

ANÁLISE PARAMÉTRICA DE UM REFRIGERADOR DE ABSORÇÃO COM COMBUSTÃO DE GÁS NATURAL COMO FONTE DE CALOR.

Yipsy Roque Benito¹ (PUC-Rio), José Alberto Reis Parise² (PUC-Rio), José Viriato Coelho Vargas³ (UFPR)

¹Pontifícia Universidade Católica de Rio de Janeiro, Departamento de Engenharia Mecânica. Rua Marquês de São Vicente, 225, Gávea 22453-900 Rio de Janeiro, RJ – Brasil, gipsyrb@mec.puc-rio.br

²Pontifícia Universidade Católica de Rio de Janeiro, Departamento de Engenharia Mecânica. Rua Marquês de São Vicente, 225, Gávea 22453-900 Rio de Janeiro, RJ – Brasil, parise@mec.puc-rio.br

³Universidade Federal do Paraná, Departamento de Engenharia Mecânica, Caixa Postal 19011, 81531-990 Curitiba, PR – Brasil, jvargas@demec.ufpr.br

O presente estudo é parte de um projeto mais abrangente, destinado a desenvolver a tecnologia de um refrigerador por absorção. O equipamento estudado (considerado de pequeno porte) é acionado pelo calor proveniente da combustão de gás natural e usa uma solução amônia-água como fluido de trabalho. O ciclo em questão é de simples estágio, opera entre três pressões de trabalho e possui várias regenerações internas. Simulou-se o ciclo termodinâmico a partir das equações fundamentais de balanço de massa e energia e das equações das efetividades da transferência de calor e massa, usando como base um conjunto de dados experimentais. O sistema de equações resultante foi resolvido usando o software Engineering Equation Solver (EES ®). A partir da simulação é verificada a influência das variáveis experimentais e sobre diferentes parâmetros que influem no desempenho global do sistema. O presente trabalho estabelece uma ferramenta de análise de instalações de refrigeração por absorção e de tomada de decisões para o uso racional da energia.

Ciclo de absorção, análise paramétrica, refrigeração

1. INTRODUÇÃO

A refrigeração por absorção é particularmente atraente quando os aspectos ambientais possuem um peso importante na seleção do equipamento. Neste tipo de ciclo termodinâmico, empregam-se fluidos de trabalho com baixo impacto ambiental, e a potência elétrica requerida para seu funcionamento (pela bomba da solução) tem um valor desprezível quando comparado com a potência frigorífica. Em contraste com estas características, os *chillers* de compressão de vapor usam, em sua maioria, fluidos que contribuem para o aquecimento global e a potência elétrica consumida representa entre 20 e 50% da capacidade de refrigeração (Gordon e Ng, 1995). Embora os *chillers* por compressão de vapor sejam a vasta maioria da capacidade instalada de refrigeração, os *chillers* de absorção representam uma importante minoria, em especial quando há disponibilidade de alguma fonte de calor de baixa temperatura ou quando existe abundância de gás natural (Gordon e Ng, 1995).

O presente estudo versa sobre um sistema de absorção de simples estágio com regenerações internas, que usa uma mistura água-amônia como fluido de trabalho. A partir da queima de gás natural produz-se água (ou solução água-etileno glicol) gelada no evaporador e água quente no conjunto condensador-absorvedor. Este sistema é objeto de análise do projeto DORAGEX (Pereira, 2006) que propõe, também, o desenvolvimento de um protótipo de fabricação nacional.

O objetivo fundamental deste trabalho é determinar, por meio da simulação, tanto a influência dos parâmetros medidos experimentalmente no desempenho do equipamento estudado, quanto de outras variáveis de utilidade para o desenvolvimento do protótipo.

2. REVISÃO DA LITERATURA

Os fundamentos da refrigeração por absorção aparecem descritos por autores clássicos da engenharia, como Perry et al (1975) e Faires (1978). A modelagem e a simulação da refrigeração por absorção têm sido amplamente abordadas na literatura. Os ciclos baseados nos processos de absorção e desabsorção da mistura água-amônia têm sido amplamente estudados. Threlkeld (1970) utiliza uma solução gráfica baseada nos diagramas pressão vs entalpia da solução água-amônia. Perry (1997) apresenta uma profunda caracterização dos processos e equipamentos envolvidos na refrigeração por absorção. Na simulação dos ciclos destacam-se os trabalhos de Grossman e co-autores (1983, 1984 e 2001) que desenvolveram o ABSIM, programa que constitui uma ferramenta de avaliação para sistemas de absorção em diferentes configurações e diferentes fluidos de trabalho, amplamente usado nas pesquisas sobre o tema. Na simulação de ciclos termodinâmicos, para sistemas de diferentes configurações e graus de complexidade, destacam-se Ng et al (2000), Patnaik e Perez-Blanco (1993) e Fernández-Seara et al (2002), os quais apresentam análises recentes da transferência de calor e massa nos processos de destilação dos sistemas de refrigeração por absorção. Diversas configurações dos ciclos de

absorção são analisadas. Radermacher et al (1996) estudam as características e simulação de diferentes tipos de ciclos. Podem-se, também, citar trabalhos como o de Pohl e Grossman (1998), que versam sobre ciclos abertos e semi-abertos, e os de Khalid et al (2001) e Morejón e Brum (2001), que estudam ciclos simples.

Pereira (2006) apresenta uma análise experimental do sistema Robur, modelo GAHP-W, levantando pontos experimentais resultantes da medição da vazão e a temperatura para os produtos água fria e água quente. No seu trabalho avaliam-se os desempenhos baseados na primeira e segunda lei e determinam-se os pontos ótimos das vazões para as taxas máximas de frio e de calor produzidos. Os referidos resultados experimentais serão usados no presente trabalho como base da simulação.

3. DESCRIÇÃO DO SISTEMA

O equipamento a ser modelado é um refrigerador com ciclo de absorção de fabricação italiana, marca Robur de 5 TR, modelo GAHP-W (Robur, 2005). O mesmo está composto por gerador, retificador, pré-absorvedor em conjunto com o condensador, absorvedor, bomba da solução, evaporador, trocador refrigerante entre as linhas à saída do evaporador e do condensador e dispositivos de expansão. Realiza pré-aquecimento da solução forte no retificador e no pré-absorvedor. Produz, simultaneamente, água gelada à temperatura de 7°C no evaporador e água quente a 50°C através da recuperação de calor no conjunto condensador-absorvedor.

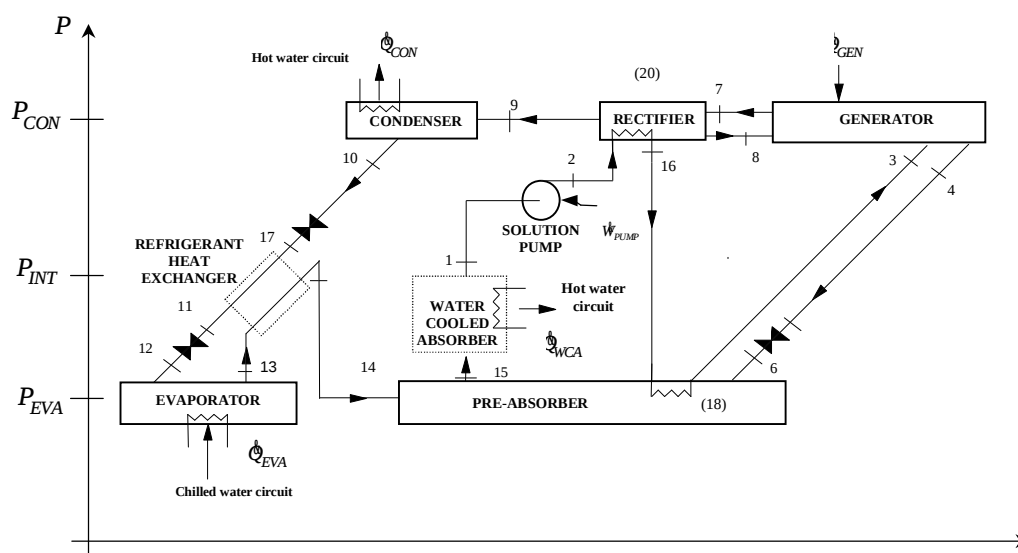


Figura 1 Esquema P - T do ciclo de absorção de vapor com pré-aquecimento da solução forte no retificador e recirculação no pré-absorvedor.

A Fig. 1 mostra o ciclo termodinâmico do sistema a ser modelado, com os pontos significativos do sistema, onde foram determinados os estados termodinâmicos, com as correspondentes propriedades. São ressaltados os níveis de pressões em que o sistema trabalha e, qualitativamente, os níveis de temperaturas. Também são representados os fluxos de energia trocada entre o sistema e o ambiente. O ciclo é descrito a seguir. Do evaporador tem-se o vapor de amônia (14), que entra no pré-absorvedor e se mistura com a solução fraca (6), que é resultado do processo de desabsorção no gerador. A mistura resultante é a solução forte (15), que passa pelo absorvedor resfriado por água onde cede calor a uma taxa $\dot{Q}_{WCA}$ ao circuito de água quente, terminando o processo de absorção. Depois, a solução é bombeada, consumindo uma potência $\dot{W}_{PUMP}$, até a pressão do gerador (estado 2), circula pelo retificador e absorve o calor $\dot{Q}_{RET}$, resultando no estado 16. A seguir, produz-se uma recirculação da solução forte no pré-absorvedor, onde esta é aquecida ainda mais, $\dot{Q}_{SCA}$, até o estado 3, que é o ponto de alimentação do gerador. No gerador, com o fornecimento de calor através da queima do combustível, $\dot{Q}_{GEN}$, ocorre o processo de desabsorção, onde o vapor de amônia (7) é separado da solução forte a qual se empobrece, resultando na solução fraca (4) que, uma vez expandida no dispositivo de expansão, entra no pré-absorvedor para repetir o ciclo. Da sua parte, o vapor, no estado 7, entra no retificador onde é aumentada sua concentração pela condensação da água que até então continha. O resultado deste processo é o refluxo (8), que retorna ao gerador, e o vapor de amônia (9), que entra no condensador. No condensador, dispositivos de expansão, trocador de regeneração interna e evaporador ocorrem processos idênticos aos das bombas de calor

por compressão de vapor, liberando $\dot{Q}_{CON}$ no condensador e recebendo $\dot{Q}_{EVA}$ no evaporador. Para fechar o ciclo de absorção, o vapor de amônia, no estado 14, entra no pré-absorvedor. Como se pode notar, dentre as particularidades do ciclo em estudo estão o pré-aquecimento da solução forte no retificador e a recirculação no pré-absorvedor, assim como a troca de calor entre os fluidos à saída do evaporador e do condensador no regenerador interno.

4. MODELO MATEMATICO

O modelo matemático usado é descrito em detalhe por Benito (2007). O mesmo é baseado em equações fundamentais, e consiste em equacionar, com parâmetros concentrados, os balanços de massa e energia para cada componente do sistema, levando em consideração as propriedades dos fluidos refrigerante e absorvente (suas equações de estado) e as equações relacionadas às taxas de transferência de calor e de massa. Adicionalmente, o modelo emprega o conceito da efetividade, de transferência de calor e de massa, para cada um dos trocadores de calor. Entende-se que esta abordagem simplifica o equacionamento dos trocadores, e é adequada por se situarem as efetividades entre zero e um, em uma modelagem de sistemas onde pouco se conhece sobre a geometria e desempenho dos componentes.

Na formulação do modelo as seguintes aproximações foram feitas: (i) o sistema funciona em regime permanente; (ii) o absorvente (água) não vaporiza no gerador; portanto somente refrigerante puro (amônia) escoo entre evaporador e condensador; (iii) não são consideradas as quedas de pressão em equipamentos e tubulações; (iv) as irreversibilidades nos subsistemas são contabilizadas através de suas eficiências; (v) no pré-absorvedor, acontece primeiro a mistura adiabática (ponto 18) e, depois, o aquecimento da solução; (vi) no retificador, considera-se o processo de transferência de calor separadamente do processo de separação em líquido e vapor, definindo o ponto 20 que corresponde a um estado termodinâmico hipotético e (vii) as propriedades da mistura água-amônia são determinadas por meio da biblioteca externa NH3H2O do programa EES (2004). A rotina de propriedades desta biblioteca baseia-se nas correlações descritas por Ibrahim e Klein (1993).

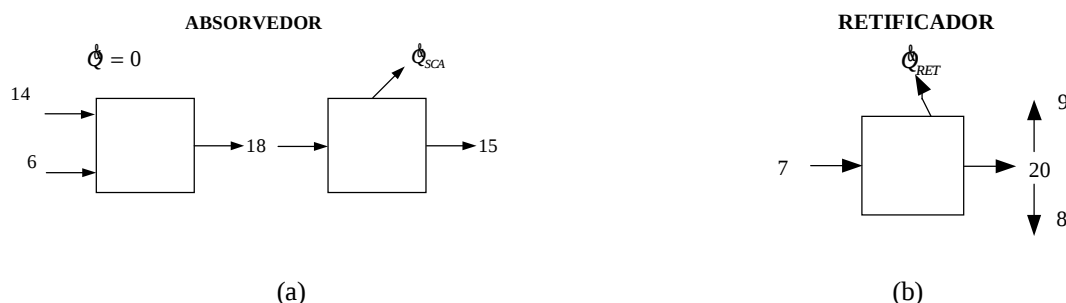


Figura 2. Hipóteses. a) Pré-absorvedor: mistura adiabática e aquecimento da solução b) Retificador: Processo de troca de calor prévio à troca de massa.

As definições da efetividade da transferência de calor e massa aplicada no pré-absorvedor e dos Indicadores do desempenho do sistema são apresentadas a seguir, as equações restantes do modelo aparecem no Anexo.

A máxima taxa de absorção de massa, para um arranjo em contracorrente, ocorrerá num dispositivo ideal onde a solução é resfriada até a temperatura de entrada do fluido refrigerante do absorvedor (no presente caso a solução forte no interior da serpentina). A concentração da solução forte atingirá, então, a concentração de equilíbrio correspondente à temperatura antes mencionada. A transferência de calor máxima também ocorreria sob tais condições (Patnaik e Perez-Blanco, 1993). Assim, a efetividade do absorvedor-regenerador pode ser definida como:

$$e_{h;SCA} = \frac{\dot{Q}_{SCA}}{\dot{Q}_{SCA,max}} = \frac{h_{18} - h_{15}}{h_{18} - h_{15}(T_{15}=T_{16})} \quad (1)$$

A efetividade da transferência de calor e massa tomaria valores entre zero e um, em função da geometria e das características dos escoamentos presentes. No caso em que a efetividade tivesse valor unitário, estar-se-ia em presença do ponto no estado limite para a saída do absorvedor. Este ponto teórico máximo seria único e teria as propriedades seguintes: Temperatura do fluido refrigerante à entrada do absorvedor, pressão do evaporador entalpia máxima obtida pela expressão de $e_{h;SAC} = 1$.

Para avaliar o desempenho do sistema de absorção, alguns parâmetros globais são definidos. O coeficiente de performance é definido como sendo a razão:

$$COP = \frac{\dot{Q}_{EVA}}{\dot{Q}_{GEN} + \dot{W}_{PUMP}} \quad (2)$$

Na análise de primeira lei, é definida uma razão de conversão de energia, ECR , como sendo a razão entre o produto energético total (frio mais calor) e o total de energia consumida. Constitui-se em um parâmetro avaliador do desempenho global da planta.

$$ECR = \frac{\dot{Q}_{EVA} + \dot{Q}_{CON} + \dot{Q}_{WCA}}{\dot{Q}_{GEN} + \dot{W}_{PUMP}} \quad (3)$$

O modelo matemático acima descrito foi implementado no software EES (EES, 2004). Este software utiliza o método de Newton-Raphson para a solução de sistemas de equações algébricas não lineares.

5. SIMULAÇÃO

O sistema estudado foi tratado como uma caixa preta. Os dados experimentais obtidos até o momento (Pereira, 2006) são, apenas, vazões e temperaturas de entrada e saída de água e consumo de gás. Isto limitou o alcance da presente simulação, visto que muitos dados de entrada requeridos não estavam disponíveis. A escolha de todos estes, dentro de uma faixa de valores aceitável, introduziu determinada incerteza na modelagem. Porém, o modelo, por estar baseado nas equações de balanço, permite ser estendido a outras condições de funcionamento, diferentes às das medições já feitas.

Uma vez introduzidos os dados experimentais como entradas do programa, fizeram-se as aproximações necessárias para outros dados empíricos e determinaram-se constantes apropriadas para que os parâmetros calculados coincidisse razoavelmente com as medições de saída do equipamento. As principais aproximações e constantes da simulação estão listadas na Tabela 1.

Tabela 1. Principais aproximações e constantes da simulação.

Efetividade da troca de calor para o condensador, $e_{h;CON}$	0,5
Concentração de amônia à entrada do condensador, x_g	1
Coeficiente de perdas do condensador, q_{CON}	0,2
Efetividade da troca de calor para o evaporador, $e_{h;EVA}$	0,3
Coeficiente máximo de perdas do evaporador, $q_{EVA;max}$	0,1
Título do fluido quente à saída do trocador (vapor saturado), q_{11}	1
Relação de pressões do primeiro orifício calibrado, Φ_1	0,8
Efetividade da troca de calor para o absorvedor regenerativo, $e_{h;SCA}$	0,9
Temperatura da solução forte à saída do retificador, T_{16}	351K
Título da solução forte à saída do absorvedor resfriado por água, q_1	0
Coeficiente de perdas do absorvedor resfriado por água, q_{WCA}	0,2
Eficiência da bomba, h_{PUMP}	0,9
Efetividade da troca de calor para o retificador, $e_{h;REC}$	0,3

Considerou-se, também, que a vazão de entrada da solução fraca representa 85% da vazão da solução forte.

6. RESULTADOS E DISCUSSÃO

O modelo descrito acima foi usado para simular e analisar o sistema em estudo. Foram fixadas apenas as temperaturas de entrada da água de resfriamento do conjunto condensador-absorvedor e da solução fria água-etilenoglicol. Variando-se as vazões dos fluidos, foi obtido um conjunto de curvas que mostra o comportamento de alguns dos parâmetros que influem no desempenho do *chiller* de absorção. Estas curvas são apresentadas a seguir.

A figura 3 mostra a dependência linear entre as pressões de condensação e de evaporação e as vazões de água quente e solução fria, respectivamente. A tendência da pressão de condensação é oposta à de evaporação.

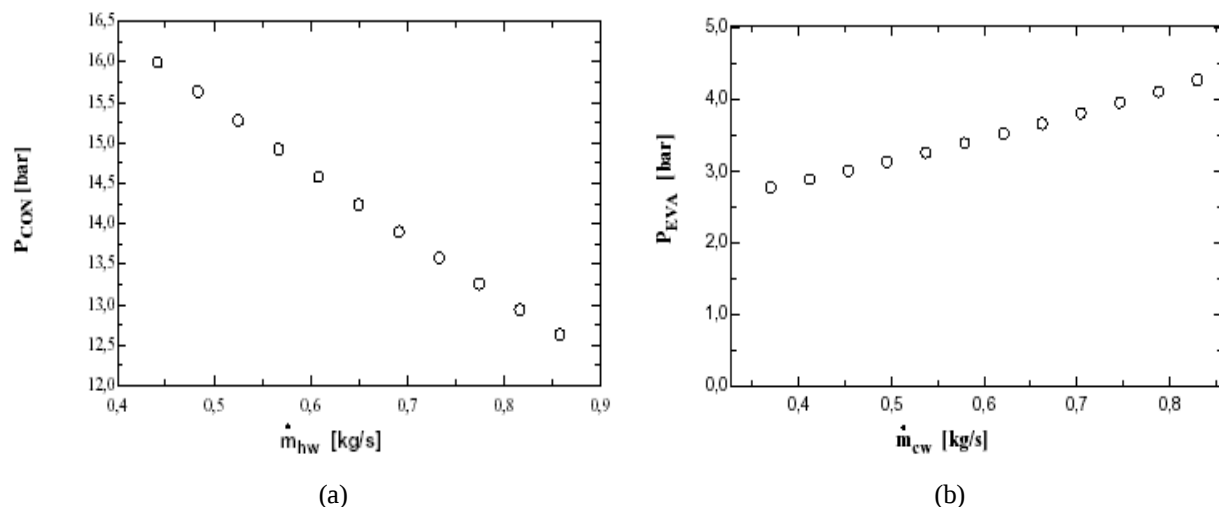


Figura 3. Variação das pressões em função das vazões de água e de solução fria ($T_{hw;in} = 295K$ e $T_{cw;in} = 288K$):

- a) Pressão de condensação em função da vazão de água quente, $\dot{m}_{cw} = 0,37 kg/s$;
b) Pressão de evaporação em função da vazão de solução fria, $\dot{m}_{hw} = 0,40 kg/s$.

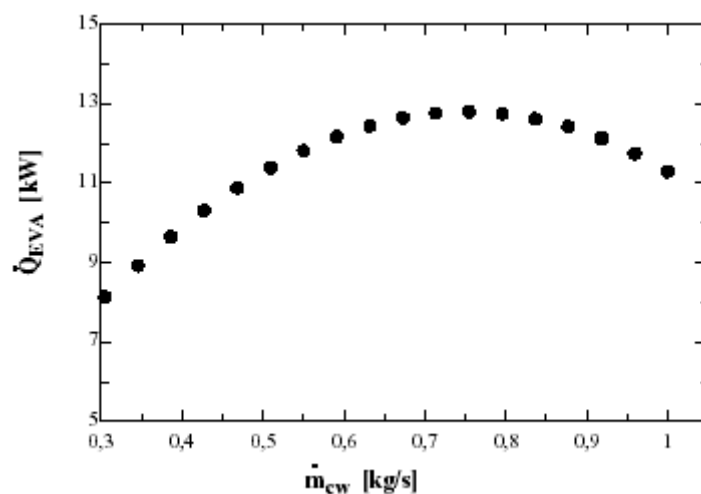


Figura 4. Potência frigorífica versus vazão de solução fria para $T_{hw;in} = 295K$ e $T_{cw;in} = 288K$.

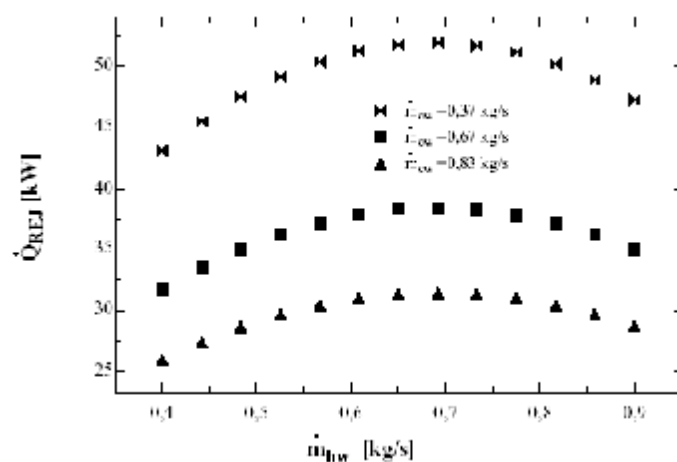


Figura 5. Taxa de calor de rejeito versus vazão de água quente para $T_{hw;in} = 295K$, $T_{cw;in} = 288K$ e para diferentes vazões de solução fria.

A figura 4 mostra o comportamento da potência frigorífica com a vazão de solução fria. Nota-se que existe um ponto máximo para $\dot{m}_{hw} = 0,75$ kg/s. Esta tendência coincide com a dos dados experimentais de Pereira (2006). Observou-se (Benito, 2007) que a potência frigorífica permanece constante ante as variações da vazão de água quente. Na figura 5, a taxa de rejeição de calor apresenta um máximo para valores de vazão de água quente próximo de 0,7 kg/s, para qualquer valor da vazão de água gelada. Este resultado coincide com o obtido por Pereira (2006).

Como pode ser observado na figura 6, a taxa de fornecimento de calor no gerador pouco varia ante as variações da vazão de água quente, enquanto diminui drasticamente com o aumento da vazão de água gelada.

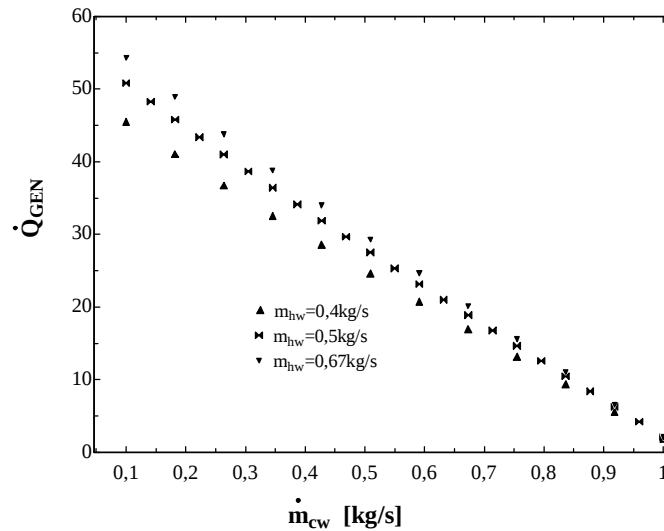


Figura 6. Taxa de fornecimento de calor no gerador em função da vazão de água gelada para vários valores da vazão de água quente para $T_{hw;in} = 295K$ e $T_{cw;in} = 288K$.

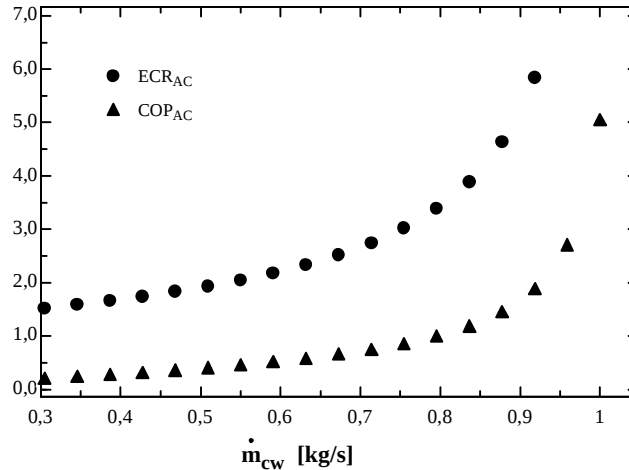


Figura 7. Desempenho do sistema para $\dot{m}_{hw} = 0,5$ kg/s; $T_{hw;in} = 295K$ e $T_{cw;in} = 288K$.

Na figura 7 mostra-se o desempenho do sistema com a variação da vazão de solução fria, mantendo-se constantes a vazão de água quente e as temperaturas de entrada da água quente e da mistura de água-etilenoglicol. Observa-se que, com o aumento da vazão da solução fria, o sistema tem seu desempenho melhorado devido ao fato de o consumo diminuir para maiores vazões do fluido frio. Ademais, pode-se observar, na figura 8, que a temperatura de saída da água quente diminui enquanto que a de água-etilenoglicol aumenta, devido ao aumento da pressão de evaporação com a vazão de fluido frio.

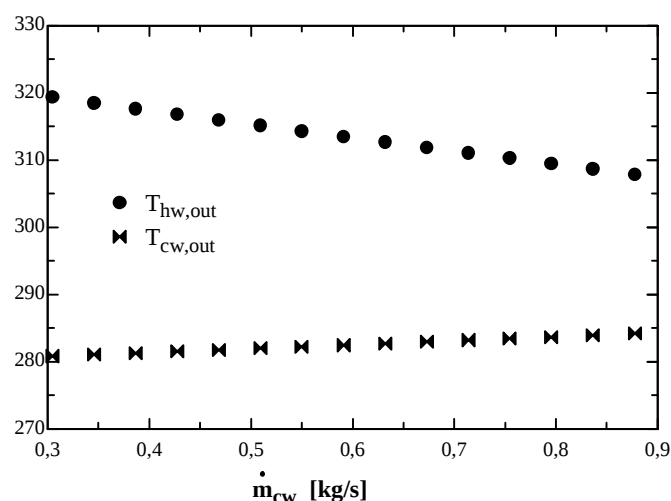


Figura 8. Temperaturas de saída da água quente e a solução fria em função da vazão da solução fria para

$$\dot{m}_{hw} = 0,5 \text{ kg/s}, T_{hw,in} = 295K \text{ e } T_{cw,in} = 288K.$$

Na figura 9 observa-se o comportamento da vazão de refrigerante (amônia pura), $\dot{m}_g$, quando varia a vazão de água quente. Este parâmetro apresenta um máximo para valores próximos de 0,7kg/s de vazão de água quente, o que coincide com a tendência para a taxa de rejeição de calor, figura 5.

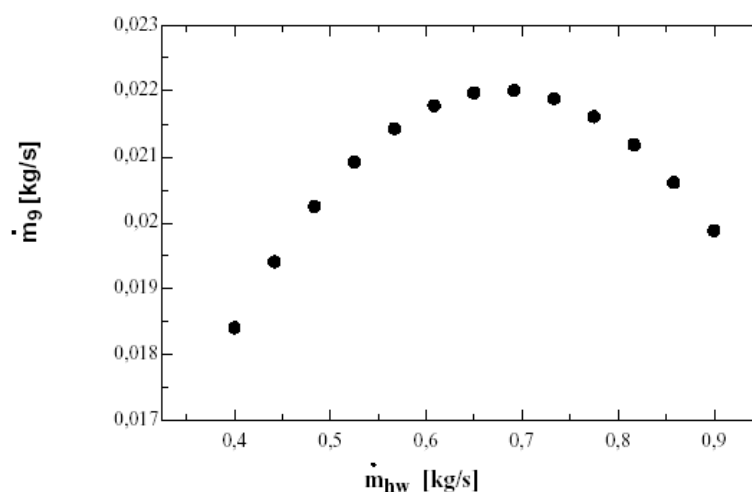


Figura 9. Vazão de refrigerante em função da vazão de água quente. $T_{hw,in} = 295K$, $T_{cw,in} = 288K$ e

$$\dot{m}_{cw} = 0,37 \text{ kg/s}.$$

Finalmente, a figura 10 mostra como a efetividade do absorvedor, resfriado, por água varia em função de ambas as vazões.

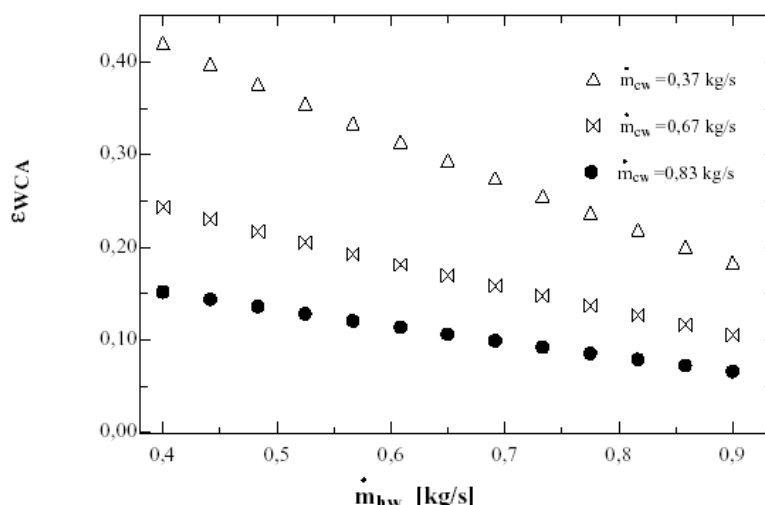


Figura 10. Efetividade do absorvedor esfriado por água em função da vazão de água quente, para diferentes vazões de solução fria ($T_{hw;in} = 295K$ e $T_{cw;in} = 288K$).

7. CONCLUSÕES

A variação dos parâmetros medidos experimentalmente, vazões da mistura água-etileno glicol e da água quente, influi em determinadas variáveis cuja determinação é de utilidade tanto para a operação do sistema quanto para o desenvolvimento do protótipo, proposto pelo projeto. A determinação desta influência mostrou-se viável com o presente modelo. Os parâmetros mais sensíveis à variação das vazões da mistura água-etilenoglicol e da água quente, segundo o modelo proposto, são: as pressões de evaporação e condensação, as potências frigoríficas e de rejeito, a vazão de refrigerante e a efetividade do absorvedor resfriado por água.

8. AGRADECIMENTOS

O presente trabalho foi elaborado com o apoio financeiro da ANP, da FAPERJ e do CNPq.

8. REFERÊNCIAS

- BENITO, Y. R., Modelagem da produção simultânea de frio, calor e energia elétrica. Dissertação de Mestrado. Departamento de Engenharia Mecânica, Pontifícia Universidade Católica de Rio de Janeiro, 2007.
- ENGINEERING EQUATION SOLVER (EES), version V7,258-3D, F-Chart Software, LLC, 2004.
- FAIRES, V., M.; SIMMANG, C. M. Thermodynamics /. 6. ed. - New York : Macmillan, c1978. 647p.
- FERNÁNDEZ-SEARA, J., SIERES, J. Amônia-water absorption refrigeration system with flooded evaporators, Applied Thermal Engineering 26 (2006) 2236-2246
- GORDON J. M., NG K. C. A general thermodynamic model for absorption chillers: theory and experiment, Heat Recovery Systems & CHP, Vol. 15, No. 1. pp. 73-83, 1995
- GROSSMAN, ABSIM: modular simulation of advanced absorption systems, International journal of refrigeration 24 (2001) 531-543.
- GROSSMAN, G., HEATH, M. T., Simultaneous heat and mass transfer in absorption of gases in turbulent liquids, International Journal. Heat MassTransfer, 27 (12) (1984) 2365-2376.
- GROSSMAN, G., Simultaneous heat and mass transfer in film absorption under laminar flow, , International Journal. Heat MassTransfer, 6 (3) (1983) 357- 371.
- IBRAHIM, O.M. AND KLEIN S.A., "Thermodynamic Properties of Ammonia-Water Mixtures", ASHRAE Transactions, CH-93-21-2 January, 1993. 99(1), 1495-1502.
- KHALID A. JOUDI, ALI H. LAFTA, Simulation of a simple absorption refrigeration system, Energy Conversion & Management 42 (2001) 1575±1605
- MOREJÓN, C. F. M., BRUM, N.C. L., Exergetical análise for optimization of the componets of the absorption refrigeration cycles whith water-ammonia asworking fluid., Proceedings of COBEM 2001, Refrigeration, Air conditioning, Heating and Ventilation. Vol 5, 2001.
- NG, K. C., CHUA, H. T., AND HAN, Q., On the modeling of absorption chillers with external and internal irreversibilities, Applied Thermal Engineering Vol. 17, No. 5, 1997, pp. 413-425,

- NG, K.C., CHUA , H.T., TOH , H.K., A general thermodynamic framework for understanding the behavior of absorption chillers, **International Journal of Refrigeration** 23 (2000) 491±507
- PATNAIK, V., PEREZ-BLANCO H., A counter flow heat-exchanger analysis for the design of falling film absorbers, **Int. Absorption Heat Pump Conf. AES-31** (1993) 209–216]
- PEREIRA, M. A., Análise exergética experimental de uma unidade de refrigeração por absorção de 5TR movida a gás liquefeito de petróleo (GLP). Dissertação de Mestrado. Setor de Tecnologia, Universidade Federal de Paraná, 2006.
- PERRY, R. H.; GREEN, D. W.; MALONEY, J. O. Perry's chemical engineers' handbook. 7th ed. Mew York: McGraw-Hill, 1997.
- POHL, J. P., GROSSMAN, G., Investigation and comparison of two configurations of a novel open-cycle absorption chiller, **International Journal of Refrigeration**. Vol. 21, No. 2, pp. 142-149, 1998
- RADERMACHER, R, HEROLD K.E., KLEIN, S. A, Absorption chillers and heat pumps, CRC Press, Florida, 1996.
- ROBUR, S. A. Installation, start up and maintenance manual. Bergamo, Italia. 2005.
- THRELKELD, J. L., Thermal environmental engineering. 2. ed. Englewood Cliffs, N.J.: Prentice-Hall, 1970. 495 p.

PARAMETRIC ANALYSIS OF AN ABSORPTION REFRIGERATOR WITH NATURAL GAS AS HEAT SOURCE

The present study is part of a project destined to develop an absorption refrigerator technology. The equipment that has been studied is driven by natural gas combustion heat and uses an ammonia/water solution as working fluid. The simple-stage cycle works between three pressures and has several internal regenerations. A thermodynamic cycle was simulated from fundamental mass and energy balance equations, mass and heat effectiveness equations and from semi-empirical relations using experimental data. The resulting equation system was solved using the Engineering Equation Solver (EES ®) software. The simulation shows the influence of the experimental variables on different parameters that, on their turn, influence the global performance of the system. The present work establishes a tool for the analysis of absorption refrigeration installations and for the rational usage of energy.

Absorption cycle, parametric analysis, refrigeration

Os autores são os únicos responsáveis pelo conteúdo deste artigo.

SIMBOLOGIA

c_p	Calor específico a pressão constante (kJ/kgK)	Sub-índices e abreviaturas	
h	Entalpia específica (kJ/kg)	CON	Condensador
$\dot{m}$	Vazão mássica (kg/s)	cw	Água gelada
P	Pressão absoluta (bar)	e	Mistura água/etileno-glicol
q	Fração mássica de vapor ou título	EVA	Evaporador
$\dot{Q}$	Taxa de transferência de calor (kW)	g	Ganho de calor
$\dot{Q}_r$	Taxa de calor de rejeito não aproveitado(kW)	GEN	Gerador
$\dot{Q}_g$	Taxa de ganhos de calor do ambiente (perdas) (kW)	hw	Água quente
T	Temperatura absoluta (K)	max	Máximo
$\bar{T}$	Temperatura média(K)	min	Mínimo
s	Entropia específica (kJ/kgK)	PUMP	Bomba
w^k	Taxa de trabalho fornecido ou potência elétrica (kW)	REC	Retificador
v	Volume específico (m ³ /kg)	RHE	Trocador regenerador interno
x	Concentração de amônia	REJ	Rejeitado
Símbolos gregos		SCA	Pre- Absorvedor
e_h	Efetividade da transferência de calor	w	Água
h	Eficiência	WCA	Absorvedor resfriado por água
q	Coeficiente de perdas		
Φ	Relação de pressões		

ANEXO

		Evaporador	
$\dot{m}_{12} = \dot{m}_{13}$	A-1	$\dot{Q}_{EVA} = \dot{m}_{12} (h_{13} - h_{12})$	A-5
$\dot{m}_{14} = \dot{m}_{13}$	A-2	$\dot{Q}_{EVA} - \dot{Q}_{g;EVA} = \dot{m}_{cw} c_{p_{w;e}} (T_{cw;in} - T_{cw;out})$	A-6
$x_{12} = x_{13}$	A-3	$\dot{Q}_{g;EVA} = q_{EVA} \dot{Q}_{EVA}$	A-7
$x_{13} = x_9$	A-4	$e_{h;EVA} = \frac{\dot{Q}_{EVA}}{\dot{Q}_{max}} = \frac{\dot{Q}_{EVA}}{\dot{m}_{cw} c_{p_{w;e}} (T_{cw;in} - T_{12})}$	A-8
		Condensador	
$\dot{m}_9 = \dot{m}_{10}$	A-9	$\dot{Q}_{CON} = \dot{m}_9 (h_9 - h_{10})$	A-12
$x_9 = x_{10}$	A-10	$\dot{Q}_{CON} = \dot{m}_{hw} c_{p_w} (T_{hw;out,CON} - T_{hw;in}) - \dot{Q}_{n;CON}$	A-13
$e_{h;CON} = \frac{\dot{Q}_{CON}}{\dot{Q}_{max}} = \frac{\dot{Q}_{CON}}{\dot{m}_{hw} c_{p_w} (T_9 - T_{hw;in})}$	A-11	$\dot{Q}_{n;CON} = q_{CON} \dot{Q}_{CON}$	A-14
		Regenerador interno	
$\dot{m}_{17} = \dot{m}_{11}$	A-15	$\dot{Q}_{RHE} = \dot{m}_{11} (h_{17} - h_{11})$	A-18
$x_{14} = x_{13}$	A-16	$\dot{Q}_{RHE} = \dot{m}_{13} (h_{14} - h_{13})$	A-19
$x_{13} = x_9$	A-17	$e_{h;RHE} = \frac{\dot{Q}_{RHE}}{\dot{Q}_{max}} = \frac{\dot{Q}_{RHE}}{(\dot{m} c_p)_{min} (T_{17} - T_{13})}$	A-20
		Dispositivos de expansão	
$h_{10} = h_{17}$	A-21	$P_{INT} = \Phi P_{CON}$	A-23
$h_{11} = h_{12}$	A-22		
		Pre- Absorvedor	
$\dot{m}_6 + \dot{m}_{14} = \dot{m}_{15}$	A-24	$\dot{Q}_{SCA} = \dot{m}_{15} h_{15} - \dot{m}_6 h_6 - \dot{m}_{14} h_{14}$	A-28
$\dot{m}_6 x_6 + \dot{m}_{14} x_{14} = \dot{m}_{15} x_{15}$	A-25	$\dot{Q}_{SCA} = \dot{m}_3 h_3 - \dot{m}_{16} h_{16}$	A-29
$\dot{m}_6 + \dot{m}_{14} = \dot{m}_{18}$	A-26	$\dot{m}_6 h_6 + \dot{m}_{14} h_{14} = \dot{m}_{18} h_{18}$	A-30
$\dot{m}_6 x_6 + \dot{m}_{14} x_{14} = \dot{m}_{18} x_{18}$	A-27	$e_{h;SCA} = \frac{\dot{Q}_{SCA}}{\dot{Q}_{SCA,max}} = \frac{h_{18} - h_{15}}{h_{18} - h_{15} (T_{15} = T_{16})}$	A-31
		Absorvedor resfriado por água	
$\dot{m}_{15} = \dot{m}_1$	A-32	$\dot{Q}_{WCA} = \dot{m}_{hw} c_{p_w} (T_{hw;out} - T_{hw;out,CON}) - \dot{Q}_{n;WC}$	A-35
$\dot{m}_{hw;in} = \dot{m}_{hw;out}$	A-33	$\dot{Q}_{n;WCA} = q_{WCA} \dot{Q}_{WCA}$	A-36
$\dot{Q}_{WCA} = \dot{m}_1 (h_{15} - h_1)$	A-34	$e_{h;WCA} = \frac{\dot{Q}_{WCA}}{\dot{Q}_{WCA,max}} = \frac{\dot{Q}_{WCA}}{\dot{m}_{hw} c_{p_w} (T_{15} - T_{hw;out,CON})}$	A-37
		Bomba da solução	
$\dot{m}_1 = \dot{m}_2$	A-38	$W_{PUMP} = 100 (P_2 - P_1) \frac{v_2 \dot{m}_2}{h_{PUMP}}$	A-40
$x_1 = x_2$	A-39	$h_{PUMP} = \frac{h_{25} - h_1}{h_2 - h_1}$	A-41
		Retificador	
$\dot{m}_{16} = \dot{m}_2$	A-42	$\dot{m}_9 = \dot{m}_{20} q_{20}$	A-46
$\dot{m}_7 x_7 = \dot{m}_9 x_9 + \dot{m}_8 x_8$	A-43	$e_{h;REC} = \frac{\dot{Q}_{REC}}{\dot{Q}_{REC,max}} = \frac{\dot{Q}_{REC}}{\dot{m}_2 c_{p_2} (T_7 - T_2)}$	A-49
$\dot{m}_{20} = \dot{m}_7$	A-44	$\dot{Q}_{REC} = \dot{m}_7 (h_7 - h_{20})$	A-47
$\dot{m}_8 = \dot{m}_{20} (1 - q_{20})$	A-45	$\dot{Q}_{REC} = \dot{m}_2 (h_{16} - h_2)$	A-48
		Gerador	
$\dot{m}_3 + \dot{m}_8 = \dot{m}_4 + \dot{m}_7$	A-50	$\dot{Q}_{GEN} + \dot{m}_3 h_3 + \dot{m}_8 h_8 = \dot{m}_7 h_7 + \dot{m}_4 h_4$	A-52
$\dot{m}_3 x_3 + \dot{m}_8 x_8 = \dot{m}_4 x_4 + \dot{m}_7 x_7$	A-51		