entrar na seção de mistura no ponto (a), a baixa pressão causada por esta expansão induz vapor (fluido secundário) do evaporador no ponto do estado 12. Os fluidos primário e secundário são então misturados no ejetor (a)-(b)-(c) e a corrente combinada passa por um processo de recuperação de pressão (b)-(c)-(8) no difusor. A corrente combinada de vapor superaquecido do estado 8 emerge da seção do difusor e flui para o condensador onde se condensa em líquido no estado 9. O condensado do estado 9 se expande através de uma válvula de estrangulamento para um estado de baixa pressão, estado 10, e entra no evaporador onde é evaporado para produzir o efeito de resfriamento necessário. Em seguida, parte do vapor evaporado do estado 11 é arrastado pelo ejetor no estado 12 e o restante estado 13 segue ao absorvedor para continuar com os processos do ciclo que foram descritos nas linhas anteriores (Sun et al., 1996), o COP deste ciclo também pode ser obtido pela Eq. (1).

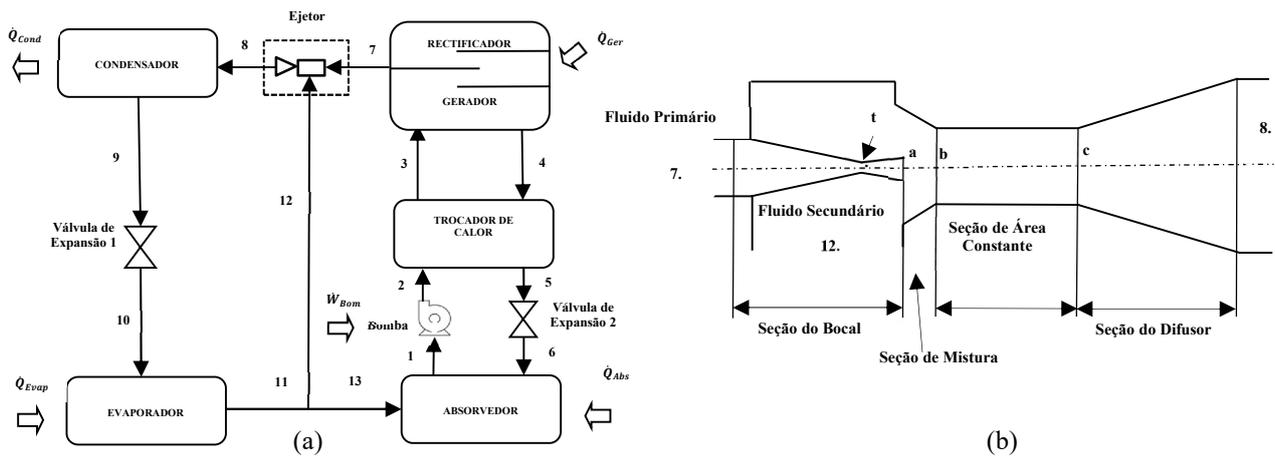


Figura 1. (a) Sistema de refrigeração por absorção de calor de simples estágio NH<sub>3</sub>-H<sub>2</sub>O com ejetor, (b) Ejetor. Fonte: adaptado de Sun, et al. (1996).

$$\text{COP} = \frac{\dot{Q}_{\text{Evap}}}{\dot{W}_{\text{Bom}} + \dot{Q}_{\text{Ger}}} \quad (1)$$

### 2.3. Propriedades termodinâmicas do sistema NH<sub>3</sub>-H<sub>2</sub>O

Para Zhou et al. (2021) o desempenho dos sistemas de refrigeração por absorção depende muito das características químicas e termodinâmicas do fluido de trabalho. Os pares refrigerante-absorvente nos ciclos de refrigeração por absorção mais utilizados são os sistemas de refrigeração por absorção água-brometo de lítio (H<sub>2</sub>O-LiBr) e amônia-água (NH<sub>3</sub>-H<sub>2</sub>O). Diversos autores como Zhou et al. (2021), Herold et al. (2016) e Lima et al. (2020) afirmaram que o par NH<sub>3</sub>-H<sub>2</sub>O representa uma excelente opção para aplicações de ar condicionado, pois pode ser utilizado em refrigeradores de água, onde a amônia é o refrigerante. Além disso, a temperatura das fontes de calor neste caso varia de 80°C a 170°C. Portanto, o calor residual de vários processos pode ser usado.

Nesse contexto, o fluido de trabalho escolhido para o presente trabalho foi o par NH<sub>3</sub>-H<sub>2</sub>O. As propriedades termodinâmicas deste par serão determinadas implementando a formulação desenvolvida por Jaćimović et al. (2019). A teoria geral é apresentada em Callen (1985), Tester e Modell (1997), Ott e Goates (2000), a mesma que também foi implementada por Mendiburu et al. (2022).

### 2.4. Modelo termodinâmico dos componentes do Ciclo

Na presente seção, serão considerados os diferentes processos que podem ocorrer nos ciclos de refrigeração por absorção, para isso, considera-se que os subscritos L<sub>i,s</sub>, L<sub>e,s</sub>, G<sub>i</sub> e G<sub>e</sub> representam o líquido de entrada, o líquido de saída, o gás de entrada e o gás de saída, respectivamente. Além disso as notações y<sub>i</sub>, y<sub>e</sub>, x<sub>i</sub> e x<sub>e</sub>, representam as frações de massa de amônia no gás de entrada e saída, e as frações de massa de amônia no líquido de entrada e saída, respectivamente.

#### 2.4.1. Processo de desorbedor

No gerador-retificador, a solução líquida NH<sub>3</sub>-H<sub>2</sub>O rica em NH<sub>3</sub> entra no gerador onde é aquecida por uma fonte de calor externa para ser separada em uma mistura de gases e líquidos como se mostra na Fig. 2. A mistura de gases sobe até a coluna de retificação onde vai interagindo com as placas que tem uma temperatura menor que a mistura de gases, isso condensa a água que contem a mistura de gases conseguindo que a fração de massa no gás (Y<sub>rec</sub>) tenha valores perto da unidade é dizer todo o gás seja amônia. O processo ocorre a pressão constante, (pH) pressão alta do ciclo. A conservação de massa e energia aplicada aos volumes de controle fornece as seguintes equações.

Para o primeiro volume de controle:

$$f_1 = \frac{\dot{m}_{L,i,2}}{\dot{m}_{G,e}} = \frac{y_e - y_{e,2}}{y_{e,2} - x_{i,2}} \quad (2)$$

$$q_{\text{res}} = (h_{G,e} - h_{G,e,2}) + f_1(h_{L,i,2} - h_{G,e,2}) \quad (3)$$

Para o segundo volume de controle:

$$f_2 = \frac{\dot{m}_{L,i,1}}{\dot{m}_{G,e}} = \frac{y_e - y_{e,1}}{y_{e,1} - x_{i,1}} \quad (4)$$

$$q_{res} = (h_{G,e} - h_{G,e,1}) + f_2(h_{L,i,1} - h_{G,e,1}) \quad (5)$$

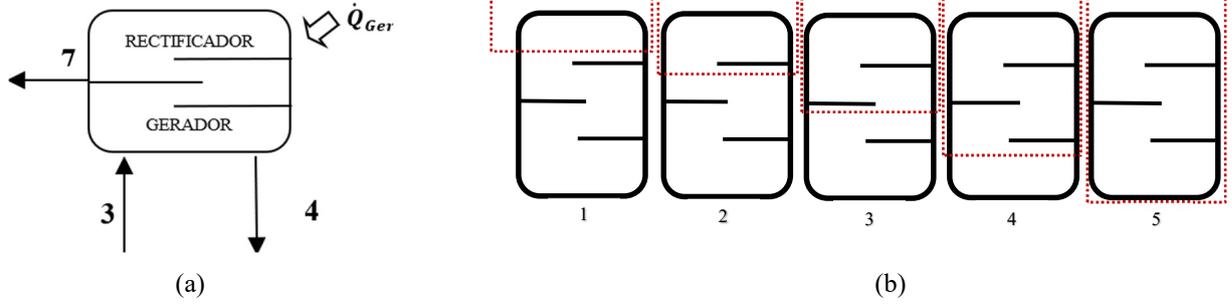


Figura 2. (a) Desorbedor, e (b) Volume de Controle.

Fonte: Adaptado de Mendiburu et al. (2022).

Este procedimento pode ser estendido para qualquer número de placas e automatizado em qualquer linguagem de programação (Mendiburu et al. 2022).

Desta forma, a relação de circulação do processo de dessorção-retificação ( $f_{rec}$ ) é dada pela Eq. (6). A  $f_{rec}$  é definida como a razão entre a vazão mássica da solução líquida de entrada ( $\dot{m}_{L,i}$ ) e a da mistura de vapor de saída ( $\dot{m}_{G,e}$ ). Assim o calor de dessorção ( $q_{des}$ ) é dado pela Eq. (7).

$$f_{rec} = \frac{\dot{m}_{L,i}}{\dot{m}_{G,e}} = \frac{y_e - x_e}{x_i - x_e} \quad (6)$$

$$q_{des} = \dot{Q}_{des} \frac{f_{rec}}{\dot{m}_T} = (h_{G,e} - h_{L,e}) + f_{rec}(h_{L,e} - h_{L,i}) - q_{res} \quad (7)$$

#### 2.4.2. Processo de estrangulamento

No ciclo analisado foram consideradas duas válvulas de estrangulamento. Se o fluxo de entrada for um líquido saturado, o fluxo de saída pode ser uma mistura bifásica. Por outro lado, se o fluxo de entrada for um líquido subresfriado, o fluxo de saída pode ser um líquido saturado (Mendiburu et al., 2022). Através da conservação de massa e energia, são obtidos a qualidade do vapor na saída do processo de estrangulamento ( $\omega_i$ ), as quais se mostram nas Eqs. (8) e (9).

$$\omega_t = \frac{x_i - x_e}{y_e - x_e} \quad (8)$$

$$\omega_t = \frac{h_{L,i} - h_{L,e}}{h_{G,e} - h_{L,e}} \quad (9)$$

#### 2.4.3. Processo de saída do ejetor

A Fig. 3 mostra o ejetor, este equipamento recebe duas correntes de vapor que vem do desorvedor e do evaporador. Essas correntes possuem temperaturas e pressões diferentes o gera um coeficiente de arrasto ( $\phi$ ) cujo valor dependerá das condições de pressão e temperatura das correntes de gás e da geometria do ejetor, assim, aplicando um balanço de massa e energia se determina a equação para a entalpia de saída do ejetor ( $h_{G,e}$ ), a qual se mostra na Eq. (12).

$$y_e \dot{m}_{G,e} = y_{i,1} \dot{m}_{G,i,1} + y_{i,2} \dot{m}_{G,i,2} \quad (10)$$

$$\phi = \frac{\dot{m}_{G,2}}{\dot{m}_{G,1}} \quad (11)$$

$$h_{G,e} = \frac{h_{G,i,1} + \phi h_{G,i,2}}{(1 + \phi)} \quad (12)$$

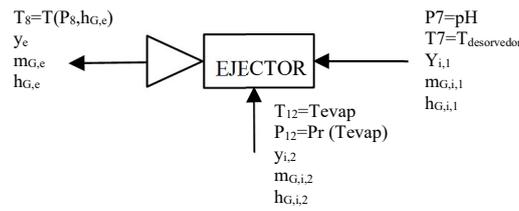


Figura 3. Ejetor.  
Fonte: Elaboração própria.

#### 2.4.4. Processo de condensação e evaporação

No condensador todo o vapor que sai do ejetor é condensado ( $y_i = x_e$ ), o balanço de massa (amônia) aplicado no condensador, e a conservação de energia fornecem o calor rejeitado no condensador ( $q_{cond}$ ) que é afetado pelo coeficiente de arrasto ( $\phi$ ) que adiciona mais uma parte de calor rejeitado, como se mostra na Eq. (13).

$$q_{cond} = Q_{cond} \frac{f_{rec}}{\dot{m}_T} = (h_{L,e} - h_{G,i}) + \phi(h_{L,e} - h_{G,i}) \quad (13)$$

Em um SAR-C, o balanço de energia aplicado no volume de controle que envolve a válvula de expansão 1 e o evaporador mostrado na Fig. 1a, fornece a expressão para o calor de evaporação ( $q_{evap}$ ) por kg de vapor, a qual seria afetada somente pelo  $\omega_{evap}$ , mas agora com o aporte do ejetor o  $q_{evap}$  também é afetado pelo coeficiente de arrasto ( $\phi$ ), o qual aumenta o efeito de resfriamento.

$$q_{evap} = Q_{evap} \frac{f_{rec}}{\dot{m}_T} = (h_{L,e} - h_{L,i}) + \phi(h_{L,e} - h_{L,i}) + \omega_{evap}(1 + \phi)(h_{G,e} - h_{L,e}) \quad (14)$$

#### 2.4.5. Processo de absorção

Como mostra a Fig. 1a, parte do vapor que sai do evaporador agora vai para o ejetor, o que significa que o coeficiente de arrasto também afeta a transferência de calor no processo de absorção ( $q_{abs}$ ), assim realizando um balanço de massa para determinar a taxa de circulação de fluxo de massa no absorvedor ( $f_{abs}$ ), e considerando também que na saída do evaporador temos um fluido bifásico, o calor de absorção ( $q_{abs}$ ) determina-se pela Eq. (16). O absorvedor se apresenta na Fig. 4.

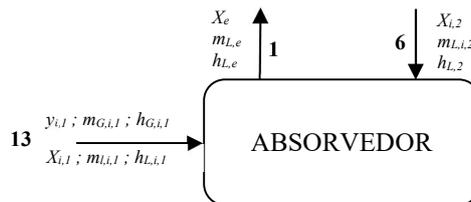


Figura 4. Absorvedor.  
Fonte: Elaboração própria.

$$f_{abs} = \frac{y_{i,1}[\omega(1+\phi)-\phi]+x_{i,1}[(1-\omega)(1+\phi)-x_{i,2}]}{(x_e-x_{i,2})[\omega(1+\phi)-\phi]} \quad (15)$$

$$q_{abs} = \dot{Q}_{abs} \frac{f_{abs}}{\dot{m}_T} = f_{abs}(h_{L,e} - h_{L,i,2}) - h_{G,i,1} + \frac{1}{\omega*(1+\phi)-\phi} [h_{L,i,2} - (1 - \omega)(1 + \phi) h_{L,i,1}] \quad (16)$$

#### 2.4.6. Processo de bombeamento

O processo de bombeamento é considerado isentrópico e o fluido incompressível. O trabalho de bombeamento ( $W$ ) é determinado em função da eficiência da bomba ( $P_{eff}$ ) como se mostra na Eq. (17).

$$w = \frac{\dot{w}}{\dot{m}_T} f_{rec} = (P_H - P_L) \frac{V_l}{P_{eff}} f_{rec} \quad (17)$$

### 2.4.7. Processos de troca de calor

Os processos de troca de calor são modelados usando a eficiência do trocador de calor ( $\epsilon$ ) e se determina através da Eq. (18). Os subscritos c e h referem-se aos fluidos frio e quente, respectivamente (Mendiburu et al., 2022).

$$\epsilon = \frac{T_{c,e} - T_{c,i}}{T_{h,i} - T_{c,i}} \quad (18)$$

### 2.5. Análise do ejetor

O ejetor é o componente chave no ciclo, o COP do sistema depende fortemente do desempenho do ejetor. A análise para o equacionamento do desenho do ejetor segue as hipóteses adotadas do trabalho de Sun et al. (1996) e a teoria desenvolvida nos livros de Anderson Jr. (2003) e Shapiro (1953). Esta análise também foi aplicada nos trabalhos de Al-Hamed e Dincer (2019), e Kumar e Modi (2022).

#### 2.5.1. Bocal

Partindo da primeira lei da termodinâmica e as definições para um gás perfeito, a velocidade do fluxo na saída do bocal em termos de número de Mach vem determinada pela Eq. (19).

$$M_{7a} = \sqrt{\frac{2n_{\text{bocal}}}{\gamma-1} \left[ \left( \frac{P_7}{P_a} \right)^{\frac{\gamma-1}{\gamma}} - 1 \right]} \quad (19)$$

Do mesmo modo pode ser determinado o  $M_{12a}$

#### 2.5.2. Fluxo de mistura

A equação da energia escrita para um gás perfeito (Shapiro. 1953), e o ponto de partida para obter expressão do aumento da pressão estática através da onda de choque  $\frac{P_c}{P_b}$ , é obtida pela Eq. (20).

$$\frac{P_c}{P_b} = \frac{M_b}{M_c} \sqrt{\frac{1 + \frac{M_b^2(\gamma-1)}{2}}{1 + \frac{M_c^2(\gamma-1)}{2}}} \quad (20)$$

#### 2.5.3. Fluxo no difusor

A elevação de pressão na seção ( $p_8/p_c$ ) do difusor pode ser determinada a partir da Eq. (21):

$$\frac{p_8}{p_c} = \left[ 1 + \frac{n_d(\gamma-1)}{2} M_c^2 \right]^{\frac{\gamma}{\gamma-1}} \quad (21)$$

A relação da geometria ( $A_t/A_c$ ) do ejetor então pode ser determinada pela Eq. (22):

$$\frac{A_t}{A_c} = \frac{P_8}{P_7} \sqrt{\frac{1}{(1+\varphi)(1+\varphi\tau)}} \left[ \frac{\left( \frac{P_c}{P_8} \right)^{\frac{1}{\gamma}} \sqrt{1 - \left( \frac{P_c}{P_8} \right)^{\frac{\gamma-1}{\gamma}}}}{\left( \frac{2}{\gamma+1} \right)^{\frac{1}{\gamma-1}} \sqrt{1 - \left( \frac{2}{\gamma+1} \right)}} \right] \quad (22)$$

As Eqs. (19)-(22) além das equações apresentadas no trabalho de Sun et al. (1996) e a teoria desenvolvida nos livros de Anderson (2003) e Shapiro (1953), foram usadas para implementar um sistema de equações no software Matlab que serviram para determinar os valores do coeficiente de arrasto e pressão de saída do ejetor (estado 8), de acordo com os valores de pressão e temperatura da operação do ciclo.

## 3. RESULTADOS

Autores como Zhou et al. (2022), Chen e Du (2022), Sun (1997), Singh (2016) e Galiotto (2020), realizaram diferentes modelagem termodinâmicas do ciclo de refrigeração de simples efeito, onde pode ser observado que o valor do COP não atinge valores maiores que a unidade.

Mendiburu et al. (2022) realizaram a validação do modelo do ciclo de simples efeito, o qual também foi usado no presente trabalho para comparar o efeito do ejetor no SAR-C. Assim a Fig. 5 e a Tab. 1, mostram que o COP no SAR-CE, é maior em comparação com os valores de COP do SAR-C, para as mesmas condições de operação. Na Tab. 1, mostra-se que para temperaturas do evaporador de 6°C e 8°C, e com temperatura de condensador de 29 °C, os valores do COP do SAR-CE, são praticamente o dobro dos valores de COP do SAR-C. Também é valido dizer que o COP aumenta com o aumento da temperatura do evaporador no SAR-CE, como mostra-se na Fig. 6.

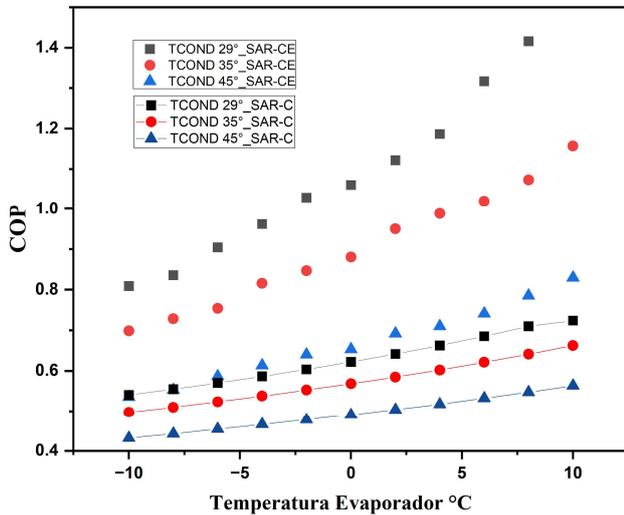


Figura 5. Efeito do Ejetor no COP no SAR-C.

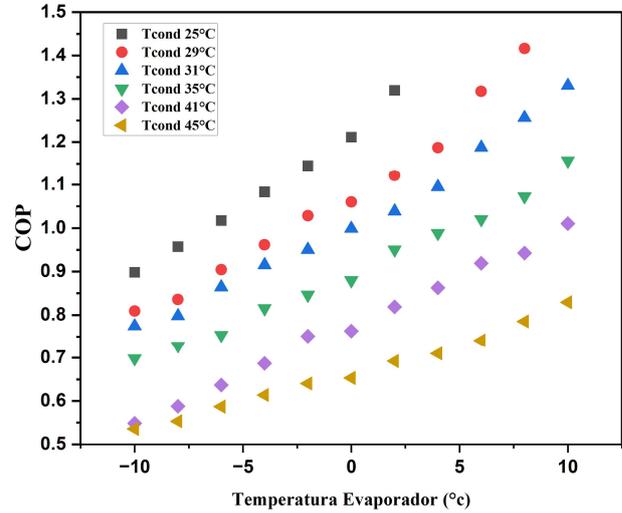


Figura 6. Efeito da Tenvap no COP no SAR-CE.

Tabela 1. Valores de COP de SAR-C e SAR-CE

Tevap	Tcond	Yrec	Theta	DX	Peff	$\epsilon$	Ra	SAR-C	SAR-CE	Diferença
								COP	COP	
-10	45	0.995	0.975	0.2	0.85	0.8	0.3	0.4971228	0.5353427	0.0382200
-6	45	0.995	0.975	0.2	0.85	0.8	0.3	0.5100429	0.5532367	0.0431938
-2	35	0.995	0.975	0.2	0.85	0.8	0.3	0.5524308	0.8464915	0.2940606
2	35	0.995	0.975	0.2	0.85	0.8	0.3	0.5846088	0.9502389	0.3656301
6	29	0.995	0.975	0.2	0.85	0.8	0.3	0.7096455	1.3168639	0.6072185
8	29	0.995	0.975	0.2	0.85	0.8	0.3	0.7239087	1.4159784	0.6920697

Na definição do COP determinado pela Eq. (1), pode-se dizer que à medida que o calor do condensador aumenta, o COP diminui, o que poderia ser interpretado da seguinte forma: o ejetor fornece calor adicional para ser rejeitado pelo condensador, como mostra a Eq. (13), no entanto, o efeito de refrigeração obtido pelo evaporador compensa esse custo no condensador, resultando em um aumento muito benéfico do COP.

#### 4. CONCLUSÕES

No presente trabalho, foi descrito o ciclo de refrigeração de absorção de calor de simples estágio operando com um ejetor (SAR-CE), além disso foi desenvolvida uma modelagem termodinâmica para analisar o efeito da introdução de um ejetor no ciclo de refrigeração de absorção de calor de simples estágio (SAR-C).

A diferença do (SAR-C) ou (SAR-CE), opera sob três níveis de pressão, alta, média e baixa pressão, onde a pressão média é determinada pelas condições de operação do ejetor. O desempenho do (SAR-CE) pode ser melhorado sob temperaturas e pressões ótimas de operação, que determinam também o design do ejetor considerando que tem limites geométricos de construção.

A introdução do ejetor no (SAR-C) fornece um COP potencialmente alto que poderia atingir valores tão elevados como o dobro do COP alcançado pelo (SAR-C), operando nas mesmas condições.

## 5. AGRADECIMENTOS

Os autores agradecem à CAPES (Coordenação de Aperfeiçoamento de Pessoal de Nível Superior) pelo apoio a este trabalho.

## 5. REFERÊNCIAS

- Al-Hamed, K.H.M. e Dincer, I., (2019). Investigation of a concentrated solar-geothermal integrated system with a combined ejector-absorption refrigeration cycle for a small community. *International Journal of Refrigeration*, 407-426.
- Anderson Jr, J. D., (2003). *Modern Compressible Flow*. New York: McGraw-Hill.
- Callen, H. B. (1985). *Thermodynamics and introduction to thermostatistics*. 2nd ed. New York: John Wiley & Sons.
- Chen, X. e Du, S., (2022). Feasibility study on ammonia water absorption refrigeration cycle without distillation column. *International Journal of Refrigeration*, 94-105.
- Dincer, I. e Ratlamwala T. A. H., (2016). *Integrated Absorption Refrigeration Systems: Comparative Energy and Exergy Analyses (Green Energy and Technology)*. BASEL: Springer.
- Galiotto, W., (2020). Estudo do desempenho de ciclos de refrigeração por absorção de simples e duplo efeitos utilizando NH<sub>3</sub>-H<sub>2</sub>O. *MERCOFRIO 2020 - 12º*.
- Herold, K.E., Radermacher, R. e Klein, S.A., (2016). *Absorption chillers and heat pumps*. International Standard Book: Taylor & Francis Group.
- Jácimović B., Genić S. e Stamenić, M., (2019). Reconsideration of enthalpy and entropy data and correlations for ammonia–water mixture up to 100 bar AND 535 °C. *International Journal of Refrigeration*, 83-93.
- Khalili, S. e Farshi, L.G., (2020). Design and performance evaluation of a double ejector boosted multi pressure level absorption cycle for refrigeration. *Sustainable Energy Technologies and Assessments*, 100836.
- Kumar, A. e Modi, A., (2022). Energy and exergy analysis of a novel ejector-assisted compression–absorption–resorption refrigeration system. *Energy*, 125760.
- Le Lostec, B., Galanis, N. e Millette, J., (2013). Simulation of an ammonia-water absorption chiller. *Renewable Energy*, 269-283.
- Liang, X., Zhou, S., Deng, J., He, G., Cai, D., (2019). Thermodynamic analysis of a novel combined double ejector-absorption refrigeration system using ammonia/salt working pairs without mechanical pumps. *Energy*, 895-909.
- Mendiburu, A.Z., Roberts, J.J., Rodrigues, L.J. e Verma, S.k., (2022). Thermodynamic modelling for absorption refrigeration cycles powered by solar energy and a case study for Porto Alegre, Brazil. *Energy*, 126457.
- Ott, J.B.B. e Goates, J.B., (2000). *Chemical Thermodynamics Principles and Applications*. New York: Elsevier.
- Shapiro, A.H., (1953). *The Dynamics and Thermodynamics of Compressible Flow*. New York: The Ronald Press Company.
- Singh, O. K., (2016). Performance enhancement of combined cycle power plant using inlet air cooling by exhaust heat operated ammonia-water absorption refrigeration system. *Applied Energy*, 867-879.
- Sun, D., (1997). Comparison of the performances of NH<sub>3</sub>-H<sub>2</sub>O, NH<sub>3</sub>-LiNO<sub>3</sub> and NH<sub>3</sub>-NaSCN absorption refrigeration systems. *Energy Convers*, 357-368.
- Sun, D., Eames, I.W. e Aphornratana, S., (1996). Evaluation of a novel combined ejector-absorption refrigeration cycle - I: computer simulation. *Elsevier*, 172-180.
- Tester, J.W. e Modell, M., (1997). *Thermodynamics and Its Applications*. New Jersey: Simon & Schuster Company.
- Zhou, S., He, G., Liang, X., Li, Y., Pang, Q. e Cai, D., (2022). Comparison of experimental performance of absorption refrigeration cycle using NH<sub>3</sub>/LiNO<sub>3</sub>+H<sub>2</sub>O working fluids with different water component proportions. *International Journal of Refrigeration*, 25-40.
- Zhou, S., Zhao, X., Cai, D., Deng, J., Gao, Y. e He, G., (2021). Experimental evaluation on flow boiling heat transfer of R290/POE-oil working fluid for absorption refrigeration in smooth horizontal tubes. *International Journal of Thermal Sciences*, <https://doi.org/10.1016/j.ijthermalsci.2020.106641>.

## 5. RESPONSABILIDADE PELAS INFORMAÇÕES

Os autores são os únicos responsáveis pelas informações incluídas neste trabalho.