

MERCOFRIO 2020 - 12º CONGRESSO INTERNACIONAL DE
AR CONDICIONADO, REFRIGERAÇÃO, AQUECIMENTO E VENTILAÇÃO

ESTUDO DO DESEMPENHO DE CICLOS DE REFRIGERAÇÃO POR
ABSORÇÃO DE SIMPLES E DUPLO EFEITOS UTILIZANDO NH₃-H₂O

William Galiotto – williamgaliotto9@hotmail.com

Universidade Federal do Rio Grande do Sul, www.ufrgs.br

Andrés Armando Mendiburu Zevallos – andresmendiburu@ufrgs.br

Universidade Federal do Rio Grande do Sul, www.ufrgs.br

F3 – Cálculo, Projeto e Simulação Termo Energética

Resumo. Os sistemas de refrigeração por absorção são ciclos térmicos ativados por calor onde a presença de trabalho mecânico é praticamente desprezível. Esses ciclos tem se tornado mais atrativos pelo fato de apresentarem baixo consumo de energia elétrica, baixos custos operacionais e reduzido impacto ambiental, não sendo prejudiciais à camada de ozônio. Estes sistemas também se destacam por sua versatilidade quanto as fontes de calor utilizadas, podendo utilizar fontes de baixa temperatura, como a energia solar, e reutilizar gases de combustão oriundos de processos fabris. Os sistemas de refrigeração por absorção utilizam dois fluidos de trabalho, um refrigerante e um absorvente. Os pares H₂O-LiBr e NH₃-H₂O são os mais utilizados por possuírem maiores coeficientes de performance e menores custos operacionais. A mistura NH₃-H₂O é a preferida para aplicações industriais por não apresentar problemas de cristalização a elevadas temperaturas e permitir o uso de temperaturas de evaporação negativas, fundamental para o congelamento de alimentos. Este trabalho tem como objetivo estudar o desempenho de ciclos de refrigeração por absorção de simples e duplo efeito, com diferentes parâmetros de entrada, utilizando como fluido de trabalho a mistura NH₃-H₂O. A determinação das propriedades termo físicas em todos os pontos dos ciclos e o cálculo dos balanços térmicos para todas as condições analisadas foram realizadas com o software Engineering Equation Solver – EES. A eficiência dos ciclos foi maior para temperaturas de evaporação superiores, temperaturas de condensação inferiores e temperaturas na saída do absorvedor inferiores. Os ciclos de duplo efeito em geral apresentaram valores superiores de COP.

Palavras-chave: Refrigeração por absorção, Modelagem termodinâmica, NH₃-H₂O, Eficiência energética.

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 (DINÇER; RATLAMWALA, 2016).

Para conseguir suprir essas demandas sociais, diversos segmentos de mercado, dentre eles a refrigeração, obtiveram aumentos exponenciais na sua utilização ao longo dos anos, e por consequência, no consumo de energia elétrica. Seja para aplicações envolvendo a climatização de um ambiente, promovendo o conforto térmico, ou para suprir aplicações industriais, a refrigeração é um segmento de mercado indispensável e que tende a continuar sua expansão.

De acordo com Wang, Wang e Wu (2014), tomando por base dados coletados referentes aos períodos dos verões de 2003 e 2004, 15,4% de toda energia elétrica consumida nos Estados Unidos da América, naquele período, eram consequência da utilização de equipamentos relacionados a refrigeração. Analisando outros casos, como Shanghai na China, esse percentual tende a ser ainda mais elevado, sendo a refrigeração responsável por aproximadamente 50% do consumo de toda energia elétrica no verão, de acordo com dados de 2010.

A atual matriz elétrica brasileira é extremamente dependente de grandes centrais hidrelétricas, sendo elas responsáveis por 66,6% de todo o fornecimento de eletricidade. Uma característica importante das fontes de energia renováveis, responsáveis por 83,2% de toda matriz, é sua intermitência. Em anos em que a quantidades de chuvas diminui, cria-se um grande déficit na produção dessa energia, tendo-se que recorrer para fontes não renováveis, como as termoeletricas, que encarecem a geração e geram gases prejudiciais ao meio ambiente (EMPRESA DE PESQUISA ENERGÉTICA, 2019).

Atualmente, o Sistema de Refrigeração por Compressor de Vapor (SRCV) é o mais utilizado no mercado, tendo se popularizado principalmente pelo seu bom coeficiente de performance perante os demais sistemas. Entretanto, de acordo com Goyal e Garimella (2019) o SRCV se torna menos atrativo quando levado em consideração a grande quantidade de energia primária que é necessária para suprir o seu funcionamento. Neste cenário, o Sistema de Refrigeração por Absorção (SRA) surge como uma alternativa para reduzir significativamente o consumo de energia elétrica da instalação, e por consequência, reduzir os custos operacionais.

O SRA é um ciclo térmico ativado por calor onde a presença de trabalho mecânico é praticamente desprezível. Suas principais vantagens em relação aos demais ciclos consistem em não necessitar de grandes equipamentos mecânicos

rotativos e a versatilidade de poder utilizar diversas fontes de calor, inclusive as de baixa temperatura como a energia solar (ASHRAE, 2017).

Dentre as diversas aplicações dos SRAs, Mascheroni (2012) destaca a utilização do sistema para a aplicação envolvendo a refrigeração de alimentos, mercado crescente nas últimas décadas decorrente do aumento populacional. Cantarutti (2011) acrescenta que a fácil adaptação em sistemas de cogeração de pequena escala aliado ao baixo consumo de energia elétrica necessário para o funcionamento, qualifica o SRA como uma boa alternativa inclusive para comunidades mais afastadas, onde o acesso e a infraestrutura são mais restritos.

Segundo Dincer e Ratlamwala (2016) os SRAs utilizam dois fluidos de trabalho, um refrigerante e um absorvente. O composto que possui a menor temperatura de saturação será o fluido refrigerante da mistura. Diversas combinações de fluidos são utilizadas comercialmente, se destacando principalmente os pares $\text{NH}_3\text{-H}_2\text{O}$ e $\text{H}_2\text{O-LiBr}$. Como esses sistemas não utilizam clorofluorcarbonos (CFCs) nem hidrofluorcarbonos (HFCs) como fluidos refrigerantes, o impacto ambiental é menor, contribuindo na redução do aquecimento global e não agredindo a camada de ozônio.

2. REVISÃO BIBLIOGRÁFICA

Recentemente, diversos trabalhos foram desenvolvidos envolvendo sistemas de refrigeração por absorção, principalmente utilizando como fluidos de trabalho o par $\text{NH}_3\text{-H}_2\text{O}$ e $\text{H}_2\text{O-LiBr}$. Dentre eles, os que mais agregaram a este trabalho estão apresentados abaixo.

Araújo *et al.* (2017) realizou uma análise energética de um chiller de refrigeração por absorção comercial de simples efeito utilizando a mistura $\text{NH}_3\text{-H}_2\text{O}$. O modelo matemático em regime permanente foi implementado utilizando o *software Engineering Equation Solver* (EES), utilizando os dados de medições experimentais para validar o seu modelo. Foram realizados balanços de massa, de concentração dos componentes e de energia, obtendo variações mínimas de 0,14% e máximas de 12,27%, entre os dados referentes ao calor trocado experimentalmente e na simulação.

Javanshir *et al.*, (2020) em seu trabalho apresentou uma análise de otimização de energia e custos de um ciclo de cogeração com base geotérmica usando uma solução amônia-água. A exemplo do trabalho anterior, o modelamento do ciclo de simples efeito em regime permanente foi realizado no *software* EES. A validação do modelo foi realizada com dados de outros artigos e além das análises envolvendo a geração de potência do sistema, foram simuladas diferentes pressões de evaporação, entre 1,5 e 6 bar, para determinar a influência deste parâmetro na capacidade de refrigeração, eficiência térmica e eficiência exergética. Como resultado foi observado que para este intervalo de pressões de evaporação, quanto maior a pressão, maior a eficiência energética, exergética, e capacidade de refrigeração. Uma das principais restrições para utilizar maiores pressões e temperaturas de evaporação está relacionada com a mínima temperatura que o ambiente ou fluido necessita alcançar.

Le Lostec, Galanis e Millette (2013) analisaram no ciclo de simples efeito com o par $\text{NH}_3\text{-H}_2\text{O}$ a influência da temperatura de evaporação e da fonte de calor no gerador. Para o evaporador os resultados foram muito similares com os obtidos por Javanshir *et al.*, (2020), tendo um aumento no COP e na capacidade de refrigeração com o aumento da temperatura de evaporação. Para o gerador, quanto maior for a temperatura da fonte de calor, maior a capacidade de refrigeração, entretanto, para o COP existe uma temperatura referente a um ponto de máximo, que varia com outros parâmetros da transferência de calor. Outro resultado relevante obtido neste trabalho foi a maior influência no COP da temperatura de alimentação do evaporador do que da temperatura da fonte de calor do gerador, para uma mesma variação de temperatura.

Goyal e Garimella (2019) realizaram uma análise experimental de um ciclo de absorção de baixa capacidade de refrigeração e simples efeito utilizando o par $\text{NH}_3\text{-H}_2\text{O}$. Foi implementado um algoritmo de controle para variar os parâmetros de operação em condições de cargas térmicas diferentes da nominal, com o intuito de manter os valores de COP do sistema mais elevados. Os valores obtidos de COP variaram entre 0,5 e 0,65. Os resultados obtidos neste trabalho experimental foram utilizados para fazer a validação das simulações do ciclo de simples efeito.

Não foram encontrados na bibliografia trabalhos que detalhassem a influência específica de cada parâmetro nos ciclos de duplo efeito utilizando o par $\text{NH}_3\text{-H}_2\text{O}$, muito provavelmente pela dificuldade de convergência destes modelos. Este trabalho tem como objetivo desenvolver um estudo de desempenho de ciclos de simples e duplo efeito, utilizando o par $\text{NH}_3\text{-H}_2\text{O}$ como fluido, analisando a influência dos principais parâmetros de entrada do ciclo na capacidade de refrigeração e na eficiência dos mesmos.

3. METODOLOGIA

Ao longo deste capítulo serão detalhados os ciclos de simples e duplo efeito utilizando o par $\text{NH}_3\text{-H}_2\text{O}$ como fluido de trabalho e o seu modelamento.

3.1 Modelo termodinâmico

Segundo Herold, Radermacher e Klein (2016) é importante distinguir a diferença entre a quantidade de estágios e de efeitos que um ciclo de refrigeração por absorção possui. O número de efeitos é referente a quantidade de vezes que uma mesma porção de calor é utilizada para gerar vapor no refrigerante, enquanto o número de estágios refere-se à quantidade de circuitos de solução no sistema. O ciclo apresentado na Fig. 1 (a) é um exemplo de ciclo de simples efeito e simples estágio, enquanto o ciclo apresentado na Fig. 1 (b) se trata de um ciclo de duplo efeito e duplo estágio.

O sistema de refrigeração por absorção de simples efeito é composto usualmente por 10 equipamentos, que são: um gerador, um absorvedor, um condensador, um evaporador, uma bomba, duas válvulas de expansão, um trocador de calor de solução, um trocador de calor de refrigerante e um retificador.

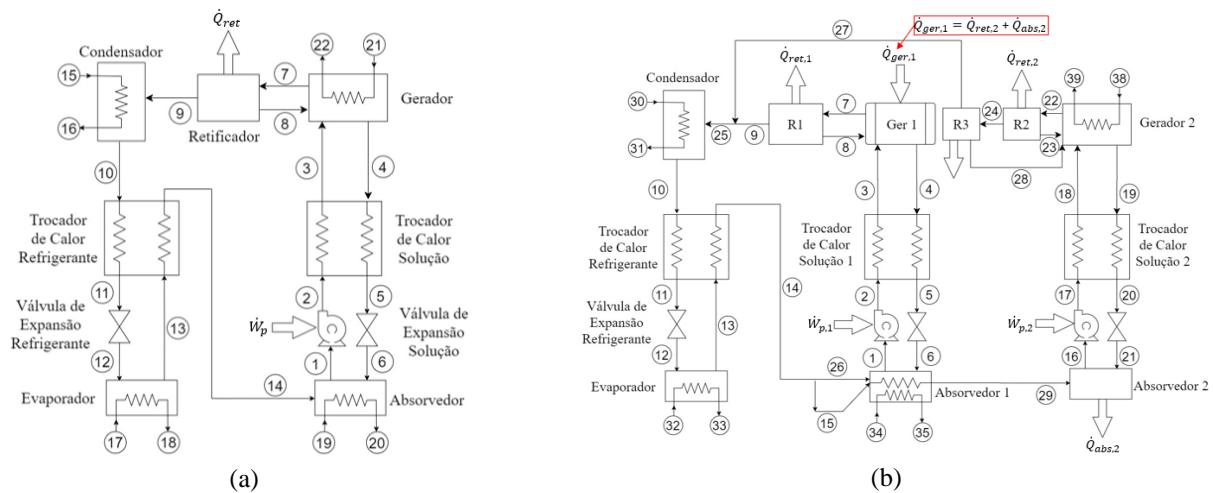


Figura 1. (a) Ciclo de simples efeito e simples estágio. (b) Ciclo de duplo efeito e duplo estágio

De acordo com Hundy, Trott e Welch (2016) no gerador entra uma solução forte (rica em refrigerante), onde ela recebe calor com o intuito de evaporar o refrigerante da mistura, baseado na diferença de temperatura de saturação entre o refrigerante e o absorvente. Essa fonte de calor pode vir de diferentes fontes, como por exemplo energia solar e rejeitos de calor de processos industriais.

O refrigerante que evapora deixa o gerador no estado (7), enquanto a solução fraca (pobre em refrigerante), segue para o estado (4). Conforme Herold, Radermacher e Klein (2016) calor é fornecido no gerador para evaporar o refrigerante e separar ele do absorvente, entretanto, uma porção pequena de absorvente também pode acabar evaporando. Para se obter a melhor condição de eficiência do sistema, é desejável que o refrigerante chegue ao condensador com o mais elevado grau de pureza possível. Araújo (2010) acrescenta que para garantir um maior grau de pureza do refrigerante, é aconselhável após o gerador instalar um retificador, que irá proporcionar um resfriamento nestes vapores e favorecer a condensação do absorvente, elevando o percentual de pureza do refrigerante que segue para o condensador. Os condensados do retificador retornam ao gerador.

O refrigerante entra no condensador com elevada pressão e na forma de vapor (9), onde calor é rejeitado até se transformar em mistura saturada de refrigerante com título próximo de zero, no estado (10). Após passar pelo condensador, o fluido passa pelo trocador de calor de refrigerante, onde perde calor até tornar-se sub resfriado, no estado (11), o que aumenta o efeito refrigerante e por consequência o Coeficiente de Performance (COP) do sistema. Este refrigerante que continua a elevada pressão passa pela válvula de expansão, que gera uma perda de pressão associada a uma diminuição de temperatura, além de um aumento no percentual de vapor da mistura, passando pelo estado (12) e entrando no evaporador (DINÇER; RATLAMWALA, 2016; MANSOURI et al., 2015).

No evaporador essa mistura de refrigerante saturada a baixa pressão e temperatura absorve calor da fonte que se deseja resfriar, tendo como consequência a evaporação do refrigerante que passa para o estado (13). Antes de ir para o absorvedor, o refrigerante retira calor do refrigerante condensado que deixa o condensador. A solução fraca que retornou do gerador no estado (4), com elevada pressão e temperatura, passa pelo trocador de calor regenerativo e segue para a válvula de expansão, perdendo calor e gerando uma perda de pressão na solução no estado (6), entrando no absorvedor. No absorvedor o refrigerante é absorvido pela solução fraca, rica em absorvente, gerando um processo exotérmico, formando uma solução líquida, rica em refrigerante, que deixará o absorvedor no estado (1) sendo bombeada para o trocador de calor regenerativo (DINÇER; RATLAMWALA, 2016).

De acordo com Cantarutti (2011), o trocador de calor regenerativo tem o intuito de aumentar o COP do ciclo, utilizando o calor da solução fraca que retorna do gerador para aquecer a solução forte que está sendo bombeada para o gerador.

Segundo Dinçer e Ratlamwala (2016) ciclos de simples efeito como o apresentado na Fig. 1 (a) possuem COP em torno de 0,7, enquanto que ciclos de duplo efeito podem alcançar valores de COP mais elevados, próximos de 1,2. Além da configuração dos ciclos, o COP dos ciclos é diretamente afetado pela escolha das temperaturas de evaporação e condensação, além dos fluidos de trabalho.

No ciclo apresentado na Fig. 1 (b), o que caracteriza os dois efeitos é a troca de calor interna, onde a fonte de calor externa fornece calor ao Gerador 1, enquanto o Gerador 2 utiliza o calor rejeitado do Retificador 2 e do Absorvedor 2. Assim, a mesma fonte de calor é utilizada duas vezes para gerar vapor do refrigerante, aumentando sua eficiência. Analisando do ponto de vista termodinâmico, como o ciclo de duplo estágio necessita de uma fonte de calor de maior temperatura, possui uma exergia maior, o que permite que este ciclo possua um coeficiente de performance superior.

Outra particularidade do ciclo de duplo efeito e duplo estágio está na utilização de dois retificadores no estágio de alta temperatura. Isto se faz necessário pois o gerador de alta temperatura produz vapor com maior teor de absorvente quando comparado ao estágio de baixa temperatura. O projeto dos retificadores é realizado de forma que a solução que sai do Retificador 2 tenha temperatura suficiente para transferir calor ao Gerador 1, enquanto que o vapor que sai do Retificador 3 esteja na mesma concentração e temperatura que o refrigerante que sai do Retificador 1, assim se somando os dois escoamentos para entrar no condensador. O escoamento que sai do Trocador de Calor do Refrigerante alimenta os dois absorvedores, sendo que a ramificação que vai para o Absorvedor 2, que opera em maior temperatura, retira parte do calor rejeitado pelo Absorvedor 1, contribuindo para o aumento de eficiência do ciclo. Existem ao menos 26 configurações diferentes para ciclos de duplo estágio, sendo o ciclo apresentado na Fig. 1 (b) um dos mais estudados em detalhes. (HEROLD; RADERMACHER; KLEIN, 2016).

3.2 Propriedades termo físicas das soluções

Segundo Mansouri et al (2015) a mistura NH₃-H₂O é utilizada a muitas décadas como fluido de trabalho em sistemas de refrigeração por absorção, sendo uma das mais utilizadas devido a sua capacidade de operar também em temperaturas de evaporação negativas, fato determinante para muitas aplicações industriais. Definir as propriedades termo físicas é fundamental para que se possa simular um ciclo de refrigeração por absorção. Diversas equações são encontradas na literatura para definir essas propriedades, como funções polinomiais e equações cúbicas de estado.

Entretanto, de acordo com Goyal e Garimella (2019), o cálculo das propriedades das misturas pode ser um problema computacional complexo utilizando os métodos tradicionais das equações de estado. No caso das misturas azeotrópicas, como NH₃-H₂O, estas dificuldades estão principalmente associadas a não linearidade das propriedades independentes usadas para calculá-las, sendo recomendada a utilização de um solucionador iterativo para o cálculo de cada ponto. O cálculo das propriedades termodinâmicas de soluções, como NH₃-H₂O, são encontradas nas aplicações REFPROP do Instituto Nacional de Padrões e Tecnologia (NIST) e nas bibliotecas de propriedades do *Engineering Equation Solver* (EES), *software* utilizado no modelamento deste trabalho.

O EES é uma ferramenta muito versátil, que dentre as suas diversas funções, utiliza o método de Newton-Raphson para solucionar numericamente as equações algébricas não lineares acopladas. Ele possui uma vasta biblioteca com propriedades termo físicas de fluidos, inclusive para misturas como os pares amônia-água e água-LiBr, essenciais para o estudo de ciclos de SRA. Além disto, a possibilidade de resolver tabelas paramétricas, realizar otimizações, conversões de unidades e plotar gráficos caracterizam o EES como uma ferramenta poderosa para análise e modelagem de SRA (HEROLD; RADERMACHER; KLEIN, 2016).

Para determinar o estado termodinâmico de um ponto do ciclo, para uma substância pura, são necessárias apenas duas propriedades que sejam independentes, como por exemplo, pressão e entalpia. No caso das misturas, são necessárias três, como por exemplo, pressão, temperatura e concentração. Uma vez fornecidas essas propriedades, a biblioteca do EES determina todos as demais propriedades referentes a aquele ponto do ciclo.

Com o objetivo de reduzir o número de incógnitas do sistema, é comum negligenciar as perdas de pressão nos trocadores de calor, assim adotando apenas duas pressões no sistema. Dessa forma, assume-se que as alterações de pressão ocorrem apenas nas válvulas de expansão e nas bombas, sendo as duas pressões fixadas pelas condições de saturação nas saídas do evaporador e do condensador (ARAÚJO et al., 2017; MANSOURI et al., 2015).

3.2 Implementação do modelo

A implementação do modelo foi realizada no *software* EES para os dois ciclos apresentados anteriormente, de simples e duplo efeito. Para todos os componentes dos sistemas, foram implementados balanços de conservação de massa, balanços de massa dos componentes da mistura e balanços de energia. Na Eq. 1 está apresentada a equação de conservação de massa para ambos os ciclos, sendo que a vazão mássica é representada por \dot{m} .

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

Na Tab. 1 estão indicadas as variáveis que substituídas na Eq. 1 completam os balanços de massa para todos os volumes de controle. As numerações apresentadas na Tab. 1 são correspondentes as numerações utilizadas nas Fig. 1(a) e Fig. 1(b), sendo correspondentes aos ciclos de simples e duplo efeito, respectivamente.

Assim como foi realizado para a conservação de massa, para todos os volumes de controle foram realizados os balanços de massa dos componentes da mistura, representados pela Eq. 2. A concentração de fluido refrigerante em cada ponto está representada pela variável x . Para cada vazão mássica apresentado na Tab. 1, multiplica-se o valor da concentração correspondente para fechar os balanços. A soma das concentrações de NH₃ e das concentrações de H₂O para um mesmo ponto obrigatoriamente devem ser iguais a 1.

Foram implementados na programação todos os balanços de conservação de energia para cada volume de controle, desprezando-se as variações de energia cinética e potencial, representados de forma genérica pela Eq. 3. A exemplo do que foi realizado na Tab. 1, nas Tab. 2 e Tab. 3 foram expressos as variáveis para serem substituídas da Eq. 3 para fechar

todos os balanços dos volumes de controle, sendo referentes aos ciclo de simples e duplo efeito, respectivamente, com seus índices referenciados pelas Fig. 1(a) e Fig. 1(b). As entalpias específicas em cada ponto estão representadas pela variável h .

Tabela 1. Balanço de massa dos ciclos de simples e duplo efeito

Volume de Controle	Simples Efeito		Duplo Efeito	
	$\sum_{in} \dot{m}_{in}$	$\sum_{out} \dot{m}_{out}$	$\sum_{in} \dot{m}_{in}$	$\sum_{out} \dot{m}_{out}$
Bomba de Solução 1	\dot{m}_1	\dot{m}_2	\dot{m}_1	\dot{m}_2
Trocador de Calor Solução 1	\dot{m}_2, \dot{m}_4	\dot{m}_3, \dot{m}_5	\dot{m}_2, \dot{m}_4	\dot{m}_3, \dot{m}_5
Válvula de Expansão – Solução 1	\dot{m}_5	\dot{m}_6	\dot{m}_5	\dot{m}_6
Gerador 1	\dot{m}_3, \dot{m}_8	\dot{m}_4, \dot{m}_7	\dot{m}_3, \dot{m}_8	\dot{m}_4, \dot{m}_7
Retificador 1	\dot{m}_7	\dot{m}_8, \dot{m}_9	\dot{m}_7	\dot{m}_8, \dot{m}_9
Misturador antes do Condensador	-	-	\dot{m}_{27}, \dot{m}_9	\dot{m}_{25}
Condensador	\dot{m}_9	\dot{m}_{10}	\dot{m}_{25}	\dot{m}_{10}
Trocador de Calor Refrigerante	\dot{m}_{15}	\dot{m}_{16}	\dot{m}_{30}	\dot{m}_{31}
Válvula de Expansão - Refrigerante	$\dot{m}_{10}, \dot{m}_{13}$	$\dot{m}_{11}, \dot{m}_{14}$	$\dot{m}_{10}, \dot{m}_{13}$	$\dot{m}_{11}, \dot{m}_{14}$
Evaporador	\dot{m}_{11}	\dot{m}_{12}	\dot{m}_{11}	\dot{m}_{12}
Divisor antes do Absorvedor 1	\dot{m}_{12}	\dot{m}_{13}	\dot{m}_{12}	\dot{m}_{13}
Absorvedor 1	\dot{m}_{17}	\dot{m}_{18}	\dot{m}_{32}	\dot{m}_{33}
Absorvedor 2	-	-	\dot{m}_{14}	$\dot{m}_{26}, \dot{m}_{15}$
Bomba de Solução 2	\dot{m}_{14}, \dot{m}_6	\dot{m}_1	$\dot{m}_{26}, \dot{m}_{15}, \dot{m}_6$	\dot{m}_1, \dot{m}_{29}
Trocador de Calor Solução 2	\dot{m}_{19}	\dot{m}_{20}	$\dot{m}_{29}, \dot{m}_{21}$	\dot{m}_{16}
Válvula de Expansão – Solução 2	-	-	\dot{m}_{34}	\dot{m}_{35}
Gerador 2	-	-	\dot{m}_{16}	\dot{m}_{17}
Retificador 2	-	-	$\dot{m}_{17}, \dot{m}_{19}$	$\dot{m}_{18}, \dot{m}_{20}$
Retificador 3	-	-	\dot{m}_{20}	\dot{m}_{21}
	-	-	$\dot{m}_{18}, \dot{m}_{23}$	$\dot{m}_{19}, \dot{m}_{22}$
	-	-	\dot{m}_{38}	\dot{m}_{39}
	-	-	\dot{m}_{22}	$\dot{m}_{23}, \dot{m}_{24}$
	-	-	\dot{m}_{24}	$\dot{m}_{28}, \dot{m}_{27}$

$$\sum_{in} \dot{m}_{in} x_{in} = \sum_{out} \dot{m}_{out} x_{out} \quad (2)$$

$$\dot{Q} + \sum_{in} \dot{m}_{in} h_{in} = \sum_{out} \dot{m}_{out} h_{out} + \dot{W} \quad (3)$$

Tabela 2. Balanço de energia do ciclo de simples efeito

Volume de Controle	\dot{Q}	$\sum_{in} \dot{m}_{in}$	$\sum_{in} h_{in}$	$\sum_{out} \dot{m}_{out}$	$\sum_{out} h_{out}$	\dot{W}
Bomba de Solução	0	\dot{m}_1	h_1	\dot{m}_2	h_2	\dot{W}_p
Trocador de Calor Solução	0	\dot{m}_2, \dot{m}_4	h_2, h_4	\dot{m}_3, \dot{m}_5	h_3, h_5	0
Válvula de Expansão - Solução	0	\dot{m}_5	h_5	\dot{m}_6	h_6	0
Gerador	\dot{Q}_{ger}	\dot{m}_3, \dot{m}_8	h_3, h_8	\dot{m}_4, \dot{m}_7	h_4, h_7	0
Retificador	\dot{Q}_{ret}	\dot{m}_7	h_7	\dot{m}_8, \dot{m}_9	h_8, h_9	0
Condensador	\dot{Q}_{cond}	\dot{m}_9	h_9	\dot{m}_{10}	h_{10}	0
Válvula de Expansão - Refrigerante	0	\dot{m}_{10}	h_{10}	\dot{m}_{12}	h_{12}	0
Evaporador	\dot{Q}_{evap}	\dot{m}_{12}	h_{12}	\dot{m}_{13}	h_{13}	0
Absorvedor	\dot{Q}_{abs}	\dot{m}_{13}, \dot{m}_6	h_{13}, h_6	\dot{m}_1	h_1	0

Para ambos os ciclos, foram incluídos escoamentos externos para realizar as trocas térmicas, como pode ser verificado nas Fig. 1(a) e Fig. 1(b). Para estes escoamentos, a água foi adotada como fluido, sendo especificadas vazões

mássicas e temperaturas de entrada. Para os cálculos dos trocadores de calor, foi utilizado o produto do coeficiente de transferência de calor global (U) pela área de troca térmica (A), juntamente com a diferença logarítmica de temperatura, (ΔT_{lm}). Na Eq. 4 está especificado de forma genérica o cálculo para todos os trocadores de calor com escoamento externo de água e na Eq. 5 está apresentado o cálculo da diferença logarítmica de temperaturas, onde h e c referem-se aos lados quentes e frios, respectivamente (HEROLD; RADERMACHER; KLEIN, 2016).

Tabela 3. Balanço de energia do ciclo de duplo efeito

Volume de Controle	\dot{Q}	$\sum_{in} \dot{m}_{in}$	$\sum_{in} h_{in}$	$\sum_{out} \dot{m}_{out}$	$\sum_{out} h_{out}$	\dot{W}
Bomba de Solução 1	0	\dot{m}_1	h_1	\dot{m}_2	h_2	$\dot{W}_{p,1}$
Trocador de Calor Solução 1	0	\dot{m}_2, \dot{m}_4	h_2, h_4	\dot{m}_3, \dot{m}_5	h_3, h_5	0
Válvula de Expansão – Solução 1	0	\dot{m}_5	h_5	\dot{m}_6	h_6	0
Gerador 1	$\dot{Q}_{ger,1}$	\dot{m}_3, \dot{m}_8	h_3, h_8	\dot{m}_4, \dot{m}_7	h_4, h_7	0
Retificador 1	$\dot{Q}_{ret,1}$	\dot{m}_7	h_7	\dot{m}_8, \dot{m}_9	h_8, h_9	0
Misturador antes do Condensador	0	\dot{m}_{27}, \dot{m}_9	h_{27}, h_9	\dot{m}_{25}	h_{25}	0
Condensador	\dot{Q}_{cond}	\dot{m}_{25}	h_{25}	\dot{m}_{10}	h_{10}	0
Trocador de Calor Refrigerante	0	$\dot{m}_{10}, \dot{m}_{13}$	h_{10}, h_{13}	$\dot{m}_{11}, \dot{m}_{14}$	h_{11}, h_{14}	0
Válvula de Expansão - Refrigerante	0	\dot{m}_{11}	h_{11}	\dot{m}_{12}	h_{12}	0
Evaporador	\dot{Q}_{evap}	\dot{m}_{12}	h_{12}	\dot{m}_{13}	h_{13}	0
Divisor antes do Absorvedor 1	0	\dot{m}_{14}	h_{14}	$\dot{m}_{26}, \dot{m}_{15}$	h_{26}, h_{15}	0
Absorvedor 1	$\dot{Q}_{abs,1}$	$\dot{m}_{26}, \dot{m}_{15}, \dot{m}_6$	h_{26}, h_{15}, h_6	\dot{m}_1, \dot{m}_{29}	h_1, h_{29}	0
Absorvedor 2	$\dot{Q}_{abs,2}$	$\dot{m}_{29}, \dot{m}_{21}$	h_{29}, h_{21}	\dot{m}_{16}	h_{16}	0
Bomba de Solução 2	0	\dot{m}_{16}	h_{16}	\dot{m}_{17}	h_{17}	$\dot{W}_{p,2}$
Trocador de Calor Solução 2	0	$\dot{m}_{17}, \dot{m}_{19}$	h_{17}, h_{19}	$\dot{m}_{18}, \dot{m}_{20}$	h_{18}, h_{20}	0
Válvula de Expansão – Solução 2	0	\dot{m}_{20}	h_{20}	\dot{m}_{21}	h_{21}	0
Gerador 2	$\dot{Q}_{ger,2}$	$\dot{m}_{18}, \dot{m}_{23}$	h_{18}, h_{23}	$\dot{m}_{19}, \dot{m}_{22}$	h_{19}, h_{22}	0
Retificador 2	$\dot{Q}_{ret,2}$	\dot{m}_{22}	h_{22}	$\dot{m}_{23}, \dot{m}_{24}$	h_{23}, h_{24}	0
Retificador 3	$\dot{Q}_{ret,3}$	\dot{m}_{24}	h_{24}	$\dot{m}_{28}, \dot{m}_{27}$	h_{28}, h_{27}	0

$$\dot{Q} = UA\Delta T_{lm} \quad (4)$$

$$\Delta T_{lm} = \frac{(T_{h,1} - T_{c,1}) - (T_{h,2} - T_{c,2})}{\ln \frac{T_{h,1} - T_{c,1}}{T_{h,2} - T_{c,2}}} \quad (5)$$

De acordo com Araújo *et al.* (2017) com o intuito de simplificar o cálculo da potência das bombas é usual simplificar o modelo como sendo adiabático, isentrópico e isocórico, assim a potência das bombas é calculada utilizando a Eq. 6. Dinçer e Ratlamwala (2016) acrescentam que esta simplificação não acarreta erros relevantes a modelagem.

$$\dot{W}_p = \frac{v \cdot \dot{m}_{in}}{\eta_p} (P_{out} - P_{in}) \quad (6)$$

Para avaliar a eficiência dos ciclos, será utilizado como parâmetro o coeficiente de performance, que é a razão entre a capacidade de refrigeração (\dot{Q}_{evap}) e a soma da potência da bomba (\dot{W}_p) e o calor fornecido ao gerador pela fonte de calor externa (\dot{Q}_{ger}), conforme a Eq. 7. Quanto maior o COP, mais eficiente é o ciclo de refrigeração.

$$COP = \frac{\dot{Q}_{evap}}{\dot{W}_p + \dot{Q}_{ger}} \quad (7)$$

3.4 Parâmetros de operação adotados

Na modelagem dos ciclos, alguns pontos foram simplificados adotando condições de saturação. De acordo com Herold, Radermacher e Klein (2016) em uma máquina real as condições nestes pontos não seriam exatamente saturadas, entretanto, essa é uma simplificação conveniente neste tipo de modelamento e fornecem uma precisão adequada para cálculos de projetos típicos. Na Tab. 4 estão descritos os pontos dos ciclos adotados como saturados.

Tabela 4. Pontos adotados como saturados nos ciclos

	Simple Estágio	Duplo Estágio
Líquido Saturado	Q_1, Q_4, Q_8, Q_{10}	$Q_1, Q_4, Q_8, Q_{10}, Q_{16}, Q_{19}, Q_{23}, Q_{28}$
Vapor Saturado	Q_7, Q_9	$Q_7, Q_9, Q_{22}, Q_{24}, Q_{27}$

Na saída do evaporador é desejável que o fluido esteja no estado bifásico, garantindo a prevalência da troca de calor latente, mas com o título próximo de 1 para obter o máximo efeito refrigerante. Sendo assim, o título na saída do evaporador foi definido como sendo 0,97 (HEROLD; RADERMACHER; KLEIN, 2016). Além da simplificação referente aos pontos de saturação, foram adotadas as simplificações listadas abaixo, também utilizadas pelos autores Le Lostec, Galanis, Millette (2013), Araújo *et al.* (2017) e Villa, dos Santos (2018):

- Regime estacionário;
- Perdas de carga desprezíveis;
- Trocas de calor com o ambiente externo desprezíveis;
- Variações de energia cinética e potencial desprezíveis;
- Bombeamento isentrópico, isocórico e adiabático;
- A solução que deixa os retificadores 1 e 3 possui concentração de amônia entre 99,5 e 100%;

A eficácia dos trocadores de calor internos, refrigerante e solução, foram arbitradas como sendo 0,8, baseado nos dados apresentados por Herold, Radermacher e Klein (2016). O dimensionamento destes trocadores de calor além de ser uma decisão de engenharia, deve levar em consideração também aspectos econômicos. Para o gerador de calor, condensador, evaporador e absorvedor, que possuem escoamentos externos, foram utilizados como dados de entrada as vazões mássicas, as temperaturas de entrada da água e o produto UA. Os valores atribuídos a esses trocadores, apresentados na Tab. 5, são valores usuais de trocadores reais.

Tabela 5. Parâmetros de operação dos trocadores de calor

Trocador de Calor	UA [kW/k]	\dot{m} [kg/s]
Gerador de Calor	10	7,5
Condensador	30	12,5
Evaporador	20	7,5
Absorvedor	30	12,5

Adaptado de: Herold, Radermacher e Klein (2016)

Os ciclos de duplo efeito, devido a sua maior complexidade, podem apresentar maiores dificuldades para que haja a convergência dos resultados. Por este motivo, foram mantidas constantes as variações das concentrações de amônia das linhas entre o Trocador de Calor de Solução e o Gerador, conforme apresentado na Eq. 8. Este valor foi baseado no trabalho de Herold, Radermacher e Klein (2016).

$$x_3 - x_4 = x_{18} - x_{19} = 0,04 \quad (8)$$

4 RESULTADOS E DISCUSSÕES

4.1 Validação dos modelos

A validação do ciclo de simples efeito foi realizada comparando os dados simulados obtidos no presente trabalho com os dados experimentais apresentados por Goyal e Garimella (2019), onde foi ensaiado um ciclo de absorção de simples efeito, utilizando o par NH₃-H₂O como fluidos de trabalho. Considerando-se uma temperatura de evaporação (T₁₃) de 9 °C, uma temperatura de entrada do escoamento externo no Condensador (T₁₅), no Absorvedor (T₁₉) de 37 °C e uma temperatura da fonte de calor (T₂₁) de 145 °C, no trabalho experimental foi obtido um COP de 0,6, enquanto que nesta simulação o COP obtido com esses parâmetros foi de 0,619, uma diferença de aproximadamente 3%.

Para o ciclo de duplo efeito, devido a maior dificuldade de se encontrar trabalhos experimentais para validação, comparou-se os resultados simulados com os apresentados por Herold, Radermacher e Klein (2016). Para uma temperatura de evaporação (T₁₃) de -10 °C, temperatura de condensação (T₁₀) de 40 °C e temperatura na saída do Absorvedor 1 (T₁), foram encontrados valores de COP de aproximadamente 0,5 para ambos os trabalhos.

4.2 Ciclo de simples efeito e simples estágio

Com o intuito de analisar a influência das temperaturas dos escoamentos externos no ciclo de refrigeração por absorção de simples efeito, e por consequência, obter parâmetros de operação mais eficientes energeticamente, foram variadas as temperaturas de entrada dos escoamentos externos do Gerador, Evaporador, Absorvedor e Condensador. Para todas as análises, foram mantidas constantes todos os parâmetros de operação adotados na seção anterior.

Para o volume de controle envolvendo o Gerador, mantendo constantes as temperaturas de entrada dos escoamentos externos do Condensador ($T_{15}=35\text{ °C}$), Evaporador ($T_{17}=4\text{ °C}$), Absorvedor ($T_{19}=35\text{ °C}$) e variando a temperatura de entrada da fonte de calor do gerador (T_{21}) entre 85 °C e 145 °C , foram obtidos os resultados disponíveis na Fig. 2 (a).

Como pode ser observado, conforme aumentou a temperatura da fonte de calor, aumentou também proporcionalmente a temperatura do vapor de refrigerante que deixa o gerador, variando entre $83,8\text{ °C}$ e $98,6\text{ °C}$. Como a quantidade de calor fornecido ao Gerador é diretamente proporcional à temperatura da fonte de calor, com o aumento da T_{21} foi também aumentada a vazão mássica de refrigerante evaporada, o que resultou em um aumento da capacidade de refrigeração, variando entre $35,12\text{ kW}$ para o menor valor de T_{21} e $167,3\text{ kW}$ para a máxima T_{21} analisada, representando um aumento percentual de $476,5\%$.

Referente ao coeficiente de performance do ciclo, percebe-se que o COP varia parabolicamente em relação a temperatura da fonte de calor, obtendo o valor mínimo de $0,42$ para temperatura mínima analisada e obtendo seu ponto de máximo para $T_{21}=123\text{ °C}$ e $T_7=91\text{ °C}$. É importante ressaltar que os valores de UA e vazão mássica do gerador influenciam diretamente nos resultados obtidos, pois regem a transferência de calor no gerador. Isso significa que para geradores com valores de UA ou vazões mássicas maiores, o valor da temperatura da fonte de calor que resultaria no máximo COP sofreria alterações. Para esta análise a temperatura do refrigerante na saída do gerador, T_7 , seria um parâmetro menos dependente associado ao COP. O comportamento do COP percebida neste gráfico é corroborada com a análise realizada por Herold, Radermacher e Klein (2016). Um aumento de 10 °C na temperatura de da fonte de calor resultou em um aumento de $74,86\%$ na capacidade de refrigeração do ciclo.

A exemplo da simulação realizada para o Gerador, foi analisada a influência da temperatura de entrada do escoamento externo no Evaporador T_{17} , variando entre 0 e 20 °C . Para esta simulação, foram adotadas as mesmas temperaturas de entrada dos escoamentos externos do Condensador e Absorvedor, utilizando a temperatura de 123 °C como temperatura da fonte de calor do Gerador.

Conforme pode ser observado na Fig. 2 (b), tanto o COP como a capacidade de refrigeração aumentaram com o aumento da T_{17} , sendo obtido um COP de $0,63$ e uma capacidade de refrigeração de 185 kW para a temperatura de entrada de água de no evaporador de 20 °C . Este mesmo comportamento foi observado nos trabalhos de Javanshir et al., (2020) e Le Lostec, Galanis e Millette (2013). Um aumento de 10 °C na temperatura de entrada do evaporador resultou em um aumento de $14,52\%$ no COP e $34,64\%$ na capacidade de refrigeração.

Para esta análise, o aumento na temperatura de entrada do escoamento externo está variando juntamente com a temperatura de evaporação. Apesar de ser um parâmetro de grande influência no COP, as temperaturas de entrada e saída dos escoamentos externos no evaporador costumam ser limitadas pela aplicação do sistema de refrigeração.

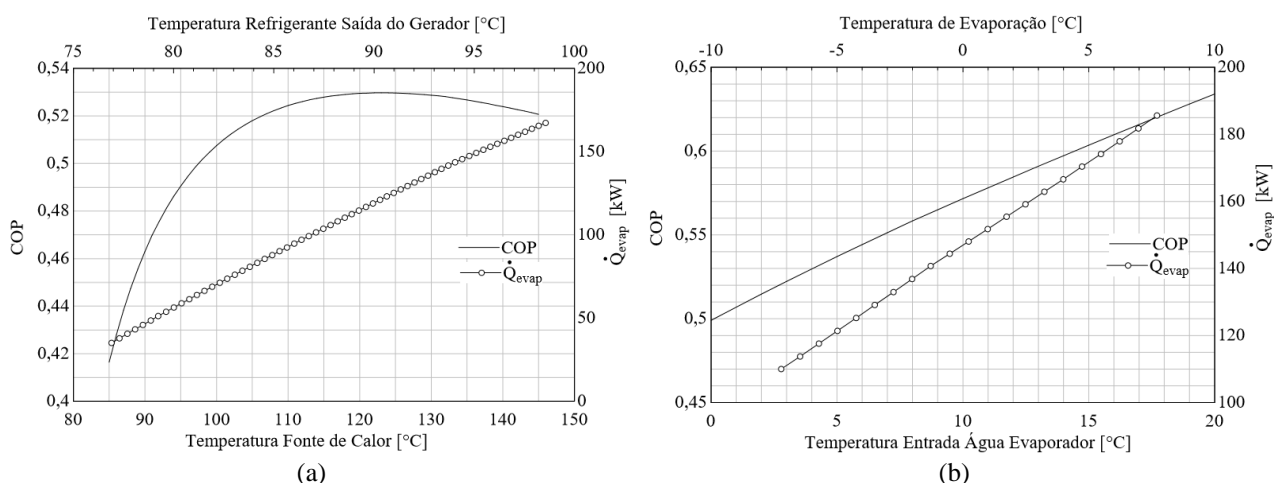


Figura 2. (a) Influência da temperatura de entrada da fonte de calor (T_{21}) no Gerador. (b) Influência da temperatura de entrada do escoamento externo (T_{17}) no Evaporador

Mantendo-se constantes as temperaturas dos escoamentos externos no Condensador ($T_{15}=35\text{ °C}$), Evaporador ($T_{17}=4\text{ °C}$) e Gerador ($T_{21}=123\text{ °C}$), foram variadas as temperaturas de entrada de água do Absorvedor (T_{19}) entre 0 e 40 °C . Os maiores valores de COP e capacidade de refrigeração foram obtidos para as menores temperaturas de entrada do escoamento externo no absorvedor, pois a retirada de calor da mistura no absorvedor favorece a solubilização do refrigerante no absorvente, o que aumenta a concentração de refrigerante que será bombeado para o restante do sistema. Uma diminuição de 10 °C na temperatura de entrada da água no absorvedor resultou em um ganho de $3,07\%$ no COP e de $18,04\%$ na capacidade de refrigeração, como pode ser observado na Fig. 3 (a).

Ao analisar a influência da temperatura de entrada da água no condensador (T_{15}), observa-se um comportamento muito similar ao observado no absorvedor, conforme pode ser visto na Fig. 3 (b). Quanto mais baixa a temperatura de entrada do escoamento externo (T_{15}), maior o COP e maior a capacidade de refrigeração. Para um decréscimo de 10 °C na temperatura de entrada da água no condensador, aumenta-se em $3,12\%$ o COP e $14,3\%$ a capacidade de refrigeração.

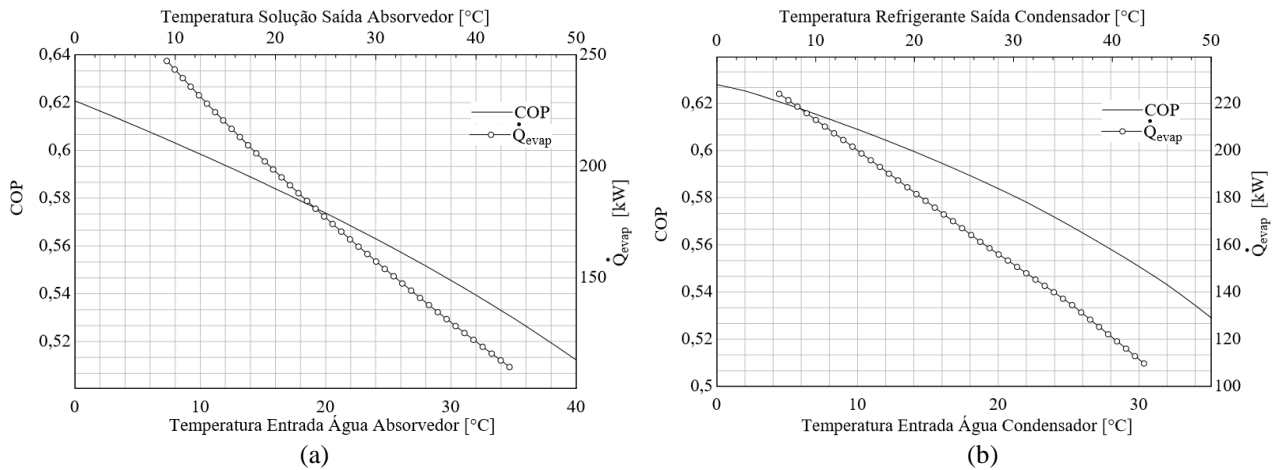


Figura 3. (a) Influência da temperatura de entrada do escoamento externo (T_{19}) no Absorvedor. (b) Influência da temperatura de entrada do escoamento externo (T_{15}) no Condensador

4.3 Ciclo de duplo efeito e duplo estágio

Para as análises realizadas no ciclo de refrigeração por absorção de duplo efeito, foram variadas as temperaturas das misturas NH_3-H_2O de todos os trocadores de calor apresentados na Fig 1 (b) com escoamentos externos, ao contrário da análise anterior, onde estavam sendo variadas as temperaturas de entrada dos escoamentos externos.

Para o Evaporador, foram variadas as temperaturas de evaporação (T_{13}) de $-10\text{ }^{\circ}C$ até $4\text{ }^{\circ}C$, mantendo constante a temperatura de condensação ($T_{10}=40\text{ }^{\circ}C$) e a temperatura de saída da solução do Absorvedor 1 ($T_1=40\text{ }^{\circ}C$). De acordo com a Fig. 4 (a), conforme a temperatura de evaporação foi aumentando, aumentaram também os valores obtidos para o COP do ciclo e a capacidade de refrigeração. Para um aumento de $10\text{ }^{\circ}C$ na temperatura de evaporação, foi obtido um aumento de 40,2% no COP e de 30,8% na capacidade de refrigeração. Este mesmo comportamento também foi observado para o ciclo de simples efeito, entretanto a variação percentual no COP e na capacidade de refrigeração foram menores.

Para a análise realizada no Absorvedor, mantendo-se constantes as temperaturas de evaporação ($T_{13}=0\text{ }^{\circ}C$) e condensação ($T_{10}=40\text{ }^{\circ}C$), foram variadas as temperaturas de saída da solução do Absorvedor entre $36\text{ }^{\circ}C$ e $46\text{ }^{\circ}C$. Conforme apresentado na Fig. 4 (b), com a diminuição da temperatura do absorvedor aumentaram os valores referentes ao COP e a capacidade de refrigeração. Este mesmo comportamento foi observado no ciclo de simples efeito, entretanto as variações percentuais foram maiores no ciclo de duplo efeito, aumentando em aproximadamente 14% o COP e a capacidade de refrigeração para um decréscimo de $10\text{ }^{\circ}C$ na T_1 .

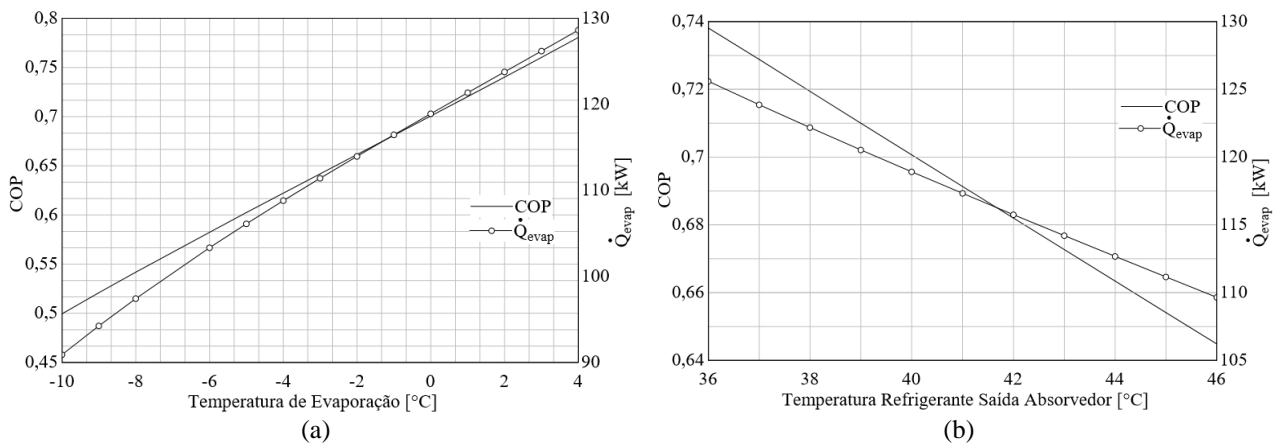


Figura 4. (a) Influência da temperatura evaporação no COP e na capacidade de refrigeração. (b) Influência da temperatura do absorvedor no COP e na capacidade de refrigeração

Para a análise envolvendo o Condensador, mantendo-se constante a temperatura de evaporação ($T_{13}=0\text{ }^{\circ}C$) e a temperatura na saída de solução do absorvedor ($T_1=36\text{ }^{\circ}C$), foram variadas as temperaturas de condensação entre $38\text{ }^{\circ}C$ e $50\text{ }^{\circ}C$. Foram plotados na Fig. 5 os resultados obtidos, onde é possível verificar que ocorreu um comportamento muito similar ao observado no Absorvedor e nos resultados para o ciclo de simples estágio, o COP e a capacidade de refrigeração aumentaram com a diminuição na temperatura de condensação. Para uma diminuição de $10\text{ }^{\circ}C$ na temperatura de condensação, foi obtido um aumento de 17,8% no COP e 8,57% na capacidade de refrigeração.

Outra análise importante que pode ser realizada a partir da Fig. 8 é como varia a temperatura da saída do Gerador 2, alimentado pela fonte de calor, em função da temperatura de condensação. Para a condição apresentada nesta análise, a temperatura da fonte de calor necessita ser superior a 148,1 °C para que ocorra a condensação a 39 °C e superior a 174,9 °C para que haja uma condensação a 50 °C.

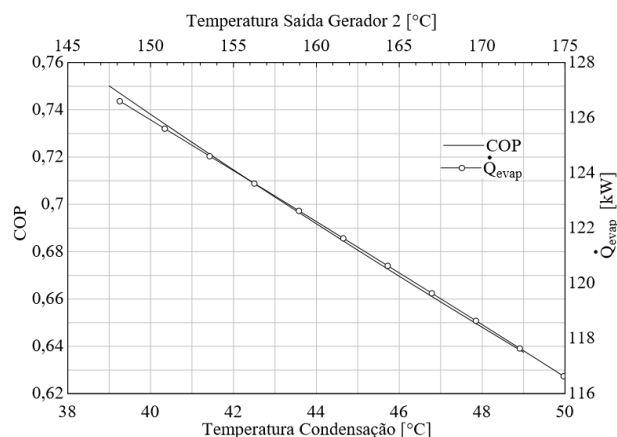


Figura 5. Influência da temperatura de condensação (T_{13}) no COP, capacidade de refrigeração e na temperatura da fonte de calor externa (T_{38})

5 CONCLUSÕES

Analisando os resultados obtidos do ciclo de simples efeito, foi possível verificar que dentre as temperaturas de entrada dos escoamentos externos, a que apresentou maior influência no desempenho do ciclo foi a temperatura da fonte de calor do gerador, aumentando em 74,86% a capacidade de refrigeração para cada 10 °C de acréscimo de temperatura. O segundo parâmetro de que mais influenciou o desempenho do ciclo foi a temperatura de entrada da água no evaporador, aumentando em 14,52% o COP e em 34,64% a capacidade de refrigeração para cada 10 °C de acréscimo de temperatura. A influência obtida no condensador e no absorvedor foi menos significativa que as demais, ficando em torno de 3% para o COP para cada 10 °C de decréscimo de temperatura.

Para o ciclo de duplo efeito e duplo estágio, de maneira geral foram encontrados valores de COP superiores aos obtidos no ciclo de simples efeito, com essas condições variando bastante em função dos parâmetros de operação adotados. O ciclo de duplo efeito, a exemplo do de simples efeito, se demonstrou mais sensível as variações na temperatura de evaporação do que nas temperaturas de condensação e do absorvedor (T_1), aumentando em 40,2% o COP e 30,8% a capacidade de refrigeração com um aumento de 10 °C na temperatura de evaporação.

6 REFERÊNCIAS

- ARAÚJO, J. J. P. 2010. *Simulação de uma Unidade de Refrigeração por Absorção Usando o Par Água-Amônia nos Regimes Permanente e Transiente*. Universidade Federal da Paraíba.
- ARAÚJO, J. J. P. et al. 2017. Energetic analysis of a commercial absorption refrigeration unit using an ammonia water mixture (muito bom, vários parâmetros).PDF. *Acta Scientiarum*, v. 39, p. 439–448, 2017.
- ASHRAE. 2017. *ASHRAE Handbook: Fundamentals*. New Jersey.
- CANTARUTTI, B. R. 2011. *Análise Teórico-Experimental de um Sistema de Refrigeração por Absorção de Simples Efeito Utilizando H₂O-LiBr*. UNIVERSIDADE FEDERAL DE ITAJUBÁ.
- DINÇER, I.; RATLAMWALA, T. A. H. 2019. *Integrated Systems Refrigeration Absorption System: Comparative Energy and Exergy Analyses*. Springer, Basel.
- EMPRESA DE PESQUISA ENERGÉTICA. 2019. Relatório Síntese. BEN 2019, ano base 2018. p. 67.
- GOYAL, A.; GARIMELLA, S. 2019. Computing thermodynamic properties of ammonia–water mixtures using artificial neural networks. *International Journal of Refrigeration*, v. 100, p. 315–325.
- GOYAL, A.; GARIMELLA, S. Multivariable feedback control of small-capacity ammonia-water absorption systems. *Energy Conversion and Management*, v. 191, n. April, p. 159–173, 2019b.
- HEROLD, K.; RADERMACHER, R.; KLEIN, S. 2016. *Absorption Chillers and Heat Pumps*. 2th ed. CRC Press, Boca Raton
- HUNDY, G. F.; TROTT, A. R.; WELCH, T. C. 2016. *REFRIGERATION, AIR CONDITIONS AND HEAT PUMPS*. 5th ed. Elsevier Ltd., Oxford.
- JAVANSHIR, N. et al. 2020. Energy and cost analysis and optimization of a geothermal-based cogeneration cycle using an ammonia-water solution: Thermodynamic and thermoeconomic viewpoints. *Sustainability (Switzerland)*, v. 12, n. 2.
- LE LOSTEC, B.; GALANIS, N.; MILLETTE, J. 2013. Simulation of an ammonia-water absorption chiller. *Renewable Energy*, v. 60, p. 269–283.

- MANSOURI, R. et al. 2015. Modelling and testing the performance of a commercial ammonia/water absorption chiller using Aspen-Plus platform. *Energy*, v. 93, n. Part 2, p. 2374–2383.
- MASCHERONI, R. H. 2012. *Operations In Food Refrigeration*. CRC Press, Dublin.
- NIST. 2020. National Institute of Standards and Technology. Available at <https://www.nist.gov/>
- VILLA, A. A. O.; DA COSTA, J. Â. P.; DOS SANTOS, C. A. C. 2018. Energetic analysis using theoretical modeling and the characteristic equation method in a small absorption chiller with LiBr/H₂O. *Acta Scientiarum - Technology*, v. 40, p. 1–10.
- WANG, R.; WANG, L.; WU, J. 2014. *Adsorption refrigeration technology: theory and application*. Shanghai: John Wiley & Sons Singapore Pte. Ltd.

STUDY OF THE PERFORMANCE OF REFRIGERATION CYCLES BY SIMPLE AND DOUBLE EFFECTS ABSORPTION USING NH₃-H₂O

Abstract. Absorption refrigeration systems are thermal cycles activated by heat where the presence of mechanical work is practically negligible. These cycles have become more attractive due to the fact that they have low electricity consumption, low operating costs and reduced environmental impact, not being harmful to the ozone layer. These systems also stand out for their versatility in terms of the heat sources used, being able to use low temperature sources, such as solar energy, and to reuse combustion gases from manufacturing processes. Absorption refrigeration systems use two working fluids, a refrigerant and an absorbent. The H₂O-LiBr and NH₃-H₂O pairs are the most used because they have higher performance coefficients and lower operating costs. The NH₃-H₂O mixture is the preferred one for industrial applications because it does not present crystallization problems at high temperatures and allows the use of negative evaporation temperatures, essential for freezing food. This work aims to study the performance of single and double effect absorption refrigeration cycles, with different input parameters, using the NH₃-H₂O mixture as the working fluid. The determination of thermo-physical properties at all points of the cycles and the calculation of thermal balances for all conditions analyzed were performed using the Engineering Equation Solver - EES software. The efficiency of the cycles was higher for higher evaporation temperatures, lower condensing temperatures and lower outlet temperatures. Double-effect cycles in general showed higher COP values.

Keywords: Absorption refrigeration, Thermodynamic modeling, NH₃-H₂O, Energy efficiency.