

## CICLO DE REFRIGERAÇÃO EINSTEIN: ESTUDO ENERGÉTICO E EXERGÉTICO

### Wilson Luciano de Souza

Universidade Federal da Paraíba (UFPB)/Laboratório de Energia Solar (LES), 58051-970, João Pessoa - PB, Brasil.  
wilsonphd@ig.com.br

### Evânia Celeste da Costa Moreira

Universidade Federal da Paraíba (UFPB)/Laboratório de Energia Solar (LES), 58051-970, João Pessoa - PB, Brasil.  
evaniaceleste@yahoo.com.br

### Carlos Antonio Cabral dos Santos

Universidade Federal da Paraíba (UFPB)/Laboratório de Energia Solar (LES), 58051-970, João Pessoa - PB, Brasil.  
cabral@les.ufpb.br

### Ednildo Andrade Torres

Universidade Federal da Bahia (UFBA)/Escola Politécnica/DEQ/LEN, 40210-630, Salvador - BA, Brasil.  
ednildo@ufba.br

**Resumo.** Este artigo apresenta uma modelagem termodinâmica do ciclo de refrigeração Einstein. O sistema em estudo é um sistema de refrigeração por absorção de única pressão, operando com três fluidos de trabalho: butano atuando como refrigerante, água como absorvente e amônia como gás equalizador de pressão. A circulação dos fluidos ocorre devido a ação da gravidade e da bomba de bolha, sendo a uniformização da pressão promovida pelo gás equalizador. Um código computacional foi desenvolvido no programa EES (Engineering Equation Solver) permitindo analisar este ciclo energeticamente e exergeticamente, para isso foram fornecidos alguns parâmetros, tais como: concentração da solução forte amônia-água na entrada do gerador de vapor, concentração da solução fraca amônia-água na entrada do absorvedor/condensador, temperatura da amônia na saída do gerador e vazão mássica percorrendo a bomba de bolha. Através deste código foram avaliados o COP do sistema e as irreversibilidades de cada componente.

*Palavras chave:* ciclo de refrigeração Einstein, butano-água-amônia, modelo termodinâmico e performance.

### 1. Introdução

Os ciclos de refrigeração convencionais usados em ar condicionados, refrigeração e bombas de calor são ciclos de duas-pressões, ciclos nos quais a diferença de temperatura de saturação entre o condensador e o evaporador é produzida por uma diferença de pressão no sistema. Um compressor estabelece esta diferença de pressão em ciclos de compressão de vapor, ou uma bomba de solução em ciclos de absorção (HEROLD *et al.*, 1996). Estes ciclos, com dois níveis de pressões, requerem dispositivos mecânicos moveis para acionar o compressor ou a bomba, que somam ao sistema custos significativos, reduzem a confiabilidade, geram ruído e limitam a portabilidade (KOYFMAN *et al.*, 2003). Entretanto os sistemas de refrigeração por absorção de única pressão são exceções, visto que eliminam a necessidade de uma força mecânica (compressor ou bomba da solução), sendo utilizado um gás equalizador de pressão para impor pressões parciais no refrigerante, obtendo, assim, mudanças de temperatura. A circulação dos fluidos de trabalho pelo ciclo é realizada através do calor de acionamento, da bomba de bolha e da gravidade, sendo o ciclo operado unicamente por energia térmica (YOON *et al.*, 2003).

Estes sistemas de única pressão foram desenvolvidos por Platen e Munters (ciclo de refrigeração por absorção difusão) em 1920 (SRIKHIRIN *et al.*, 2002) e por Albert Einstein e Leo Szilard (ciclo Einstein) em 1928 (DELANO, 1998), através de modificações no ciclo de refrigeração por absorção, destacando-se a inclusão de um terceiro fluido de trabalho responsável pela uniformização da pressão. Estes sistemas podem ser acionados apenas por meio da energia térmica e não empregam refrigerantes danosos ao ambiente,

O ciclo patenteado por Albert Einstein e Leo Szilard é composto por um evaporador, um condensador/absorvedor, um gerador de vapor, um reservatório e um trocador de calor da solução forte. Os fluidos de trabalho operando neste ciclo são: butano atuando como refrigerante, água desempenhando a função de absorvente e amônia como gás equalizador de pressão, sendo a circulação do butano restrita ao evaporador e condensador/absorvedor, a da água apenas entre o gerador, o reservatório, o trocador de calor e o condensador/absorvedor, todavia a amônia percorre todo o sistema (EINSTEIN *et al.*, 2003).

Este estudo apresenta um modelo termodinâmico desenvolvido para o ciclo de refrigeração Einstein, sendo adicionado a este ciclo um trocador de calor interno no gerador e um pré-resfriador antes do evaporador, como sugerido por Delano (DELANO, 1998). Outra modificação foi o uso do isobutano como refrigerante. O modelo foi fundamentado nas equações básicas da termodinâmica, ou seja, equações das conservações da massa, da concentração e

da energia, como também na equação da geração de entropia. As propriedades termofísicas dos fluidos de trabalho envolvidos foram determinadas no próprio software EES (Engineering Equation Solver), onde foi obtido o código computacional. Este código permite analisar a performance do ciclo, com também o desempenho de cada componente.

## 2. O Ciclo Einstein

O ciclo estudado está esquematizado na Fig. 1.

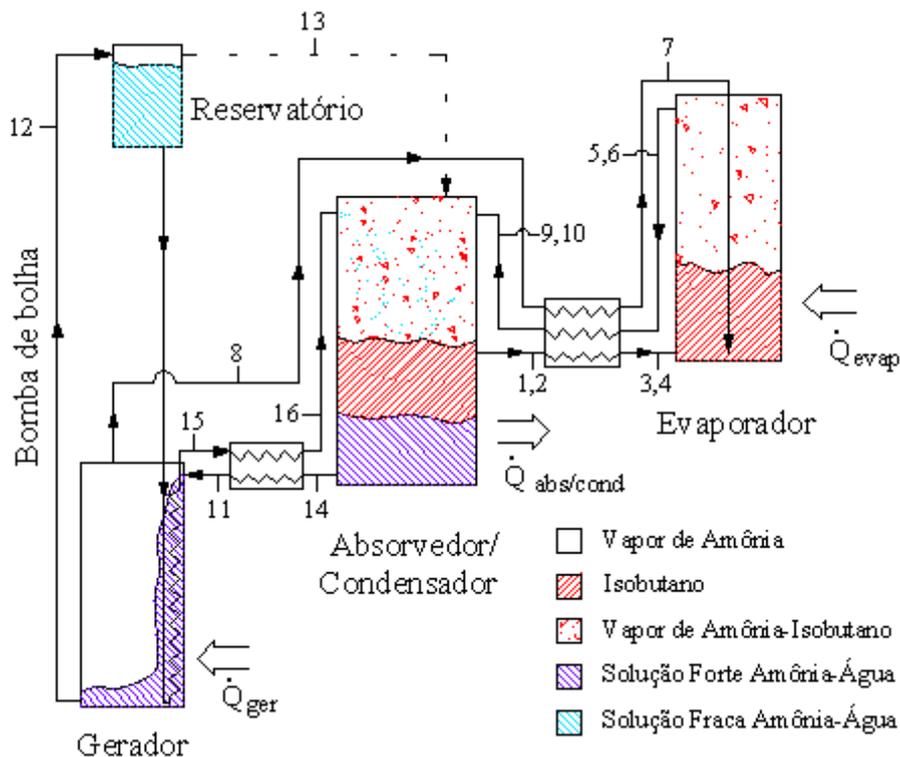


Figura 1. Diagrama Esquemático do Ciclo de Refrigeração Einstein.

Iniciando sua descrição pelo evaporador, isobutano, proveniente do condensador/absorvedor, chega a este componente na fase líquida (ponto 3,4), ao mesmo tempo, vapor de amônia (7) é borbulhado no isobutano, provocando a redução da pressão do refrigerante. Devido à sua baixa pressão parcial, o isobutano evapora a uma temperatura muito baixa, promovendo a refrigeração externa. A mistura de vapor amônia-isobutano segue do evaporador (5,6) para o condensador/absorvedor, passando, primeiramente, pelo pré-resfriador, onde resfria o vapor amônia vindo do gerador (8). A mistura de vapor amônia-isobutano chega ao condensador/absorvedor superaquecida (9,10). Neste mesmo componente, solução fraca amônia-água é borrifada (16), com a afinidade de absorver o vapor amônia da mistura amônia-isobutano. Com a absorção da amônia, a pressão parcial do vapor de isobutano torna-se aproximadamente a pressão total do sistema, permitindo, assim, sua condensação, visto que atinge sua temperatura de saturação para a pressão total. Observe que esta temperatura é mais alta que a temperatura de saturação do isobutano à pressão parcial no evaporador. O isobutano líquido e a solução forte amônia-água se separam devido à diferença de densidade e ao fato de que amônia-água é imiscível com isobutano à temperatura e pressão do condensador/absorvedor. Em razão da menor densidade do isobutano, este ocupa a parte superior do componente, sendo retirado por meio de um sifão e encaminhado para o evaporador (ponto 1,2). Enquanto isso, a solução forte amônia-água (14) flui da parte inferior do condensador/absorvedor para o trocador de calor da solução, sendo pré-aquecida antes de entrar no gerador (11).

No gerador, ao fornecer calor, parte da amônia da solução forte amônia-água é evaporada, seguindo para o evaporador (8). A solução fraca amônia-água é bombeada até o reservatório por uma bomba de bolha (12). No reservatório, o vapor de amônia residual é enviado ao condensador/absorvedor (13). A solução fraca amônia-água, antes de retornar ao condensador/absorvedor, passa pelo trocador de calor interno (15) cedendo calor para a solução forte amônia-água. Finalmente, a solução fraca é borrifada no condensador/absorvedor.

## 3. Modelagem Termodinâmica

A obtenção do modelo termodinâmico seguiu os seguintes passos: primeiramente, o ciclo foi dividido em quatro volumes de controle: evaporador, pré-resfriador, condensador/absorvedor e gerador-reservatório-trocador de calor da solução forte-trocador de calor interno. A etapa posterior identificou os pontos de interesse para análises, como

mostrado na Fig. 1. Em sequência, foram aplicadas as equações das conversações da massa e da concentração e as equações da primeira e segunda leis da termodinâmica, dentre outras, que são apresentadas abaixo.

Equação de conservação da massa (WYLEN *et al.*, 1995):

$$\frac{\partial m}{\partial t} = \sum \dot{m}_s - \sum \dot{m}_e \quad (1)$$

Equação de conservação da concentração da massa (WYLEN *et al.*, 1995):

$$\frac{\partial m \cdot x}{\partial t} = \sum \dot{m}_s \cdot x_s - \sum \dot{m}_e \cdot x_e \quad (2)$$

Equação da conservação da energia (WYLEN *et al.*, 1995):

$$\frac{\partial E}{\partial t} + \sum \dot{m}_s \left( h_s + \frac{V_s^2}{2} + gz_s \right) + \dot{W}_{\text{eixo}} = \sum \dot{m}_e \left( h_e + \frac{V_e^2}{2} + gz_e \right) + \dot{Q} \quad (3)$$

Equação da geração de entropia (BEJAN *et al.*, 1995):

$$\frac{\partial S}{\partial t} + \sum \dot{m}_s s_s = \sum \dot{m}_e s_e + \frac{\dot{Q}}{T} + \dot{S}_g \quad (4)$$

Teorema de Gouy – Stodola (BEJAN *et al.*, 1995):

$$\dot{I} = T_0 \cdot \dot{S}_g \quad (5)$$

Após a aplicação destas equações a cada volume de controle, foram realizadas algumas suposições, sendo tais:

- Todos os componentes operam em regime permanente.
- O volume de controle de cada componente envolve apenas os fluidos de trabalho de entrada e saída.
- As variações de energias cinética e potencial são consideradas desprezíveis.
- Desprezíveis também as perdas de carga nas tubulações.
- Não há realização de trabalho.
- Trocador de calor e pré-resfriador foram considerados adiabáticos.
- Refrigerante (isobutano) comportando como gás ideal.
- Temperatura da solução forte amônia-água na entrada do gerador igual à temperatura do isobutano líquido na saída do condensador/absorvedor.

Depois, foram atribuídos valores às variáveis de entrada. Estes valores encontram-se na Tab. 1.

Tabela 1. Variáveis de entrada para a simulação computacional do sistema de refrigeração por absorção difusão.

Pressão total do sistema	4 bar
Vazão mássica na bomba de bolha	10 g/s
Temperatura do gerador	102 °C
Temperatura do condensador/absorvedor	50 °C
Temperatura do evaporador	-7 °C
Concentração da solução forte amônia-água	45 %
Concentração da solução fraca amônia-água	16 %
Concentração da amônia na saída do gerador	99,96 %

O vapor de amônia residual, ponto 13 na Fig. 1, foi determinado, segundo uma equação obtida por Delano (DELANO, 1998). Esta equação é apresentada a seguir:

$$\dot{m}_{13} = 0,0426 \cdot \dot{m}_{12} \quad (6)$$

onde  $\dot{m}_{13}$  corresponde a vazão mássica do vapor de amônia residual e  $\dot{m}_{12}$  a vazão mássica percorrendo a bomba de bolha.

Por último, foram determinadas, através da plataforma EES (Engineering Equation Solver), as propriedades termofísicas do isobutano, da amônia e do par água-amônia em seus respectivos pontos, finalizando a modelagem termodinâmica do ciclo em estudo.

Através desta modelagem é possível analisar energeticamente e exergeticamente cada componente do ciclo Einstein, como também sua performance.

O modelo fornece valores numéricos de cada parâmetro do ciclo, tais como: temperatura, vazão mássica, entalpia, etc. Uma aplicação deste modelo é apresentada a seguir para o volume de controle gerador-reservatório-trocador de calor da solução forte-trocador de calor interno. Por simplificação este volume de controle será denominado gerador de vapor.

**Volume de Controle: Gerador de Vapor**

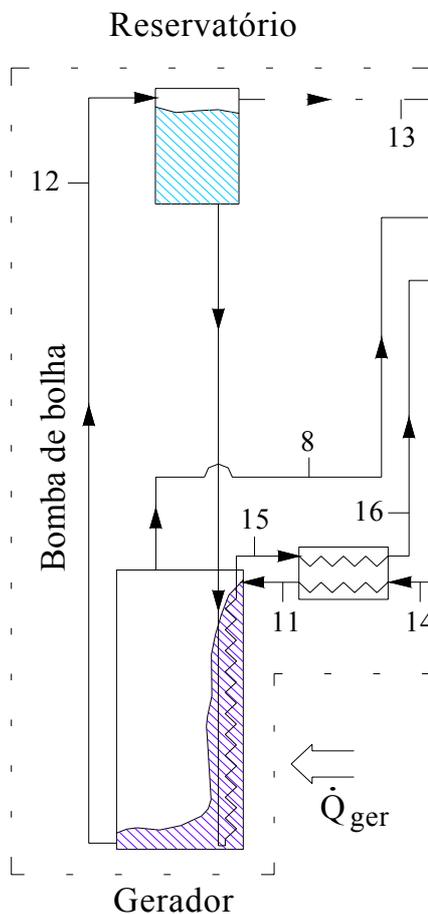


Figura 2. Volume de controle do gerador de vapor.

Conservação da massa:

$$\dot{m}_8 + \dot{m}_{13} + \dot{m}_{16} = \dot{m}_{14} \quad (7)$$

Conservação da concentração de massa:

$$\dot{m}_8 y_8 + \dot{m}_{13} y_{13} + \dot{m}_{16} x_{16} = \dot{m}_{14} x_{14} \quad (8)$$

Conservação da energia:

$$\dot{m}_8 h_8 + \dot{m}_{13} h_{13} + \dot{m}_{16} h_{16} = \dot{m}_{14} h_{14} + \dot{Q}_{ger} \quad (9)$$

Equação da geração de entropia:

$$\dot{m}_8 s_8 + \dot{m}_{13} s_{13} + \dot{m}_{16} s_{16} = \dot{m}_{14} s_{14} + \frac{\dot{Q}_{ger}}{T_8} + \dot{S}_{g(ger)} \quad (10)$$

Teorema de Gouy - Stodola:

$$\dot{I}_{ger} = T_0 \cdot \dot{S}_{g(ger)} \quad (11)$$

A performance do sistema de refrigeração é analisada através do COP (coeficiente de desempenho), sendo definido como a razão entre o calor removido pelo evaporador e o calor fornecido ao gerador.

$$COP = \frac{\dot{Q}_{evap}}{\dot{Q}_{ger}} \quad (12)$$

#### 4. Resultados e Discussões

Os resultados obtidos da análise do ciclo Einstein, através do código computacional, estão mostrados nas Fig. 3, 4 e 5.

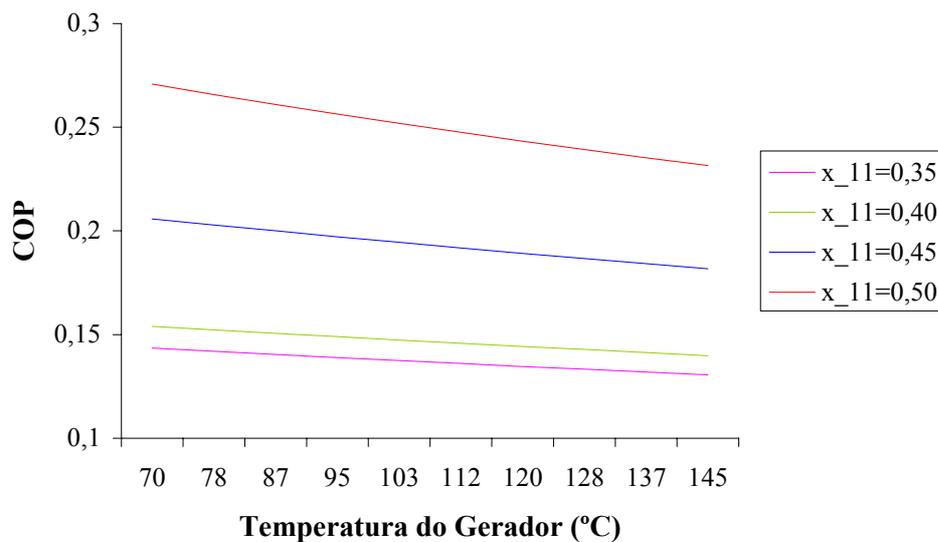


Figura 3. Variação do COP versus temperatura do gerador de vapor, para os valores da concentração da solução forte amônia-água de 0,35; 0,40; 0,45 e 0,50.

Na Figura 3, a variação do COP é apresentada versus temperatura do gerador de vapor na faixa de 70 a 145 °C, calculada para os valores da concentração da solução forte amônia-água de 0,35; 0,40; 0,45 e 0,50.

A Figura 4 mostra a variação do COP versus temperatura do evaporador, de -8 a 25 °C, calculada para os valores de concentração da solução fraca amônia-água de 0,12; 0,16 e 0,20.

Já a Figura 5 relaciona a temperatura do gerador, entre a faixa de 80 a 145 °C, com as irreversibilidades dos principais componentes.

Analisando os resultados, observa-se, na Fig.3, um decréscimo do COP com o aumento da temperatura do gerador de vapor, sendo este decréscimo mais acentuado para as concentrações da solução forte de 0,45 e 0,50. Isto ocorre devido o aumento do gradiente de temperatura deste componente proporcionar menor aproveitamento do calor a ele adicionado. Nesta mesma figura, verificou-se também maiores valores do COP para valores crescentes da concentração da solução forte amônia-água, ou seja, para a mesma temperatura do gerador, valores crescentes da concentração da

solução forte resultam em maiores quantidades de vapor de amônia enviado para o evaporador, obtendo uma refrigeração mais eficiente.

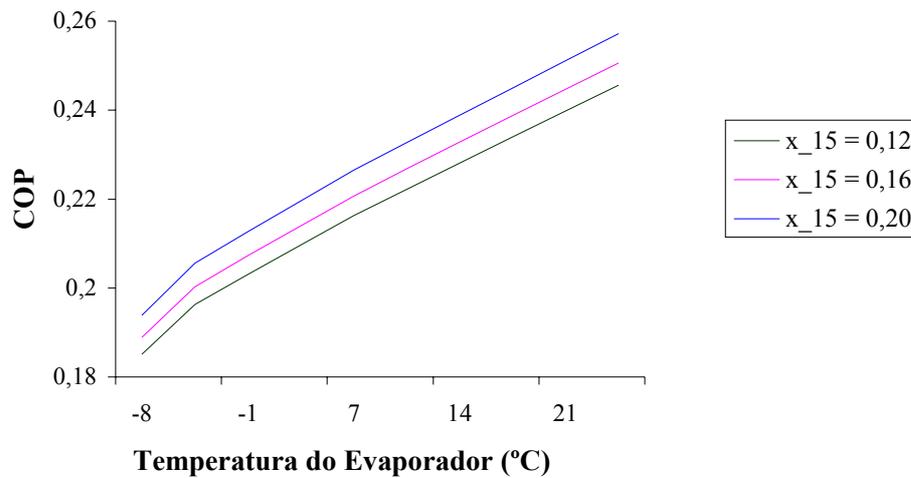


Figura 4. Variação do COP versus temperatura do evaporador, para os valores da concentração da solução fraca amônia-água de 0,12; 0,16 e 0,20.

Na Figura 4 é observado um significativo acréscimo do COP ao aumentar a temperatura do evaporador, o que era esperado visto que reduz a quantidade de calor retirado do ambiente, implicando numa diminuição mais acentuada no calor fornecido ao gerador, porém a temperatura do ambiente a ser refrigerado aumentará.

Em relação à influência da concentração da solução fraca amônia-água, esta não foi expressiva em relação à performance do ciclo. Entretanto, verificou-se maiores eficiências para valores decrescentes desta concentração.

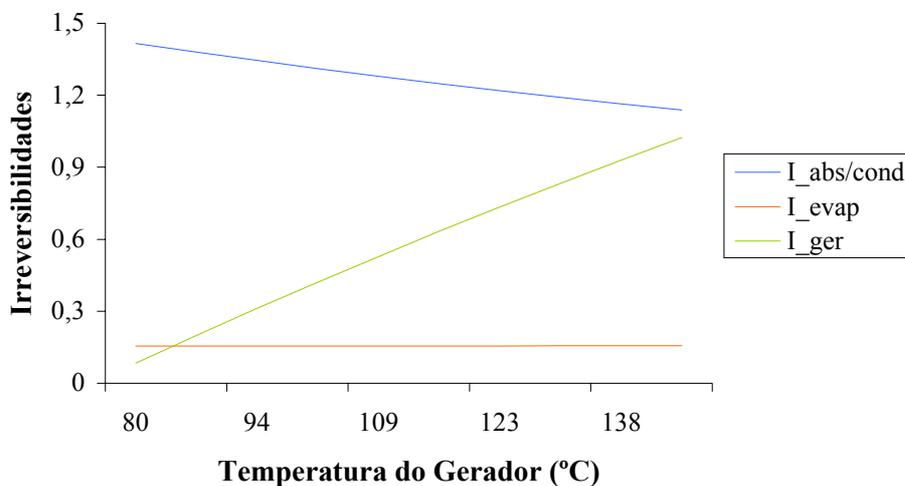


Figura 5. Irreversibilidades do absorvedor/condensador, evaporador e gerador versus temperatura do gerador de vapor.

Ao observar a Fig. 5, percebe-se três comportamentos distintos dos principais componentes do ciclo em relação à variação da temperatura do gerador. Como já discutido na Fig. 3, o aumento da temperatura do gerador proporciona maiores irreversibilidades resultando em menores COP's. Já o evaporador mostrou-se insensível com alterações no valor da temperatura do gerador, cuja explicação está no fato que, neste componente ocorre apenas a difusão do vapor de amônia no isobutano, sendo maior calor retirado do ambiente quando maior vazão mássica de amônia é adicionada. No absorvedor/condensador acontece o inverso do gerador, ou seja, com a elevação da temperatura do gerador ocorre uma diminuição nas irreversibilidades do absorvedor/condensador, porém, mesmo para a maior temperatura do gerador

(145 °C), este componente apresenta as maiores irreversibilidades. Estas elevadas perdas são resultados de vários processos acontecendo num mesmo componente.

## **5. Conclusão**

Analisando os resultados acima, o COP apresenta um significativo aumento com a elevação da temperatura do evaporador, mas esta é limitada e depende da finalidade em que será empregado o sistema.

Maiores COPs também podem ser conseguidos com a redução da temperatura do gerador de vapor, para a concentração da solução forte de 0,50.

O aumento da performance do sistema pode ser conseguido com a otimização dos componentes que envolvem o gerador de vapor e, principalmente, do absorvedor/condensador, pois este componente apresentou elevadas taxas de irreversibilidade.

A melhor performance do sistema, para temperatura do gerador de 70 °C e concentração da solução forte amônia-água de 0,50, foi 0,27. Em relação ao sistema de refrigeração por absorção difusão (COP = 0,13), este COP justifica as inúmeras pesquisas realizadas com o intuito de empregá-lo em tecnologias de refrigeração.

Uma interessante aplicação deste sistema seria em casos de aproveitamento de rejeitos de energia, ou seja, cogeração.

## **6. Agradecimentos**

Aos órgãos FINEP, PETROBRÁS e RECOGÁS, que fomentam este projeto, como também ao CNPq e à CAPES, pelo incentivo financeiro através da concessão de bolsas de estudo aos participantes, nossos sinceros agradecimentos.

## **7. Referências**

- Bejan A., Tsatsaronis G., Moran M., 1996, "Thermal Design and Optimization", 1ª ed. New York, Wiley & Sons.
- Chen J., Kim K.J., Herold K.E., 1996, "Performance Enhancement of a Diffusion-Absorption Refrigerator", International Journal of Refrigeration, Vol.19, No.3, pp.208-218.
- Delano, A., 1998, "Design Analysis of the Einstein Refrigeration cycle", Ph.D. Thesis, Georgia Institute of Technology, Atlanta, Georgia.
- Einstein, A., Szilard, L., 1930, "Refrigeration", (Appl: 16 Dec. 1927; Priority: Germany, 16 Dec 1926) Pat. No. 1,781,541 (United States).
- Herold, K.E., Radermacher, R., Klein, A.S., 1996, "Absorption Chillers and Heat Pumps", CRC Press, USA.
- Koyfman, A., Jelinek, M., Levy, A., Borde I., 2003, "An experimental investigation of bubble pump performance for diffusion absorption refrigeration system with organic working fluids", Applied Thermal Engineering, Vol. 23, pp 1881-1894.
- Srihirin P., Aphornratana S., 2002, "Investigation of a Diffusion Absorption Refrigerator", Applied Thermal Engineering, Vol.22, pp.1181-1193.
- Wylen, G. V., Sontang, R., Borgnake, C., 1995, "Fundamentos de Termodinâmica Clássica", Edgard Blücher Ltda.
- Yoon, J., Choi, K., Moon, C., Kim, Y. J., Kwon, O., 2003, "A Study on the Advanced Performance of an Absorption Heater/Chiller with a Solution Preheater Using Waste Gas", Applied Thermal Engineering, Vol.23, pp. 757-767.
- Zohar, A., Jelinek, M., Levy A., Borde I., 2005, "Numerical Investigation of a Diffusion Absorption Refrigeration Cycle", International Journal of Refrigeration, Vol.28, pp.515-525.

## **EINSTEIN REFRIGERATION CYCLE: ENERGETIC AND EXERGETIC STUDY**

Wilson Luciano de Souza

Universidade Federal da Paraíba (UFPB)/Laboratório de Energia Solar (LES), 58051-970, João Pessoa - PB, Brasil.

wilsonphd@ig.com.br

Evânia Celeste da Costa Moreira

Universidade Federal da Paraíba (UFPB)/Laboratório de Energia Solar (LES), 58051-970, João Pessoa - PB, Brasil.

evaniaceleste@yahoo.com.br

Carlos Antonio Cabral dos Santos

Universidade Federal da Paraíba (UFPB)/Laboratório de Energia Solar (LES), 58051-970, João Pessoa - PB, Brasil.

cabral@les.ufpb.br

Ednildo Andrade Torres

Universidade Federal da Bahia (UFBA)/Escola Politécnica/DEQ/LEN, 40210-630, Salvador - BA, Brasil.

ednildo@ufba.br

**Abstract**

This article presents a thermodynamic modelling of the Einstein refrigeration cycle. The system in study is a single pressure absorption refrigeration one, operating with three working fluids: butane as refrigerant, water as absorbent and ammonia as auxiliary gas. The circulation of the working fluids is driven by a bubble-pump and the pressure equalization throughout the cycle is provided by the auxiliary gas. The computational code was developed at the EES (Engineering Equation Solver) Software for the energetic and exergetic analysis having been supplied as main entrance parameters the concentrations of the solution ammonia-water in the input to the generator and in the input to the absorber of the system, condensation temperature and heat supplied to the steam generator. Through the code, were evaluate the COP, the irreversibilities and the degree of perfection of each component.

Keywords: Einstein refrigeration cycle, butane-water-ammonia, thermodynamic model and performance.