

# MODELAGEM E SIMULAÇÃO DE SISTEMAS DE REFRIGERAÇÃO POR ABSORÇÃO

*Aparecido Nivaldo Módenes<sup>1</sup>  
Marcio Renato Mirapalheta Menna<sup>1</sup>  
Fernando Rodolfo Espinoza-Quiñones<sup>1</sup>  
Carlos Eduardo Borba<sup>1</sup>*

**Resumo:** Neste trabalho é apresentado um projeto de programação estruturada de sistemas de refrigeração por absorção, com o objetivo de analisar seu uso e a viabilidade econômica da aplicação destes sistemas em substituição a sistemas de compressão a vapor. O programa computacional, desenvolvido em linguagem Fortran, permitiu estudar cada um dos componentes do sistema de refrigeração em diferentes regimes de trabalho, simulando as condições reais de temperatura e de carga térmica dos componentes. O absorvedor foi projetado utilizando a metodologia proposta por Tinker para trocadores de calor. Na verificação da geometria do absorvedor foi utilizada a correlação de Wilke, a qual foi desenvolvida para configurações de condensação em película sobre tubos verticais. Os resultados obtidos mostraram que o sistema de refrigeração por absorção apresenta boa capacidade de refrigeração aliada a um baixo custo operacional, quando comparado ao sistema por compressão de vapor e, desta forma, pode ser economicamente viável, de acordo com a aplicação a que se destine.

**Palavras-chave:** Refrigeração, absorção, amônia, simulação estruturada.

**Abstract:** In this work a structured programming project of absorption-based refrigeration systems was investigated in order to analyze its use and economical viability in substitution of gas compress-based refrigeration systems. Each component of absorption-based refrigeration systems was studied using a structured computational program for three specific operating regimens, modelling the real conditions of temperature and thermal load of all components, as well as their thermal capacities. The absorber component was projected following the Tinker method for heat exchangers, using the Wilke correlation. Based on their good refrigeration capacity and low operating cost results when compared to the vapor compression systems, the absorption-based refrigeration systems could be an alternative and financial viable method.

**Keywords:** Refrigeration, absorption, ammonia, structure simulation

## 1. INTRODUÇÃO

O uso de energia em instalações de refrigeração e climatização representa uma parte significativa do consumo energético de indústrias e residências. As indústrias de alimentos, tais como de processamento de produtos lácteos e frigoríficos podem ser responsáveis por cerca de 60% de todo o consumo energético (BEBER, 1988; MÜHLE, 2000), enquanto, em residências e edifícios comerciais, o consumo pode chegar a 40% de toda ener-

gia consumida. Desta forma, qualquer tentativa de diminuição do consumo de energia, pode ser relacionada diretamente com a redução do consumo energético de instalações de refrigeração e climatização. Uma alternativa para tais sistemas é o uso da refrigeração por absorção. Os ciclos mais aplicados e estudados destes sistemas são baseados na mistura água e amônia. (THRELKELD, 1970; GROSSMAN E ZALTASH, 2001). A seleção da mistura é baseada nas variáveis operacionais do sistema, sendo a temperatura de evaporação a mais importante.

<sup>1</sup> Programa de Pós-graduação *Stricto Sensu* em Engenharia Química da Universidade Estadual do Oeste do Paraná – UNIOESTE. Rua da Faculdade, 645. Jardim La Salle. CEP 85902-000. E-mail: f.espinoza@terra.com.br

Os trabalhos de análise de ciclos de absorção dividem-se entre aqueles que apresentam análises da transferência de calor e massa do processo (MEDRANO *et al.*, 2002; POHL E GROSSMAN, 1998; JOUDI E LAFTA, 2001; PEREIRA *et al.*, 2006; GARIMELLA, 2007) e aqueles que correlacionam conceitos teóricos e dados empíricos (TALBI E AGNEW, 2002; ARUN *et al.* 2001; MARTINEZ E PINES, 2002).

Considerando o potencial de economia de energia elétrica que pode ser alcançado utilizando sistemas de refrigeração por absorção, o objetivo deste trabalho foi estudar este sistema de refrigeração em contraposição a utilização de sistemas de refrigeração por compressão de vapor.

## 2. MODELAGEM MATEMÁTICA

No projeto do sistema de refrigeração por absorção foi considerado, essencialmente, quatro equipamentos: o evaporador, o absorvedor, o gerador e o condensador. Na Figura 1 é apresentado o fluxograma simplificado deste sistema.

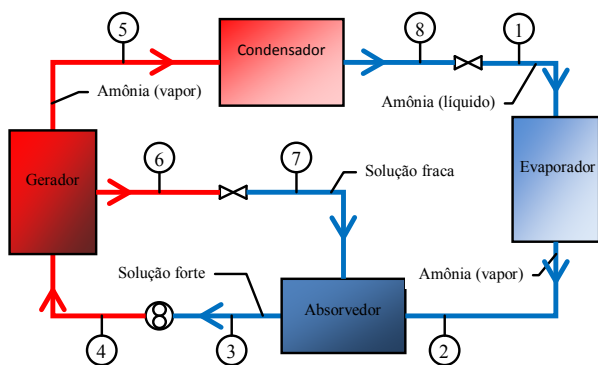


Figura 1. Fluxograma básico de um sistema de refrigeração por absorção. — baixa pressão, — alta pressão

Os balanços de massa e energia, entre a entrada (ponto 1) e a saída (ponto 2) do evaporador, são representados pelas Equações (1) e (2).

$$\dot{m}_1 = \dot{m}_2 \quad (1)$$

$$\dot{m}_1 h_1 + Q_{EVAP} = \dot{m}_2 h_2 \quad (2)$$

Combinando as Equações (1) e (2), o fluxo de massa através do evaporador pode ser estimado pela Equação (3).

$$\dot{m}_{EVAP} = \frac{Q_{EVAP}}{\Delta h_{EVAP}} \quad (3)$$

No absorvedor (pontos 2, 3 e 7), ocorre a absorção de vapor de amônia a baixa pressão (ponto 2 – saída do evaporador) por uma solução de hidróxido de amônia em baixa concentração (ponto 7 – saída do gerador), produzindo uma solução de hidróxido de amônia de alta concentração, a qual é bombeada de volta ao gerador (ponto 3 – saída do absorvedor). Para simular o absorvedor, esta etapa foi dividida em dois processos: absorção e resfriamento. Estes processos termodinâmicos são representados pelas Equações (4) – (6). A quantidade de calor que pode ser retirada da mistura ( $Q_{ABS}$ ) no ponto M, dentro do absorvedor pode ser obtida através da Equação (7). O ponto M é considerado no modelo como o fim do processo de absorção e o início do processo de transferência de calor. As entalpias do ponto M são obtidas a partir de diagramas de entalpia *versus* concentração, para a solução água – amônia (PERRY *et al.*, 1997).

$$\dot{m}_2 + \dot{m}_7 = \dot{m}_3 = \dot{m}_M \quad (4)$$

$$\dot{m}_2 + \dot{m}_7 C_7 = \dot{m}_3 C_3 \quad (5)$$

$$\dot{m}_2 h_2 + \dot{m}_7 h_7 = \dot{m}_M h_M \quad (6)$$

$$Q_{ABS} = \dot{m}_3 \Delta h_{M,3} \quad (7)$$

A partir da capacidade absorvedora e de suas condições de entrada e saída, o modelo emprega a metodologia proposta por Tinker para o projeto do trocador de calor. Esta metodologia é apresentada em detalhe por Kreith (2002). O tipo de trocador utilizado foi o de casco e tubos verticais, com circulação de água de resfriamento no interior dos tubos e circulação da solução circula no lado do casco. Para calcular o coeficiente de película médio da solução de amônia, que absorve o vapor proveniente do evaporador, foi empregada a correlação de Wilke, apresentada por Florides *et al.* (2003), e representada pela Equação (8). A espessura da película foi calculada pela Equação (9), enquanto o número de Reynolds e de Prandtl foram determinados pelas Equações (10) e (11), respectivamente.

$$f_{SOL} = \frac{k_{SOL}}{\delta} \left[ 0,29 (\text{Re}_{SOL})^{0,53} (\text{Pr}_{SOL})^{0,344} \right] \quad (8)$$

$$\delta = \left( \frac{3\mu\Gamma}{\rho g^2} \right)^{1/3} \quad (9)$$

$$\text{Re}_{SOL} = \frac{4\Gamma}{\mu} \quad (10)$$

$$\text{Pr}_{SOL} = \frac{\mu c_{pS}}{k_s} \quad (11)$$

O coeficiente de película médio, referente a água de resfriamento, foi calculado pela Equação (12). O número de Nusselt foi determinado pela Equação (13), como proposto por Ashrae (2007).

$$f_{Tub} = \frac{Nu_{Tub} L_{Tub}}{D_{int}} \quad (12)$$

$$Nu_{Tub} = 1,86 \left[ \left( \frac{\text{Re}_{Tub} \text{Pr}_{Tub} D_{int}}{L_{Tub}} \right)^{1/3} \right] \left( \frac{\mu_{Tub}}{\mu_{Tub,Temp}} \right)^{0,14} \quad (13)$$

A partir dos coeficiente de película interno ( $f_{SOL}$ ) e externo ( $f_{Tub}$ ) foi calculado, utilizando a Equação (14), o coeficiente de transferência de calor global ( $U_{Tub}$ ). Desta forma, a área de troca térmica pode ser calculada pela Equação (15).

$$U_{Tub} = [R_{Tub}]^{-1} = \left[ \frac{1}{f_{Tub}} + \frac{r_{int}}{k_{tub}} \ln \left( \frac{r_{ext}}{r_{int}} \right) + \frac{r_{ext}}{r_{int}} \frac{1}{f_{SOL}} \right]^{-1} \quad (14)$$

$$A_{transf} = \frac{Q_{ABS}}{U_{Tub} \Delta T_{ln}} \quad (15)$$

Na saída do absorvedor, a pressão da solução de hidróxido de amônia deve ser aumentada por uma bomba. O gerador é o componente do sistema onde ocorre a separação do vapor de amônia da solução absorvente. A partir das Equações (16) – (18), é obtida a quantidade de energia que deve ser adicionada para que sua concentração seja reduzida. Na saída do gerador há vapor saturado de amônia, a alta pressão, o qual é condensado anteriormente no condensador. A partir das Equações (19) e (20), é obtida a quantidades de energia ( $Q_{COND}$ ) que deve ser retirada do processo.

$$\dot{m}_4 = \dot{m}_5 + \dot{m}_6 \quad (16)$$

$$\dot{m}_4 x_4 = \dot{m}_5 x_5 + \dot{m}_6 x_6 \quad (17)$$

$$\dot{m}_4 h_4 + Q_{GEN} = \dot{m}_5 h_5 + \dot{m}_6 h_6 \quad (18)$$

$$\dot{m}_5 = \dot{m}_8 \quad (19)$$

$$\dot{m}_5 h_5 = \dot{m}_8 h_8 + Q_{COND} \quad (20)$$

Para fechar o ciclo de refrigeração, entre os elementos do sistema que funcionam a diferentes pressões, instalam-se dispositivos de expansão, provocando a diminuição da pressão do fluido, e cujos balanços são dados pelas Equações (21) – (24)

$$\dot{m}_8 = \dot{m}_1 \quad (21)$$

$$\dot{m}_8 h_8 = \dot{m}_1 h_1 \quad (22)$$

$$\dot{m}_6 = \dot{m}_7 \quad (23)$$

$$\dot{m}_6 h_6 = \dot{m}_7 h_7 \quad (24)$$

Para elaboração do modelo matemático algumas hipóteses foram consideradas (FLORIDES *et al.*, 2003; ASHRAE, 2007; FERNÁNDEZ-SEARA *et al.*, 2007): (1) Somente amônia pura circula pelo condensador e evaporador; (2) A carga térmica perdida nas tubulações é desprezível; (3) Não há superaquecimento na saída do evaporador (o estado da amônia na saída do evaporador é de vapor saturado na temperatura de evaporação); (4) Os dispositivos de expansão operam adiabaticamente; (5) A bomba opera isentropicamente; (6) Há um sub-resfriamento médio de 5 K na saída do condensador; (7) As pressões dentro dos elementos do sistema são constantes; (8) O sistema opera em regime permanente.

Foi desenvolvido um programa computacional que leva em consideração todos os processos envolvidos nas diversas etapas do sistema, em linguagem Fortran, seguindo a estrutura apresentada na Figura 2.

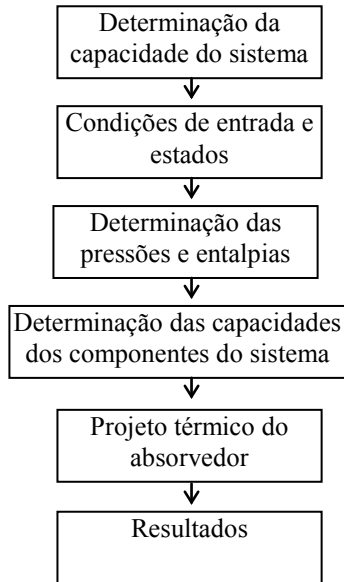


Figura 2. Estrutura das subrotinas do programa principal

Na sub-rotina de entrada, a capacidade do sistema é um parâmetro a ser selecionado. Em seguida, as condições de entrada e os estados termodinâmicos são fornecidos como: concentração da mistura água – amônia, temperatura de evaporação e condensação, descrição da construção

do absorvedor e de seus componentes (número de tubos, comprimento, diâmetro interno e externo dos tubos, condições da água de refrigeração, etc.).

Os coeficientes de película da solução e outros parâmetros do sistema de refrigeração são calculados a partir das propriedades termo-físicas dos fluidos. Assim, no terceiro módulo, as propriedades da solução água-amônia, da água de resfriamento e da amônia pura, são determinadas a partir de dados experimentais obtidos por Florides *et al.* (2003) e pelas equações propostas por Conde (2006), as quais são apresentadas a seguir (Eqs. (25) – (34)). Nestas equações, deve-se utilizar a temperatura em graus Celsius.

Uma vez determinadas as propriedades dos fluidos em pontos chave do sistema, no quinto módulo, efetua-se o dimensionamento do absorvedor. Nesta unidade lógica, determina-se a proposta inicial da geometria do absorvedor, e assim comprovam-se as melhorias no absorvedor, comparando-se o valor da carga de calor necessária e da carga de calor projetada, impondo sua aceitação a uma diferença quando a diferença for menor que 5%. Como última etapa, os resultados do projeto são arquivados com todas as informações da simulação.

$$k_{Sol} = k_{NH_3}y + k_{H_2O}(1-y) \rightarrow \begin{cases} k_{NH_3}(T) = 1,19 \times 10^{-3} + 8,81 \times 10^{-5}T + 1,023 \times 10^{-7}T^2 \\ k_{H_2O}(T) = -6,12 \times 10^{-1} + 6,6 \times 10^{-3}T - 8,45 \times 10^{-6}T^2 \end{cases} \quad (25)$$

$$\ln(\mu) = y \ln(\mu_{NH_3}) + (1-y) \ln(\mu_{H_2O}) + \Delta\mu$$

$$\Delta\mu \rightarrow \begin{cases} \Delta\mu = \left( 0,534 - 0,815 \frac{T_{SOL}}{T_{C,H_2O}} \right) F \\ F = 6,4(1-y)^{1,13y} \left( 1 - e^{-0,59y(1-y)^{0,18}} \right) \ln \left( \sqrt{\mu_{NH_3} \mu_{H_2O}} \right) \end{cases} \quad (26)$$

$$h(T_{Sol}) = h_0 \sum_i a_i \left[ \frac{T_{Sol}}{T_0} - 1 \right]^{m_i} y^{n_i} \quad (27)$$

$$\mu_{Tub}(T_{H_2O}) = 0,103 - 8,74 \times 10^{-4}T_{H_2O} + 2,5 \times 10^{-6}(T_{H_2O})^2 - 2,39 \times 10^{-9}(T_{H_2O})^3 \quad (28)$$

$$Re_{Tub} = \frac{\rho_{Tub} \bar{v}_{Tub} d_{int}}{\mu_{Tub}} \quad (29)$$

$$\rho_{Tub}(T) = 881,1 + 1,12T - 2,5 \times 10^{-3}T^2 \quad (30)$$

$$h_{EVAP,1} = -1050,56 + 7,83T_{EVAP} - 1,5 \times 10^{-2} (T_{EVAP})^2 + 2,0 \times 10^{-5} (T_{EVAP})^3 - 200 \quad (31)$$

$$h_{EVAP,2} = -2950,5 + 18,8T_{EVAP} + 7,4 \times 10^{-2} (T_{EVAP})^2 - 9,4 \times 10^{-5} (T_{EVAP})^3 - 200 \quad (32)$$

$$\mu_{NH_3}(T) = 2,46 \times 10^{-7} + 3,18 \times 10^{-8} T + 6,20 \times 10^{-12} T^2 \quad (33)$$

$$p_{sat} = -24090 + 308,6T_{sat} - 1,32(T_{sat})^2 + 2,0 \times 10^{-3} (T_{sat})^3 \quad (34)$$

### 3. RESULTADOS E DISCUSSÃO

Neste trabalho é apresentado um estudo de sistemas de refrigeração por absorção, com o objetivo de analisar sua viabilidade econômica de aplicação. Os custos apresentados têm como base os valores observados no estado do Paraná.

Foram utilizados dados propostos para três instalações térmicas que operam com base na absorção: um sistema de refrigeração de pequeno porte, um sistema de climatização de ambiente com grande fluxo de pessoas e um sistema de refrigeração industrial. Estes dados são apresentados na Tabela 1.

Tabela 1. Dados térmicos de três instalações de refrigeração que funcionam por absorção

Refrigeração por absorção	Carga térmica máxima (kW)	T (°C) EVAP	T (°C) COND	T (°C) GEN
Escala doméstica	1	-10	35	120
Escala intermediária	25	10	35	91
Escala industrial	350	-30	35	152

#### COEFICIENTE DE DESEMPENHO (COP)

O coeficiente de desempenho (COP – *coefficient of performance*), definido com o quociente entre a taxa de calor retirada do ambiente ( $P_{EVAP}$ ) e a potência consumida pelo compressor ( $P_{COMP}$ ), foi estabelecido como parâmetro de comparação entre os sistemas de refrigeração por compressão e absorção. A Figura 3 mostra o comportamento do COP com a variação da temperatura no evaporador e a temperatura de sub-resfriamento no

condensador. Observa-se que ao elevar-se a temperatura, o COP do sistema aumenta de maneira linear, pois o fluxo gerado por uma bomba compressora aumenta se a diferença de pressão diminui, causando assim o aumento da quantidade de calor retirado. Na Figura 3b verifica-se que o aumento do sub-resfriamento gera menores valores para a taxa de evaporação do fluido no dispositivo de expansão, reduzindo a temperatura do refrigerante para a evaporação. Em consequência, menor é a qualidade na entrada do evaporador.

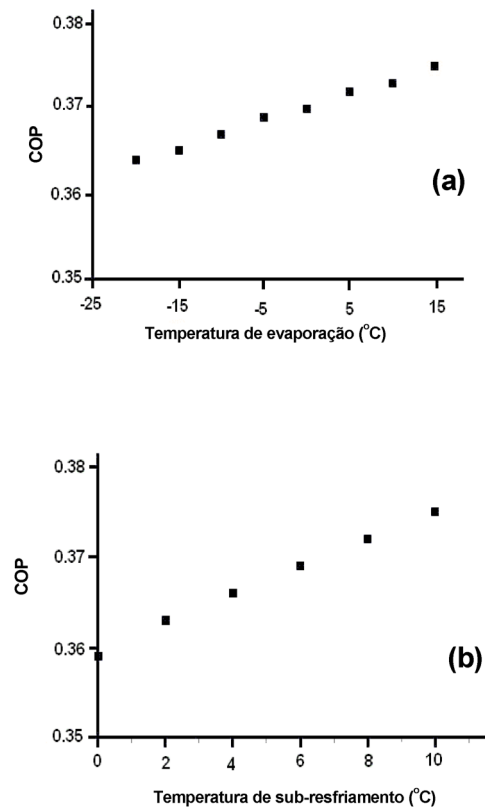


Figura 3. Valores do COP com a variação da temperatura de evaporação (a) e de sub-resfriamento (b) na saída condensador

## CALOR ABSORVIDO E NECESSIDADE CALÓRICA

Mantendo todas as outras condições constantes, a capacidade de refrigeração do absorvedor é linearmente proporcional ao número de tubos, como mostrado na Figura 4a. Na Figura 4b observa-se que quanto menor é a temperatura exigida pelo evaporador maior deve ser a taxa de transferência de calor no gerador. Em outros termos, quanto menor a temperatura no compartimento de refrigeração, mais energia do gerador é necessária e, conseqüentemente, aumenta-se o custo da energia do sistema de refrigeração.

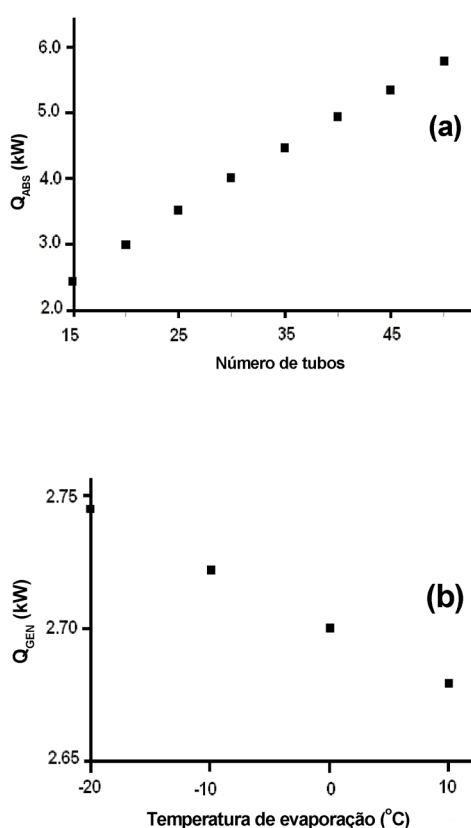


Figura 4. Valores do calor no (a) absorvedor ( $Q_{ABS}$ ) com o aumento do número de tubos no absorvedor e calor no (b) gerador ( $Q_{GEN}$ ) com o aumento da temperatura de evaporação

## CONSUMO ENERGÉTICO E CUSTO OPERACIONAL

O consumo energético de cada tipo de sistema de refrigeração, seus parâmetros termos-físicos e seus custos são apresentados na Tabela 2.

Para um sistema de refrigeração (1 kW), operando em regime de  $-10/+35$  °C, o consumo de calor é de 2,23 kW e o custo mensal de energia elétrica, relativo a 20 horas diárias de funcionamento, é de R\$ 69,13, conforme apresentado na Tabela 2. Incluindo o consumo de energia elétrica da bomba de recirculação do sistema de refrigeração por absorção, a qual representa 10% da energia consumida pelo motor de compressão, o custo aumenta em R\$ 9,60, totalizando um gasto total de R\$ 78,73. Considerando um sistema de refrigeração por compressão de vapor que tem um COP igual a 2,5 e um consumo energético de 0,4 kW, devido ao funcionamento de 20 horas diárias do motor, gera-se um gasto energético de 240 kW e um custo econômico de R\$ 96,00. Quando se comparam os custos dos sistemas de refrigeração, verifica-se que o sistema por absorção gera uma economia de 18% em relação ao sistema de compressão de vapor.

Analisando-se um equipamento de ar condicionado (25 kW), funcionando em regime de  $+10/+35$  °C, a energia consumida na forma de calor é de 58,63 kW, conforme apresentado na Tabela 2. Considerando um funcionamento diário de 12 horas, o custo devido a combustão do gás natural referente a um mês equivale a R\$ 1.095,44. Nas mesmas condições de operação, um sistema de refrigeração por compressão de vapor, com um COP igual a 6,0, necessita de uma potência elétrica de 4,17 kW que gera um consumo elétrico mensal de 1501,2 kWh. Considerando o custo de operação de R\$ 0,40/kWh, a instalação do sistema de refrigeração por compressão de vapor gera um custo mensal de R\$ 600,48 que é inferior ao estimado para um sistema de refrigeração por absorção. Todavia, como a temperatura mínima no gerador está próxima a 75 °C se justifica a utilização de coletores solares planos, os quais podem proporcionar temperaturas desta ordem (BEYER, 1988) sem haver aumento do custo energético operacional conseguindo portanto, uma significativa economia com seu emprego.

Sistemas de refrigeração industriais (350kW) operando em regime de  $-30/+35$  °C são construídos, normalmente, em indústrias de alimentos para o armazenamento de produtos perecíveis em câmaras frias. Neste tipo de instalações onde a temperatura é próxima de  $-25$  °C, o tempo de funcionamento é de 18 a 20 horas por dia (Costa, 1982). Para atender a demanda de resfriamento, o sistema

**Tabela 2. Resultados obtidos da modelagem computacional para três sistemas de refrigeração: refrigerador doméstico, central de ar condicionado e refrigeração industrial, operando a 1, 25 e 350 kW em seus respectivos regimes de -10/+35, +10/+35 e -30/+35 °C**

Parâmetros	Sistemas de refrigeração por absorção		
	1 kW (-10/+35 °C)	25 kW (+10/+35 °C)	350 kW (-30/+35 °C)
$Q_{EVAP}$ (kW)	1	25	350
$Q_{ABS}$ (kW)	2,23	58,63	721,18
$Q_{GEN}$ (kW)	2,72	59,02	736,69
$T_1, T_2$ (°C)	-10	10	-30
$T_3, T_4$ (°C)	40	40	40
$T_5, T_6$ (°C)	115	115	115
$T_7$ (°C)	74	74	74
$T_8$ (°C)	30	30	30
$\dot{m}_1, \dot{m}_2$ (kgs <sup>-1</sup> )	$8,95 \times 10^{-4}$	$2,37 \times 10^{-2}$	$2,96 \times 10^{-1}$
$\dot{m}_3, \dot{m}_4$ (kgs <sup>-1</sup> )	$6,27 \times 10^{-3}$	$1,66 \times 10^{-1}$	2,07
$\dot{m}_5, \dot{m}_6$ (kgs <sup>-1</sup> )	$8,98 \times 10^{-4}$	$2,37 \times 10^{-2}$	$2,96 \times 10^{-1}$
$\dot{m}_7, \dot{m}_8$ (kgs <sup>-1</sup> )	$5,37 \times 10^{-3}$	$1,42 \times 10^{-1}$	1,78
$T_{\text{agua}}$ no Abs. (°C)	22	22	22
$L_{\text{Tubos}}$ no Abs. (m)	0,4	1,9	5
Núm. Tubos em Abs.	18	80	290
Diam. Int. Tubos (mm)	10,3	10,3	26,6
Diam. Ext. Tubos (mm)	12,7	12,7	33,0
Área de troca térmica (m <sup>2</sup> )	0,233	4,91	121,17
Calor consumido (kW)	2,2	58,6	721,2
Tempo máx. de trabalho/dia (h)	20	12	20
Energia/mês (kWh)	1332	21107	437263
Custo da energia ( R\$/kWh)	0,05	0,05	0,05
Custo de operação (R\$)	69,13	1.095,44	22.694,00

de refrigeração por absorção necessita operar com um COP da ordem de 2 (Costa, 1982), que acarreta um aumento no consumo de energia. O calor consumido em uma instalação de refrigeração por absorção é de 721,2 kW, como apresentado na Tabela 2. Considerando um funcionamento diário de 20 horas, o custo devido a combustão do gás natural durante um mês equivale a R\$ 22.694,00.

Para sistema de refrigeração por compressão de vapor com um COP igual a 2, o consumo energético de 175 kW, devido ao acionamento do motor que funcionando 20 horas diárias, gera um gasto energético de 106,1 MWh e um custo de R\$ 26.526,00 no estado do Paraná. Somando o consumo elétrico da bomba de recirculação do sistema de refrigeração por absorção, que representa 10% da energia

consumida pelo motor de compressão, o custo total estimado é de R\$ 25.350,00 que representa uma economia de 4,5% nos gastos de energia.

#### 4. CONCLUSÕES

Utilizando uma programação estruturada foi construído um programa computacional de fácil uso e prático para o usuário, pois a separação de suas unidades lógicas em sub-rotinas independentes facilita o usuário modificar a parte do programa de forma isolada, deixando-o assim mais flexível e organizado. Através da simulação de cada processo descrito, em cada sub-rotina do programa foi possível o dimensionamento de todos os componentes que compõem o sistema de refrigeração por absorção e, além disto, fazer previsões de desempenho operacional do mesmo. A análise econômica do sistema de refrigeração por absorção mostra a viabilidade de sua utilização em pequenas, médias e grandes dimensões, e comprova seu grande potencial na redução dos custos de energia, quando comparado aos sistemas tradicionais de refrigeração de compressão.

#### 5. NOMENCLATURA

$A_{transf}$	Área de transferência de calor (m <sup>2</sup> );
$C_i$	Concentração da amônia na corrente $i$ (kg amônia/kg solução);
$c_{pS}$	Calor específico da solução (kJ/kg K);
$D_{int}$	Diâmetro interno dos tubos (m);
$f$	Coeficiente de película (W /m <sup>2</sup> K <sup>1</sup> );
$g$	Aceleração da gravidade (m/s <sup>2</sup> );
$h_i$	Entalpia da mistura amônia + água na corrente $i$ (kJ/kg);
$k_{Tub}$	Condutividade térmica da tubulação (W/m K);
$k_s$	Condutividade térmica da solução (W/m K);
$k_{NH3}$	Condutividade térmica da amônia (W/m K);
$L_{Tub}$	Comprimento dos tubos (m);
$m_i$	Massa total da corrente $i$ (kg);
$m_{EVAP}$	Massa da amônia no evaporador (kg);

$Nu$	Número de Nusselt;
$P_{EVAP}$	Taxa de calor retirado do ambiente (kW);
$P_{COMP}$	Potência consumida pelo compressor (kW);
$p_{Sat}$	Pressão de saturação da amônia (bar);
$Pr$	Número de Prandtl;
$Q_i$	Carga térmica (kW) na unidade $i$ ;
$r_{int}$	Raio interno dos tubos do absorvedor (m);
$r_{ext}$	Raio externo dos tubos do absorvedor (m);
$Re$	Número de Reynolds;
$T_i$	Temperatura da corrente $i$ (°C);
$T_{C,H_2O}$	Temperatura crítica da água (°C);
$x$	Fração mássica de amônia na solução;
$y$	Fração mássica de amônia no vapor;
$\Delta h$	Variação de entalpia (kJ/kg);
$\Delta T_{ln}$	Temperatura média logarítmica (K);
$\delta$	Espessura da película da solução descendente (m);
$\mu$	Viscosidade da mistura (Pa s);
$\rho$	Densidade da solução (kg/m <sup>3</sup> );
$\Gamma$	Fluxo de massa por perímetro molhado de tubo (kg /m s);

#### 6. REFERÊNCIAS

ARUN M.B., MAIYA M.P. AND MURTHY S.S. (2001). Performance comparison of double-effect parallel-flow and series flow water-lithium bromide absorption systems. Applied Thermal Engineering Vol. 21, N° 12, p. 1273-1279.

ASHRAE (2005). Handbook of Fundamentals, IP Edition, Publishers: American Society of Heating, Refrigerating and Air-Conditioning Engineers, Atlanta, USA.

BEYER P.O. (1988). Produção de gelo com coletores solares concentradores parabólicos com-



postos e refrigeração por absorção. Engenharia Mecânica, UFRGS, Porto Alegre, Rio Grande do Sul, Brasil.

CONDE ENGINEERING M. (2006). Thermophysical properties of  $\text{NH}_3+\text{H}_2\text{O}$  mixtures for the industrial design of absorption refrigeration equipment: Formulation for Industrial use. Zurich, Switzerland. Acesso em: <http://www.mrc-eng.com/Downloads/NH3&H2O%20Props%20English.pdf>

COSTA E.C. (1982). Refrigeração. 3ª ed., Editora Edgard Blücher Ltda., São Paulo, Brasil.

FERNÁNDEZ-SEARA J., UHÍA F.J. AND SIERES J. (2007). Analysis of an air cooled ammonia-water vertical tubular absorber. International Journal of Thermal Sciences, Vol. 46, Nº. 1, p. 93-103.

FLORIDES G.A., KALOGIROU S.A., TASSOU S.A. AND WROBEL L.C. (2003). Design and construction of a LiBr–water absorption machine. Energy Conversion and Management, Vol. 44, Nº. 15, p. 2483–2508.

GARIMELLA S. (2001). Fundamental understanding of heat and mass transfer in the ammonia/water absorber. Interim Report, Georgia Tech Research Institute, George W. Woodruff School of Mechanical Engineering Atlanta, Publisher: Air-Conditioning and Refrigeration Technology Institute, ARTI-21CR/612-10050-01, Atlanta, USA.

GROSSMAN G. AND ZALTASH A. (2001). Absim – Modular simulation of advanced absorption systems. International Journal of Refrigeration, Vol. 24, Nº.6, p. 531-543.

JOUDI K.A. AND LAFTA A.H. (2001). Simulation of a simple absorption refrigeration system. Energy Conversion and Management, Vol. 42, Nº. 13, p. 1575-1605.

KREITH F. (2002)). Princípios de transmissão de calor, Ed. Edgard Blücher, São Paulo, SP, Brasil.

MARTÍNEZ P.J. AND PINAZO J.M. (2002). A method for design analysis of absorption machines. International Journal of Refrigeration, Vol. 25, Nº. 5, p. 634-639.

MEDRANO M., BOUROUIS M. AND CORONAS A. (2002). Absorption of water vapour in the falling film of water-lithium bromide inside a vertical tube at air-cooling thermal conditions. International Journal of Thermal Sciences, Vol. 41, Nº. 9, p. 891-898.

MÜHLE I.N. (2000). Instalações de refrigeração por absorção: a experiência da MADEF, In Proceedings of the 3<sup>rd</sup> Encontro de Energia no Meio Rural, Campinas, SP, Brasil.

PEREIRA M.A. (2006). Análise exergética experimental de uma unidade de refrigeração por absorção de 5TR movida a gás liquefeito de petróleo (GLP). Tese de Doutorado. Depto de Engenharia Mecânica, UFPR, Curitiba, PR, Brasil.

PERRY R.H., GREEN D.W. and MALONEY J.O.: “Perry's chemical engineers handbook”. 7 ed., McGraw Hill, 632-634, New York, USA. 1997.

POHL J.P., HELLMANN H.M. AND GROSSMAN G. (1998). Investigation and comparison of two configurations of a novel open-cycle absorption chiller. International Journal of Refrigeration, Vol. 21, Nº. 2, p. 142-149.

TALBI M. AND AGNEW B. (2002). Energy recovery from diesel engine exhaust gases for performance enhancement and air conditioning. Applied Thermal Engineering, Vol. 22 Nº. 6, 693-702.

THRELKELD J.L. (1970). Thermal environmental engineering. 2º Ed, 495 p., Englewood Cliffs, N.J.: Prentice-Hall.