

## **SIMULAÇÃO TERMODINÂMICA E ANÁLISE PARAMÉTRICA DE UM SISTEMA DE REFRIGERAÇÃO POR CICLO DE ABSORÇÃO COM DIFERENTES CONFIGURAÇÕES DE PROJETO**

**Túlio Moraes Benedetti, [tulio@fem.unicamp.br](mailto:tulio@fem.unicamp.br)<sup>1</sup>**  
**Araí Augusta Bernárdez Pécora, [arai@fem.unicamp.br](mailto:arai@fem.unicamp.br)<sup>1</sup>**  
**Waldir Antônio Bizzo, [bizzo@fem.unicamp.br](mailto:bizzo@fem.unicamp.br)<sup>1</sup>**

<sup>1</sup>Universidade Estadual de Campinas – UNICAMP, Faculdade de Engenharia Mecânica, Departamento de Engenharia Térmica e Fluidos, Cx Postal 6122, 13083-970, Campinas, SP, Brasil.

**Resumo:** *O estudo de sistemas de refrigeração por absorção têm se tornado cada vez mais atrativo, pelo seu potencial de integração com fontes de energia térmica residuais. Neste trabalho é desenvolvido um quadro geral para a modelagem termodinâmica de um sistema de refrigeração por ciclo de absorção utilizando a mistura amônia-água, a fim de se avaliar condições operacionais e informações técnicas que auxiliem no projeto do sistema. A influência das temperaturas de operação, eficiência e disposição dos trocadores de calor (PASR - Pré-aquecedor de Solução Rica e SR - Sub-resfriador) e diferentes configurações do ciclo (GAX - “Generator-Absorber heat eXchange” e duplo estágio) são analisadas e comparadas no intuito de se verificar o efeito no desempenho do sistema (COP - “Coefficient of Performance”). A purificação da amônia é analisada por meio das seções de dessorção e retificação da coluna de destilação, estimativas de perda de carga são feitas e, por fim, apresenta-se um pré-dimensionamento dos trocadores de calor, fornecendo seus parâmetros globais de troca térmica. A simulação computacional é feita com recursos do software EES (“Engineering Equation Solver”), que possui rotinas de cálculo das propriedades termodinâmicas da mistura água-amônia, dentre outros fluidos. Os resultados da investigação mostram que os sistemas de duplo estágio e GAX são potenciais alternativas para obtenção de maiores valores para o coeficiente de desempenho (0,568 e 0,608, respectivamente), enquanto que os valores de COP para o ciclo de simples estágio oscilam entre 0,386 e 0,548. Todavia, esses últimos são mais estáveis frente à variação de parâmetros como a temperatura de evaporação e de condensação.*

**Palavras-chave:** *Refrigeração por absorção, Modelagem termodinâmica, Mistura água-amônia*

### **1. INTRODUÇÃO**

Recentemente, devido às crises de fornecimento e preços da oferta de energia elétrica, o ciclo de absorção tem sido estudado, desenvolvido e utilizado com mais frequência. Uma das aplicações mais comuns é o acoplamento deste ciclo com sistemas de geração térmica ou elétrica, aproveitando o calor de exaustão de turbinas ou caldeiras (Kourremenos *et al.*, 1994; Saghiruddin e Siddiqui, 1996).

A refrigeração por absorção é particularmente atraente quando os aspectos sócio-ambientais possuem um peso importante na seleção do equipamento. Como ainda há muitas comunidades isoladas e propriedades rurais que não têm acesso à energia elétrica, os sistemas de absorção representam a melhor alternativa para produção de frio nessas regiões. Além disso, neste tipo de ciclo termodinâmico, empregam-se fluidos de trabalho com baixo impacto ambiental, como a amônia, que, em contraste com os refrigerantes tradicionais usados no sistema de compressão, não agridem a camada de ozônio. Além disso, a potência elétrica requerida para seu funcionamento (praticamente apenas pela bomba da solução) tem um valor desprezível quando comparado com a potência frigorífica total da instalação com ciclo de absorção.

O ciclo de absorção água-amônia para refrigeração é conhecido a mais de um século (Punwani *et al.*, 2005). No entanto, a escolha desta tecnologia por parte dos projetistas de sistemas de refrigeração não era muito frequente, provavelmente por algumas dificuldades referentes ao controle e à área ocupada quando comparado ao tradicional ciclo de compressão a vapor. Porém, atualmente, com o encarecimento da energia elétrica, desenvolvimento de novas possibilidades de cogeração e o fato do sistema utilizar fundamentalmente energia térmica obtida a partir de inúmeras fontes primárias, a refrigeração por absorção tem se tornado bastante atrativa industrialmente. Além disso, possui um grande potencial de integração com ambientes industriais que possuam larga oferta e demanda de energia, possibilitando, assim, novas formas de se aumentar a eficiência e a economia global de determinado sistema. A tecnologia dos ciclos de absorção também tem evoluído no sentido de aumentar o coeficiente de desempenho (COP)

(Hasabnis e Bhagwat, 2007). Novos rearranjos do ciclo e novas alternativas de misturas e aplicações têm sido também propostos e investigados com o propósito de melhoria de seu desempenho.

A tecnologia da refrigeração por absorção utiliza fundamentalmente energia térmica e relativamente pouca energia elétrica (praticamente desprezível quando comparado ao sistema por compressão) para geração do frio. Segundo Abreu (1999), não são comuns sistemas por absorção com potência situada entre a dos equipamentos domésticos e dos industriais (cerca de 3 kW a 70,3 kW), sendo que nessa faixa o sistema se mostra ineficiente e instável em temperaturas inferiores a 0 °C e o elevado custo e complexidade do equipamento anula a economia feita com a substituição da energia mecânica pela térmica.

O ciclo de resfriamento por absorção difere em certos aspectos do ciclo de compressão de vapor. O sistema de compressão usa um compressor para a tarefa de elevar a pressão do vapor proveniente do evaporador e impulsioná-lo para o condensador, enquanto que no sistema por absorção, a elevação da pressão do vapor é realizada pela bomba com o auxílio do fenômeno da absorção. Posteriormente, no caso da solução de água e amônia, o vapor refrigerante (amônia) é separado e retificado por meio de destilação e segue para o condensador e evaporador.

Resumidamente, as vantagens do sistema de absorção são: menor consumo de energia elétrica quando comparado aos sistemas de compressão convencionais (de 5 a 10 %) (Madef, 1997); uso de energia térmica de baixa temperatura e com possibilidade de utilização de calor residual como insumo energético; menor redução do desempenho com o abaixamento da temperatura de evaporação, utilização de misturas não agressivas ao meio ambiente e operação relativamente mais segura pois permite fácil eliminação de ar e os evaporadores não estão sujeitos a presença de óleos (Silva, 1994). Trabalhos anteriores mostraram que baixas temperaturas de evaporação reduzem significativamente o COP em sistemas de resfriamento por compressão (Madef, 1997; ASHRAE *Refrigeration Handbook*, 1994) e que o refrigerante (amônia) tem contribuição nula sobre a camada de ozônio, diferentemente dos tradicionais R22, R134a e R123 (Dorgan *et al*, 1995).

É muito comum em ambientes industriais o desperdício de energia na forma de calor em correntes quentes de ar e água ou exaustão de gases. Geralmente, não há um lugar óbvio para se aproveitar essa energia, por isso muitas vezes ela é descartada. Observa-se que ela poderia ser aproveitada utilizando um sistema de resfriamento por absorção para “geração” de frio. Entretanto, essa integração não é tão simples. Deve existir, previamente, um dimensionamento da quantidade de calor necessária para que a solução atinja uma temperatura suficiente e que o resultado, em termos de redução de temperatura, seja adequado aos requisitos de um determinado ambiente industrial (Punwani *et al*, 2005).

Assim, quanto mais se caminha para a idéia de sustentabilidade, sendo por razões financeiras ou energéticas, mais se dá o reconhecimento de que não se podem desperdiçar recursos e, se possível, deve-se utilizar diversos meios de reaproveitamento no intuito de “gerar” ou não desperdiçar energia. Um exemplo disso, e que está interligada com o presente trabalho, é a refrigeração a partir de fontes de calor de baixo potencial tais como correntes residuais presentes no mesmo ambiente industrial.

Esse trabalho apresenta modelos matemáticos baseados na termodinâmica e fenômenos da transferência de calor com o objetivo principal de, através da simulação computacional em regime permanente, analisar de forma abrangente o sistema de refrigeração por absorção utilizando a mistura água-amônia, além da comparação energética entre os tipos mais comuns de configurações para os ciclos.

## 2. MODELO MATEMÁTICO

Existem 26 diferentes tipos de configuração para sistemas de dois estágios, porém somente alguns deles foram avaliados quanto ao desempenho, conforme discutido no trabalho de Herold *et al.* (1996). Obviamente, cada mudança no ciclo que envolva aumento de custo deve ser justificada pelo concomitante aumento da sua eficiência. Todavia, nem sempre a relação de eficiência energética entre diferentes ciclos são absolutas, pois deve-se levar em conta os limites impostos pela aplicação para a qual o sistema será utilizado. Por isso, nos moldes do propósito de estudo desse trabalho, também será feita uma análise comparativa entre ciclos mais comuns em aplicações industriais, visando compará-los energeticamente.

Neste trabalho foram desenvolvidos modelos para três diferentes configurações de ciclos de simples estágio; uma configuração de ciclo de duplo estágio e uma configuração de ciclo GAX (*Generator-absorber heat exchange*), detalhados a seguir.

### 2.1. Ciclos de simples estágio

Um ciclo de simples estágio compreende o conjunto de gerador, coluna e retificador, absorvedor, evaporador, condensador, bomba e válvula de expansão. É o mais utilizado em aplicações práticas comerciais e industriais, por apresentar, comparado aos demais, maior simplicidade física. A análise comparativa através da inserção dos equipamentos trocadores de calor tem por objetivo quantificar o ganho energético, devido a uma maior recuperação interna de energia, para que o investimento seja viabilizado.

As três configurações escolhidas diferem-se pela inserção de trocadores de calor em posições estratégicas. Na configuração 1.1, o ciclo possui apenas o sub-resfriador (*SR*) entre as correntes provenientes do condensador e evaporador, conforme mostrado na Fig. 1 (a). Na configuração 1.2, o ciclo possui apenas o pré-aquecedor de solução rica (*PASR*) entre as correntes de solução pobre e rica, provenientes do gerador e absorvedor, respectivamente [Fig. 1 (b)]. Na configuração 1.3 o ciclo apresenta os dois trocadores de calor citados anteriormente, como mostra a Fig. 2.

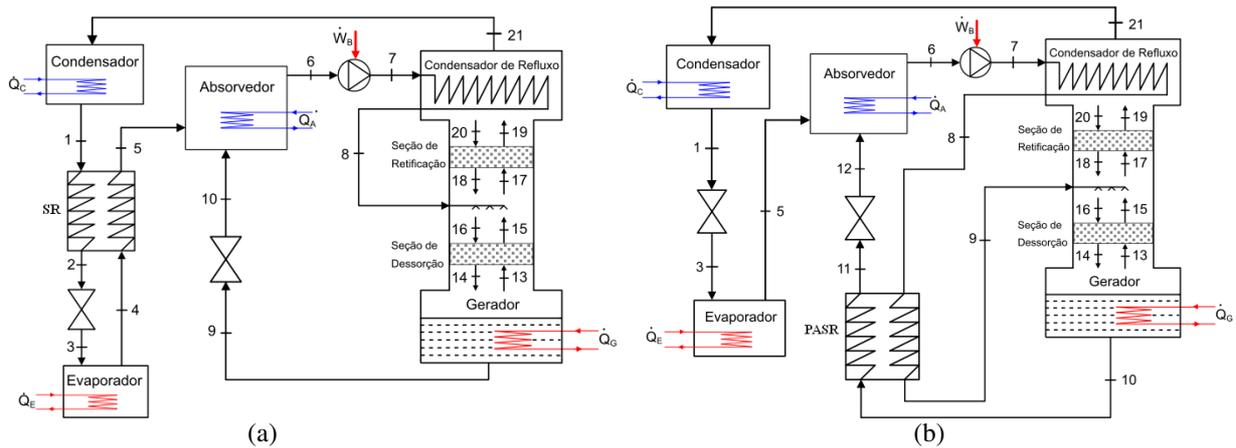


Figura 1. Diagrama esquemático do ciclo de simples estágio (a) com subresfriador e (b) com pré-aquecedor de solução rica.

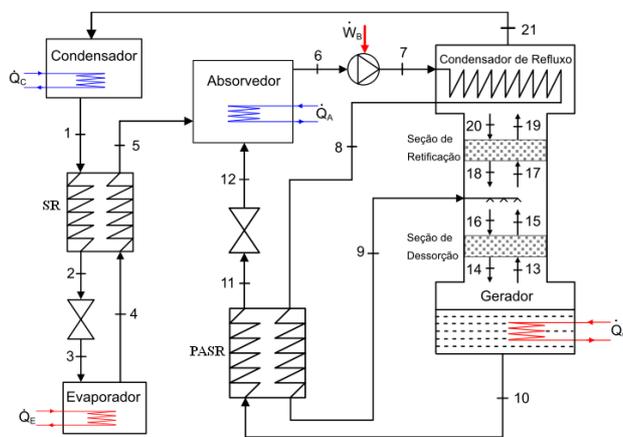


Figura 2. Diagrama esquemático do ciclo simples estágio com ambos os trocadores de calor SR e PASR.

## 2.2. Ciclo de duplo estágio

O ciclo de duplo estágio (Fig. 3) apresenta dois conjuntos de absorvedor, bomba, trocador e gerador-retificador. É um sistema mais adequado para ambientes industriais em que a demanda energética é muito alta. E, além disso, teoricamente, espera-se um maior COP que o de simples estágio, pois o calor rejeitado pelo absorvedor do primeiro estágio é reaproveitado pelo gerador do segundo estágio. Assim, o aumento da quantidade de equipamentos, que representa um maior investimento, deve ser justificado por um maior rendimento energético. Nesse ciclo, a configuração é mais complexa, pois, o vapor de amônia à baixa pressão proveniente do evaporador é dividido entre os dois absorvedores, enquanto que o vapor de amônia à alta pressão proveniente dos retificadores são combinados em uma mistura, considerada adiabática, antes da entrada no condensador. Entretanto, os equipamentos são os mesmos do primeiro ciclo analisado, incluindo o conjunto único de condensador, trocador, válvula de expansão e evaporador.

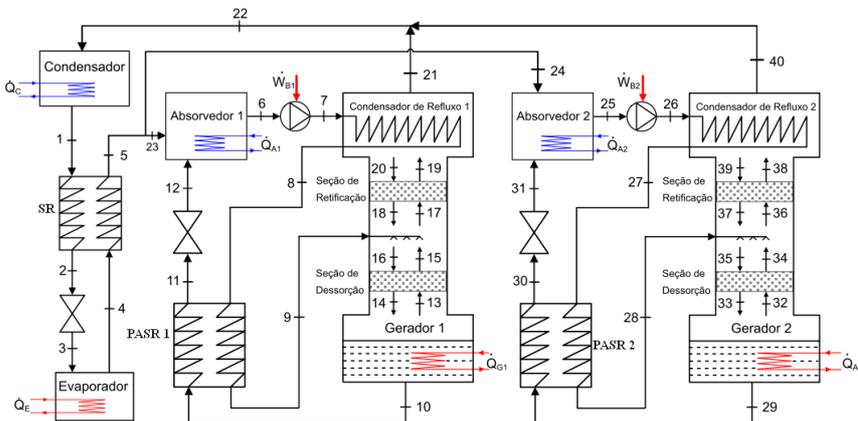


Figura 3. Diagrama esquemático do ciclo duplo estágio.

### 2.3. Ciclo GAX (*Generator-absorber heat exchange*)

No ciclo GAX, o trocador de calor *PASR* dá lugar ao trocador de calor *GAX* (Fig. 4). Esse ciclo tem se tornado uma alternativa corrente para se alcançar maior desempenho com uma configuração que essencialmente parece-se muito com o ciclo de simples estágio, apesar de utilizar o mesmo conceito do duplo. O GAX está interligado com o fato de que o sistema permite uma maior recuperação interna de energia. Para o ciclo de simples estágio, um trocador de calor (*PASR*) fazia o aquecimento da solução rica proveniente do absorvedor, no intuito de diminuir a necessidade de energia térmica no gerador. O conceito do GAX não é diferente, porém o trocador de calor comum dá lugar ao trocador de calor *GAX*, responsável por uma transferência de calor mais íntima e direta da região de alta temperatura do absorvedor para a região de baixa temperatura do gerador, através de um ciclo secundário, resultando em significativo aumento de desempenho (Herold et al, 1996).

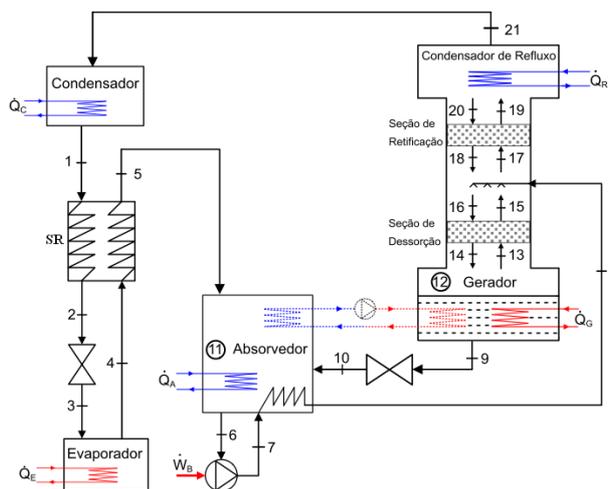


Figura 4. Diagrama esquemático do GAX (*Generator Absorber heat exchange*).

O equacionamento termodinâmico desse ciclo é feito partindo do princípio de que o absorvedor pode ceder uma certa quantidade de calor devido à diferença entre os estados 10 e 11, sendo que o ponto 11 é o estado no absorvedor que representa a menor temperatura no gerador. Concomitantemente, o gerador pode receber uma certa quantidade de calor do absorvedor, que, teoricamente, equivale à diferença entre os estados 8 e 12, sendo que o ponto 12 é o estado no gerador que representa a maior temperatura no absorvedor.

Assim, como geralmente a quantidade de energia térmica fornecida pelo fluido no estado de maior temperatura do absorvedor é menor que o calor requerido pelo fluido no estado de menor temperatura do gerador, a recuperação interna de energia consiste nessa energia cedida pelo absorvedor, a qual é realizada através do ciclo secundário. Além disso, esse intervalo que potencializa a troca térmica está restrito pelo “approach” de temperatura entre os pontos 8 e 11 e entre 10 e 12.

### 2.4. Hipóteses e equacionamento principal

O modelo formulado leva em conta as seguintes hipóteses: (1) regime permanente de operação; (2) as perdas de carga nas tubulações são desprezíveis; (3) as variações de energia cinética e potencial e as trocas de calor para o meio ambiente são desprezíveis; (4) a solução na fase líquida é incompressível; (5) na saída do condensador, fluido está no estado de líquido saturado; (6) na saída do gerador, os fluidos estão em condições de saturação à temperatura do gerador; (7) as correntes de líquido e vapor ao longo da coluna de destilação encontram-se em condições de saturação; (8) não há acúmulo de água no evaporador; (9) as perdas de carga adotadas para cada equipamento são as mostradas na Tab. 1; (10) os fluidos de arrefecimento e aquecimento, bem como seus estados termodinâmicos, adotados na simulação matemática dos ciclos são os mostrados na Tab. 2.

Tabela 1. Estimativas de quedas de pressão para os equipamentos.

Equipamento	Queda de Pressão (kPa)
Condensador, Evaporador e Sub-Resfriador lado líquido	10
Sub-Resfriador lado vapor	20
Pré-aquecedor de Solução Rica (Sol. Rica) e Pré-aquecedor de Solução Rica (Sol. Pobre)	30
Serpentina do Retificador	25

**Tabela 2. Fluidos e estados termodinâmicos adotados na simulação matemática dos ciclos.**

Variável	Suposição / Dados de fabricante
Fluido para fornecimento de energia térmica no gerador (ciclo simples estágio)	Vapor de água Pressão de entrada: 588,39 kPa Vazão: 4 ton/h
Fluido para fornecimento de energia térmica no gerador (ciclo duplo estágio)	Vapor de água Pressão de entrada: 1.225,83 kPa Vazão: 5 ton/h
Fluido para fornecimento de energia térmica no gerador (ciclo GAX)	Vapor de água Pressão de entrada: 980,67 kPa Vazão: 5 ton/h
Fluido de arrefecimento do condensador e absorvedor	Água Temperatura de entrada: 28 °C Vazão: 35 kg/s

A Tab. 3 mostra os dados de entrada utilizados nos três programas principais, relativos aos ciclos de simples, duplo estágio e GAX. Na tabela, há apenas dados de entrada para os ciclos principais, sendo que para os ciclos “Sem PASR” e “Sem SR”, os dados são os mesmos que os do ciclo simples com ambos trocadores. Para o ciclo duplo, no caso em que há dois parâmetros devido à presença de duas unidades de um mesmo equipamento, mostram-se os valores padronizados no ciclo, respectivamente, 1 e 2.

**Tabela 3. Dados de entrada para os ciclos.**

Parâmetros de Entrada	Ciclo Simples estágio (Fig. 2)	Ciclo Duplo estágio (Fig. 3)	Ciclo GAX (Fig. 4)
Carga Térmica $Q_E$ (kW)	1.290,93 kW (367 TR)	1.290,93 kW (367 TR)	1.290,93 kW (367 TR)
Temperatura de evaporação $T_E$ (°C)	-10	-10	-10
Temperatura de condensação $T_C$ (°C)	37	37	37
Temperatura de geração $T_G$ (°C)	150	180 / 100	175
Temperatura de absorção $T_A$ (°C)	35	60 / 35	40
Concentração do vapor refrigerante $x_r$ (kg <sub>amônia</sub> /kg <sub>mistura</sub> )	0,996	0,996 / 0,995	0,996
Efetividade do pré-aquecedor de solução rica $\varepsilon_{PASR}$	0,8	0,8 / 0,8	-
Efetividade do sub-resfriador $\varepsilon_{SR}$	0,8	0,8	0,8
Eficiência da bomba $\eta_B$	0,5	0,5 / 0,5	0,5

Inicialmente, o sistema é tratado como uma “caixa-preta” visando facilitar a definição de cada equipamento de acordo com a necessidade de cada estado representado no ciclo. Portanto, um balanço energético e de massa utilizando a termodinâmica clássica torna-se imprescindível. Para a análise do ciclo, será considerado que este está em regime permanente e as equações de balanço de massa, espécie e de energia (1, 2 e 3) serão aplicadas para volumes de controle para cada equipamento.

$$\frac{d\dot{m}}{dt} = \sum_e \dot{m}_i - \sum_s \dot{m}_s \quad (1)$$

$$\frac{d\dot{m} \cdot x}{dt} = \sum_e \dot{m}_i \cdot x_i - \sum_s \dot{m}_s \cdot x_s \quad (2)$$

$$\frac{d\dot{E}}{dt} = \dot{Q} - \dot{W} + \sum_e \dot{m}_i \cdot h_i - \sum_s \dot{m}_s \cdot h_s \quad (3)$$

Para simulação dos ciclos, as equações foram implementadas no EES (*Engineering Equation Solver*). A escolha do software deve-se à facilidade do seu uso no sentido de que ele identifica e resolve as equações utilizando o método *Newton-Raphson* e possui uma extensa biblioteca de funções e propriedades matemáticas e termofísicas, incluindo as propriedades termodinâmicas da mistura amônia-água, obtidas pelas equações propostas por Ibrahim e Klein (1993).

Conforme mencionado, o equacionamento adotado para simulação dos ciclos baseia-se nas Eq. (1) a (3) simplificadas pelas hipóteses, sendo que são as mesmas para cada equipamento, independentemente do ciclo. Um total de 222 equações foram obtidas e, por motivos óbvios, não estão explicitadas aqui.

Para um pré-dimensionamento dos trocadores de calor, predominantes no sistema, optou-se pelo método da diferença média logarítmica de temperatura ( $\Delta T_{lm}$ ) determinada a partir da taxa de troca de calor e temperaturas de entrada e saída dos fluidos quente e frio [Eq. (4) e (5)]. Dessa forma é possível obter o produto UA de cada equipamento, sendo “U” o coeficiente global de transferência de calor e “A” a área de troca térmica, que é a área superficial do feixe de tubos. Sendo  $\Delta T_1$  e  $\Delta T_2$  calculados considerando-se arranjo de escoamento em contra-corrente nos trocadores de calor.

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

$$\Delta T_{lm} = \frac{\Delta T_1 - \Delta T_2}{\ln(\Delta T_1 / \Delta T_2)} \quad (5)$$

Além do sistema de bombeamento responsável pela elevação de pressão do sistema, o trabalho necessário para funcionamento no sistema inclui ventiladores, pequenas bombas, dispositivos elétricos, etc, entretanto, desprezíveis quando comparados com o primeiro fator. Portanto, o COP poderá ser definido conforme a Eq. (6).

$$COP = \frac{\dot{Q}_E}{\dot{Q}_G + \dot{W}_B} \quad (6)$$

### 3. RESULTADOS E DISCUSSÃO

#### 3.1. Validação dos modelos

Os modelos de cálculo foram validados utilizando resultados de trabalhos experimentais de três instalações de refrigeração por absorção de água-amônia. Todavia, como o sistema permite diferentes disposições de linhas e equipamentos, não foi possível encontrar trabalhos que utilizassem exatamente as mesmas configurações adotadas.

A Tab. 4 resume os principais parâmetros de cada sistema e, após a adaptação com os dados de cada trabalho, mostra-se, por último, o erro relativo entre o COP experimental e o COP simulado pelos programas aqui desenvolvidos, tendo como base o COP experimental.

**Tabela 4. Dados para validação dos modelos e erro relativo com o COP experimental.**

Condições de operação principais	Caso 1	Caso 2	Caso 3	Caso 4
Carga Térmica (evaporador) $Q_E$ (kW)	21,43	7,1	10	1000
Temperatura de evaporação $T_E$ ( $^{\circ}C$ )	-8,5	15,33	-10	7
Temperatura de condensação $T_C$ ( $^{\circ}C$ )	33,34	49,49	30	37
Temperatura de geração $T_G$ ( $^{\circ}C$ )	111,01	168,2	125	85
Temperatura de absorção $T_A$ ( $^{\circ}C$ )	40,7	57,58	30	32
Varição da temperatura no evaporador $\Delta T_E$	2,6	7,01	10	6
Efetividade do pré-aquecedor de solução rica $\varepsilon_{PASR}$	s/d	Trocador ausente no GAX	0,7	0,9
Efetividade do sub-resfriador $\varepsilon_{SR}$	s/d	0,95	0,7	0,9
Eficiência da bomba $\eta_B$	s/d	0,80	0,5	0,6
Concentração do vapor refrigerante $x_r$ (kg <sub>amônia</sub> /kg <sub>mistura</sub> )	0,983	0,991	0,985	0,999
COP (Coeficiente de Desempenho)	0,4134	0,58	0,495	0,672
Erro relativo com o COP simulado pelo programa	9,53 %	2,93 %	2,02 %	1,04 %

A primeira instalação (caso 1), atualmente desativada, foi instalada e testada no Hospital das Clínicas da Universidade Estadual de Campinas (UNICAMP), estando apresentada no trabalho de Silverio (1999). Nessa instalação era utilizado vapor de caldeira no gerador objetivando a produção de gelo pelo evaporador. Apesar de ser bastante semelhante ao ciclo simples estágio proposto no presente trabalho, esse sistema contava com trocadores de calor

evaporativos como condensador e absorvedor, além de diferenças no sistema de retificação, como a inexistência do condensador de refluxo e diferenças significativas na configuração da coluna. A simulação computacional, também realizada pelo autor apresentou um erro relativo de 9,87 % entre os valores do COP experimental e simulado por ele.

A segunda instalação (caso 2) corresponde à configuração do ciclo do tipo GAX apresentada por Gómez et al. (2008). Diferentemente do ciclo simulado neste trabalho, o sistema estudado pelos autores foi projetado para uma menor carga térmica e para produção de água gelada, além de apresentar diferentes configurações como recirculação da solução pobre que sai do gerador e recirculação dupla da solução pobre que vem do absorvedor.

Já os casos 3 e 4 correspondem a programas de simulação computacional desenvolvidos por Sieres e Fernández-Seara (2006) e Boer *et al* (2009), respectivamente, cujas configurações são bastante similares àquela característica do ciclo de simples estágio simulado neste trabalho. Apesar de ambos serem trabalhos teóricos, sua utilização como ferramenta comparativa é válida, pois compara o modelo de equações feito por diferentes autores para o mesmo propósito.

Não foram encontrados na literatura dados experimentais para validação do modelo de duplo estágio. No entanto, a validação do modelo de simples estágio é suficiente, já que as equações são as mesmas.

### 3.2. Comparação de desempenho entre os ciclos e otimização

Sabe-se que inúmeras configurações são possíveis para o ciclo de refrigeração por absorção e, quanto maior a recuperação interna de energia, maior é o desempenho do sistema. Assim, a inserção de trocadores de calor entre correntes estratégicas pode causar significativa melhora de eficiência que o torne viável. Outra maneira é anexar outro conjunto de absorvedor-gerador, resultando em um ciclo de maior porte e desempenho. A última é a configuração GAX, que dispensa um trocador de calor, entretanto, exibe a maior recuperação interna de energia através de uma troca de calor mais íntima entre gerador e absorvedor. Os principais resultados comparativos, como as trocas de calor ( $Q$ ) e efetividades ( $\epsilon$ ) do absorvedor ( $A$ ), seção de dessorção ( $Des$ ) e Retificação ( $Ret$ ) da coluna são mostrados na Tab. 5.

O programa (*EES*) permite também a utilização de uma ferramenta de otimização, que, para o caso de apenas um grau de liberdade, utiliza os métodos de busca por seção áurea (*Golden Section Search*) e o método de aproximação recursiva quadrática (*Recursive Quadratic Approximations*). Todavia, escolheu-se o primeiro, pois este se mostrou muito mais confiável, fornecendo resultados muito mais coerentes para cada otimização.

**Tabela 5. Comparação dos resultados para as diferentes configurações do ciclo de absorção.**

Tipo de configuração/ Parâmetro	Ciclo Simples estágio sem PASR [Fig. 1(a)]	Ciclo Simples estágio sem SR [Fig. 1(b)]	Ciclo Simples estágio (Fig. 2)	Ciclo Duplo estágio (Fig. 3)	Ciclo GAX (Fig. 4)
$Q_G$ (kW)	3.336,75	2.626,78	2.343,39	2.261,51/866,47	2.206,66
$Q_A$ (kW)	3.315,27	2.413,63	2.321,81	2.245,90/882,07	1.748,79
$Q_C$ (kW)	1.323,44	1.515,82	1.323,44	1.303,64	1.323,44
$Q_E$ (kW)	1.290,74	1.290,74	1.290,74	1.290,74	1.290,74
$Q_{PASR}$ (kW)	-	1.060,17	993,36	542,94/1.391,15	-
$Q_{SR}$ (kW)	163,81	-	163,81	163,01	163,81
$W_B$ (kW)	11,13	11,93	11,13	9,33/18,00	9,48
$\epsilon_A$	0,947	1	0,947	0,975/0,849	0,960
$\epsilon_{Des}$	0,897	0,848	0,845	0,603/0,973	0,671
$\epsilon_{Ret}$	0,924	0,892	0,888	0,842/0,688	0,868
$COP_{id}$	1,522	1,522	1,522	1,637	1,642
$COP$	0,386	0,489	0,548	0,568	0,608
Aumento do $COP^*$	-	26,68 %	41,97 %	47,15 %	57,51 %

\* Comparado ao Ciclo 1

**Tabela 6. Resultados referentes à otimização da temperatura do gerador para cada ciclo.**

Tipo de configuração/ Parâmetro	Ciclo Simples estágio sem PASR [Fig. 1(a)]	Ciclo Simples estágio sem SR [Fig. 1(b)]	Ciclo Simples estágio (Fig. 2)	Ciclo Duplo estágio (Fig. 3)	Ciclo GAX (Fig. 4)
Valor atual de $T_G$ (°C)	150	150	150	180/100	175
Valor ótimo de $T_G$ (°C)	196,3	144,6	147,9	169,4/99,1	183
Valor atual do $COP$	0,386	0,489	0,548	0,568	0,608
Novo valor do $COP$	0,419	0,49	0,548	0,599/0,568	0,642
Aumento do $COP$	8,55 %	0,2 %	0 %	5,46 %	5,6 %

A Tab. 6 resume os resultados obtidos para otimização da temperatura do gerador, no intuito de se obter o maior desempenho para cada ciclo. O maior incremento do COP foi obtido para o ciclo sem Pré-Aquecedor de Solução Rica, todavia, para uma temperatura muito alta (196,3 °C). Para o ciclo de simples estágio, a temperatura ótima obtida para o gerador foi de 147,9 °C, pouco diferente daquela escolhida para simulação. Para o ciclo GAX, a temperatura do gerador correspondente ao maior desempenho do ciclo foi de 183 °C, comprovando que essa configuração tem grande vantagem energética desde que acompanhada de uma maior temperatura no gerador.

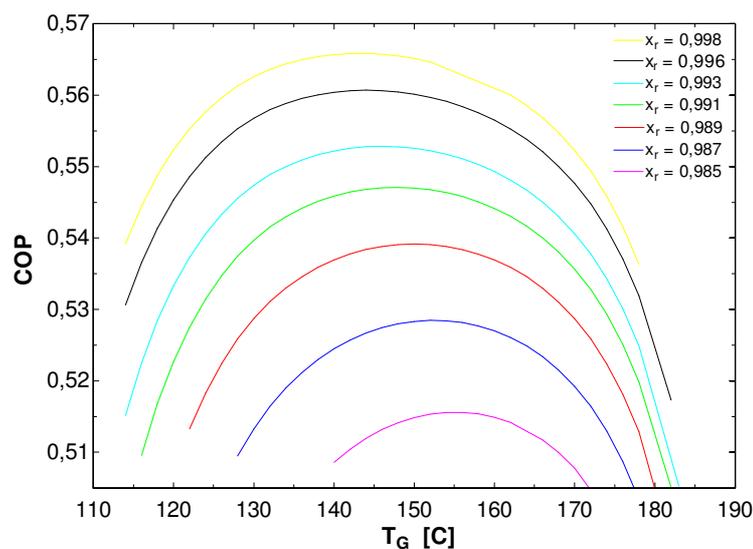
A Tab. 7 mostra os valores calculados dos parâmetros  $UA$  dos equipamentos para os ciclos principais, que representam o produto do coeficiente global de transferência de calor e da área de troca térmica.

**Tabela 7. Parâmetros  $UA$  (kW/K) obtidos nos modelos.**

Equipamento	Ciclo simples estágio (Fig. 2)	Ciclo duplo estágio (Fig. 3)	Ciclo GAX (Fig. 4)
Gerador	290,01	572,7 / 75,59	87,23
Absorvedor	294,14	102,6 / 283,5	293,7
Retificador	8,45	313,14 / 8,34	9,34
Condensador ( $UA_{resf}/UA_{cond}$ )	0,29/146,44	0,44/144,05	0,29/146,44
Pré-aquecedor de Solução Rica	29,65	16,76 / 99,42	-
Sub-Resfriador	10,68	10,78	10,78

### 3.3. Análise paramétrica sobre o coeficiente de desempenho dos ciclos

Variando-se alguns *parâmetros-chave* que anteriormente foram oferecidos como dados de entrada no programa, é possível avaliar a dependência do desempenho do sistema em relação à condição de operação do ciclo. Sabendo que o ciclo de simples estágio é alvo da maioria dos trabalhos publicados, primeiramente, alguns gráficos importantes para essa configuração (esquematisada pela Fig. 2) podem ser analisados. Para todos os gráficos em sequência, prevalecem os dados de entrada mostrados na Tab. 3, exceto, obviamente, os parâmetros em variação.



**Figura 5. Variação do COP com a temperatura do gerador para diferentes valores de concentração do refrigerante na saída do retificador (ciclo simples estágio mostrado na Fig. 2).**

A Fig. 5 mostra a variação do COP com a temperatura do gerador para diferentes valores de concentração do agente refrigerante. Os resultados mostram que uma temperatura ótima do gerador existe para cada valor de concentração do refrigerante. Observa-se que, quanto menor for a concentração da amônia na saída do retificador, maior será essa temperatura ótima do gerador, enquanto que, o COP diminui, pois o efeito frigorífico é prejudicado, mesmo que a porcentagem de água seja relativamente pequena. Assim, para se alcançar o melhor desempenho do sistema, a seleção da temperatura do gerador é muito importante, tanto quanto o controle da concentração da amônia no refrigerante.

A Fig. 6 mostra a variação das taxas de calor trocadas em função da variação da carga térmica do sistema. Com exceção do sub-resfriador, todas as taxas trocadas aumentam relativamente de forma significativa com o aumento da carga térmica de refrigeração. Para qualquer valor dessa variável, a maior taxa de troca de calor presente no sistema corresponde à inserção térmica no gerador, seguido do rejeito térmico no absorvedor. Assim, para um sistema de médio-grande porte, com uma carga térmica de 367 TR (1.290,7 kW), é necessário uma fonte térmica que forneça 2.343,4 kW (no gerador). Caso a demanda de frio seja maior, por exemplo, 400 TR (1.406,7), será necessário 2554 kW proveniente de uma fonte de energia térmica de maior potencial.

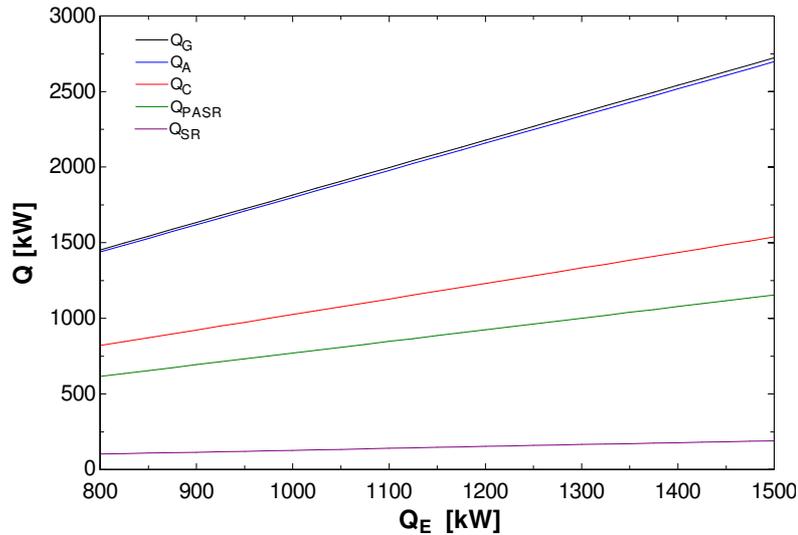


Figura 6. Variação das taxas de calor trocadas pelos equipamentos do sistema com a carga térmica de refrigeração (ciclo simples estágio Fig. 2)

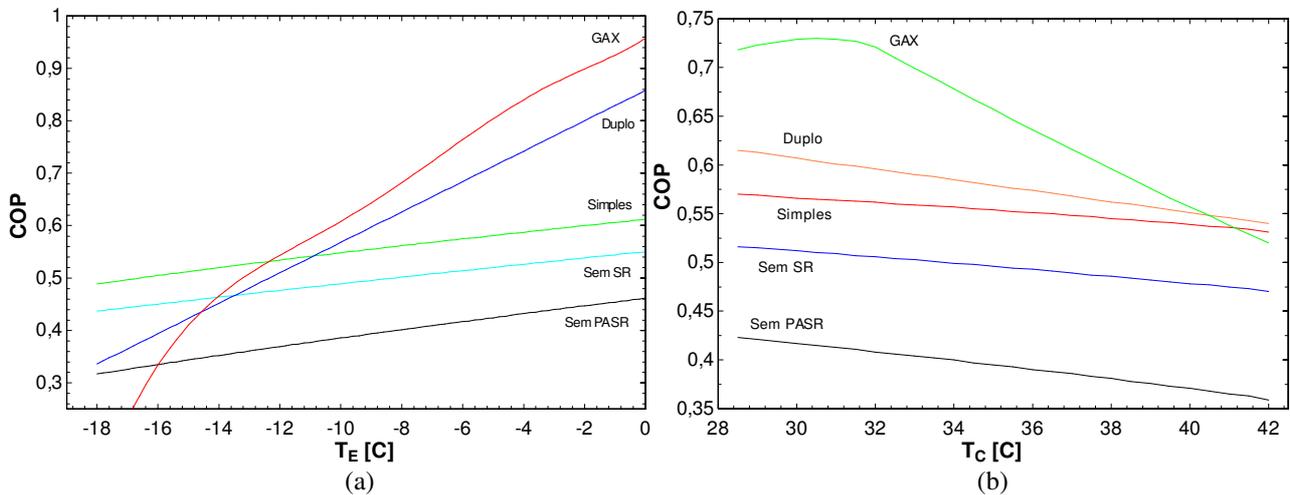


Figura 7. Variação do COP com temperatura de evaporação (a) e temperatura de condensação (b) para os diferentes tipos de ciclos analisados.

A Figura 7 compara as diferentes configurações dos ciclos de absorção variando-se a temperatura de evaporação e de condensação. A Fig. 7 (a) mostra que um aumento na temperatura do evaporador resulta em um aumento do COP para todas as configurações. Para os ciclos duplo estágio e, principalmente, GAX, essa variação é mais acentuada, o que mostra que essas configurações são vantajosas que as demais para temperaturas de evaporação relativamente altas. Analisando o efeito da temperatura de condensação [Fig. 7 (b)], observa-se que o aumento de  $T_c$  resulta na diminuição do desempenho do sistema e que para os ciclos duplo estágio e GAX, a redução do COP também é relativamente mais significativa com o aumento da temperatura de condensação, sendo que para esse último, há um valor ótimo dessa temperatura que é de 30,5 °C.

#### 4. CONCLUSÕES

Neste trabalho foram desenvolvidos modelos matemáticos com o intuito de se analisar o desempenho dos sistemas de refrigeração por absorção utilizando a mistura água-amônia. Foram comparadas também diferentes configurações de projeto. Os resultados ilustram que a seleção da temperatura do gerador e a purificação do vapor refrigerante são importantes parâmetros para o projeto de sistemas com valores ótimos de desempenho.

Conclui-se também que os trocadores de calor aumentam o desempenho do ciclo significativamente (em mais de 40 %), sendo o pré-aquecedor de solução rica indispensável. O maior valor de COP foi alcançado para o ciclo GAX, entretanto, este se mostrou muito mais vantajoso operando com valores relativamente altos de temperatura de evaporação e relativamente baixos de temperatura de condensação.

## 5. AGRADECIMENTOS

Os autores agradecem ao CNPQ pelo apoio financeiro à pesquisa.

## 6. REFERÊNCIAS

- ABREU, A. F., 1999, “Sistema de refrigeração por absorção intermitente: concepção, dimensionamento, construção, ensaio e considerações econômicas”, Tese de Doutorado, Universidade de São Paulo, SP, 199p.
- ASHRAE REFRIGERATION HANDBOOK, 1994, “Absorption cooling, heating, and refrigeration equipment”, Ashrae handbook: refrigeration systems and applications, cap. 40, p. 40.1.
- BOER, D. *et al*, 2009, “Effect of Internal Heat Recovery in Ammonia-Water Absorption Cooling Cycles: Exergy and Structural Analysis”, *Int. J. of Thermodynamics*. Vol. 12 (No. 1), pp. 17-27.
- DORGAN, C. B., LEIGHT, S. P., DORGAN, C. E., 1995, “Application guide for absorption cooling/refrigeration using recovered heat”, Ashrae; Atlanta; USA.
- GÓMEZ, V. H. ET AL, 2008, “Theoretical and experimental evaluation of an indirect-fired gas cycle cooling system”, *Applied Thermal Engineering*, 28, 975–987.
- HASABNIS, Y. C., BHAGWAT, S. S., 2007, “Performance evaluation of absorption refrigeration cycle based in exergetic coefficient of performance”, *International Journal of Exergy*, v. 4, n°1, p. 19-37.
- HEROLD, K. E.; RADERMACHER, R.; KLEIN, S. A., 1996, “Absorption chillers and heat pumps”, Boca Raton: Crc Press.
- IBRAHIM, O.M. AND KLEIN S.A., 1993, “Thermodynamic Properties of Ammonia-Water Mixtures”, *ASHRAE Transactions*, CH-93-21-2, 99(1), pp 1495-1502.
- KOURREMENOS, D. A., RODDAKIS, E. D., ANTONOPOULOS, K. A., 1994, “Cogeneration with combined gas and aqua-ammonia absorption cycle”, *American Society of Mechanical Engineers, Advanced Energy Systems Division, (Publication) Aes, V.33, Thermodynamics and Design, Analysis, and Improvement of Energy Systems*, pp. 231-238.
- MADEF, 1997, “Instalações de refrigeração por absorção – a experiência da Madef”, Ingo Norberto Mühle.
- PUNWANI, D. V., RYAN, W. A., KALENSKY, D.C., 2005, “Natural gas-fired cooling technologies and economics”, *Gas Technology Institute*.
- SAGHIRUDDIN, A. SIDDIQUI, M., 1996, “Economic analyses and performance study of three ammonia-absorption cycles using heat recovery”, *Energy Conversion and Management*, v. 37, n° 4, pp. 421-432.
- SIERES, J.; FERNÁNDEZ-SEARA, J., 2006, “Evaluation of the column components size on the vapour enrichment and system performance in small power NH<sub>3</sub>-H<sub>2</sub>O absorption refrigeration machines”, *Int. J. Refrig.* 29, pp. 579–588.
- SILVA, A., 1994, “Avaliação energética e exergetica de uma instalação experimental de refrigeração por absorção (água- amônia) para produção de gelo em escamas”, *Dissertação de mestrado. FEM, UNICAMP, Campinas, SP, 97p.*
- SILVERIO, R. J. R., 1999, “Análise e simulação de um sistema de absorção água-amônia para produção de gelo em escamas”, *Tese de doutorado. FEM, UNICAMP, Campinas, SP, 307p.*

## 7. DIREITOS AUTORAIS

Os autores são os únicos responsáveis pelo conteúdo do material impresso incluído no seu trabalho.

## THERMODYNAMIC SIMULATION AND ANALYSIS OF A ABSORPTION COOLING SYSTEM FOR DIFFERENT DESIGN CONFIGURATIONS

Túlio Moraes Benedetti, [tulio@fem.unicamp.br](mailto:tulio@fem.unicamp.br)<sup>1</sup>

Araí Augusta Bernárdez Pécora, [arai@fem.unicamp.br](mailto:arai@fem.unicamp.br)<sup>1</sup>

Waldir Antônio Bizzo, [bizzo@fem.unicamp.br](mailto:bizzo@fem.unicamp.br)<sup>1</sup>

<sup>1</sup>University of Campinas – UNICAMP, School of Mechanical Engineering, Thermal and Fluids Engineering Department, POBox 6122, 13083-970, Campinas, SP, Brazil.

**Abstract:** *Studies involving absorption refrigeration systems have become very attractive, due its potential for integration with residual sources of thermal energy. This paper developed a general framework for thermodynamic modeling of absorption cooling systems using ammonia-water mixture as refrigerant, in order to evaluate operating conditions and technical information for system design. The influence of operating temperatures, efficiency and arrangement of heat exchangers (PASR – Preheater of Rich Solution and SR – Subcooler) and different configurations of the cycle (GAX – Generator-Absorber heat eXchange and double stage) are analyzed and compared in order to verify the Coefficient of Performance (COP) for each studied configuration. The ammonia purification is analyzed using stripping and rectification sections of distillation column, pressure drop evaluations are made and, finally, a pre-dimensioning of heat exchangers is presented, providing its global parameters of heat exchange. The computer simulation is done the software EES (Engineering Equation Solver), which has routines for calculation thermodynamic properties of ammonia-water mixtures, among other fluids. Research results show that the double stage and GAX systems are potential alternatives to achieving higher performance values (0.568 and 0.608, respectively), whereas the values of COP for the single stage cycles show values between 0.386 and 0.548. However, the single stage configurations are more stables to the variation of parameters such as evaporation and condensation temperatures.*

**Keywords:** *Absorption Refrigeration, Thermodynamic Modeling, Water-ammonia mixture*