



DESENVOLVIMENTO DE UM SISTEMA DE REFRIGERAÇÃO POR ABSORÇÃO UTILIZANDO A SOLUÇÃO DE BROMETO DE LÍTIO E GÁS NATURAL COMO FONTE DE CALOR

Jurandir Crispiniano Viana de Andrade

(*) Laboratório de Energia Solar(LES) da UFPB, Cidade Universitária -Campus I, 58059-900, João Pessoa/PB, e-mail: jurandir @les.ufpb.br

Celina Maria Ribeiro Varani

(*), e-mail: celina @les.ufpb.br

Carlos A. Cabral dos Santos

(*), e-mail: cabral@les.ufpb.br

Thiago Bonifácio do Rego

(*), e-mail: thiago@les.ufpb.br

Adriano da Silva Marques

(*), e-mail: adriano@les.ufpb.br

Carlos Alberto de Souza

(*),e-mail: engetecs@uol.com.br.

Resumo. *Este trabalho apresenta o estudo de um sistema de refrigeração por absorção que usa a solução aquosa de Brometo de Lítio, e gás natural como fonte de calor. Para o estudo foi realizada simulação computacional do ciclo de refrigeração por absorção, baseada na disponibilidade energética dos produtos de combustão. A simulação é feita através de um modelo computacional com o objetivo de analisar os processos envolvidos em cada componente do ciclo, fazendo uso de relações matemáticas específicas para as propriedades da solução em vez de ábacos, com a finalidade de produzir parâmetros de interesse prático de engenharia que possam posteriormente serem estendidos a diferentes situações reais. Os componentes do sistema foram dimensionados com base nos resultados obtidos através da simulação, tendo como parâmetros básicos de entrada o calor disponível no gerador, a temperatura de evaporação, a temperatura de condensação, a diferença de temperatura no trocador de calor intermediário e a concentração da solução forte. O sistema de simples efeito em processo de construção no Laboratório de Energia Solar (LES) da UFPb, terá uma capacidade de refrigeração que poderá variar de 4 a 17 TR, a depender da fonte a ser utilizada no gerador, que poderá ser produtos de combustão ou queima direta. Este modelo apresenta um coeficiente de desempenho para um sistema de 0,77 e será aplicado para comparação teórico-experimental.*

Palavras-chave: Simulação, Refrigeração, Absorção.

1. INTRODUÇÃO

Atualmente, a refrigeração e o condicionamento de ar encontram-se cada vez mais sendo utilizados na indústria, em setores de produção, na otimização de processos, no controle de

qualidade dos produtos, no armazenamento e no transporte, bem como no conforto humano. Esses sistemas têm como base, em sua grande maioria, ciclos de compressão de vapor que utilizam trabalho através do compressor alimentado com energia elétrica para seu funcionamento.

Em contrapartida, uma minoria utiliza sistemas de refrigeração por absorção de vapor. Esses sistemas utilizam potência térmica como alimentação de entrada para obtenção de frio, diferentemente do ciclo de compressão de vapor. Mesmo que os referidos sistemas possuam coeficientes de desempenho menores do que os sistemas de compressão de vapor, eles estão se tornando cada vez mais viáveis considerando alguns fatores importantes como o aproveitamento de uma fonte de calor disponível muitas vezes desperdiçada, a cogeração em sistemas combinados de energia elétrica e calor, a colaboração na economia de energia elétrica em comparação aos sistemas de compressão de vapor e, ainda, favorecimento à diminuição dos efeitos danosos da aplicação dos fluidos frigorígenos que destroem a camada de Ozônio.

A base conceitual do coeficiente de desempenho e disponibilidade de energia elétrica com custo reduzido, levou, ao longo do tempo, a uma maior utilização de sistemas de refrigeração por compressão mecânica de vapor. No entanto, com a escassez da energia elétrica, tornou-se viável economicamente a refrigeração por absorção, para o aproveitamento das diferentes fontes de energia, desde resíduos energéticos até o uso de combustíveis em queima direta, em unidades próprias para a produção de frio. Os sistemas de refrigeração têm sido, ao longo dos anos, analisados, em sua grande maioria através da aplicação das leis de conservação, essencialmente, massa e energia. Os procedimentos e as análises decorrentes passam pela determinação do coeficiente de desempenho que quantifica a relação entre a energia obtida e a energia gasta para o alcance do objetivo estabelecido. Essa metodologia é também conhecida como análise energética pelo fato de ser o núcleo calcado na Primeira Lei da Termodinâmica e ter a base de análise no efeito quantitativo.

O presente trabalho mostra o estudo de um sistema de refrigeração por absorção utilizando o par LiBr/Água, com capacidade na faixa de 4 a 17 TR. O sistema em questão é do tipo simples efeito e utiliza como dado de entrada principal, o calor fornecido ao gerador, proveniente da queima de gás natural em um túnel de combustão, a partir da mistura combustível e ar. A hipótese do calor fornecido ao gerador como dado de entrada (ao contrário da maioria das aplicações e dos trabalhos encontrados que se baseiam na carga térmica do evaporador (Bogart, 1982) é fundamentada na possibilidade do aproveitamento de resíduos energéticos industriais para a produção de frio.

A utilização do gás natural nesse sistema tem como finalidade a análise da sua implementação em sistemas de pequeno porte, considerando a disponibilidade de gás natural no Brasil.

O dimensionamento da unidade piloto através da análise energética para o ciclo de refrigeração por absorção de LiBr x H₂O é feita com a aplicação da Primeira Lei da Termodinâmica (Wylen et al, 1995) em cada componente do ciclo, onde o volume de controle para cada um inclui o reservatório externo. Para isso foi desenvolvido um código computacional utilizando a linguagem FORTRAN 90 (Hahn, 1997), para a simulação dos processos.

2. METODOLOGIA

Foi desenvolvido um modelo de análise energética, com a aplicação das leis de conservação de massa e energia em cada componente do ciclo de refrigeração por absorção, de simples efeito, Fig.(1), com os volumes de controle estabelecidos para cada um deles, considerando suas funções específicas, de modo a facilitar a abordagem das diferentes definições, incluindo as de eficiência pela Primeira Lei para os componentes (gerador, absorvedor, evaporador, condensador e trocador de calor da solução). Foi considerado que todos os componentes operam em regime permanente, e que as contribuições de energia oriundas das variações de energia cinética e potencial são desprezíveis. O modelo utiliza correlações matemáticas empíricas em vez de ábacos para as propriedades da solução. Esse modelo, além da obtenção das propriedades térmicas nos pontos de entrada e saída de cada componente do ciclo, estima também as áreas de troca de calor nos necessários dispositivos de transferências. As hipóteses principais são a taxa de transferência de

calor fornecido ao gerador (Q_g), a temperatura do condensador (t_c), a temperatura de evaporação (t_e), a concentração da solução forte de brometo de lítio (X_4) e o diferencial de temperatura no trocador de calor (DT), no lado de solução de baixa concentração de LiBr.

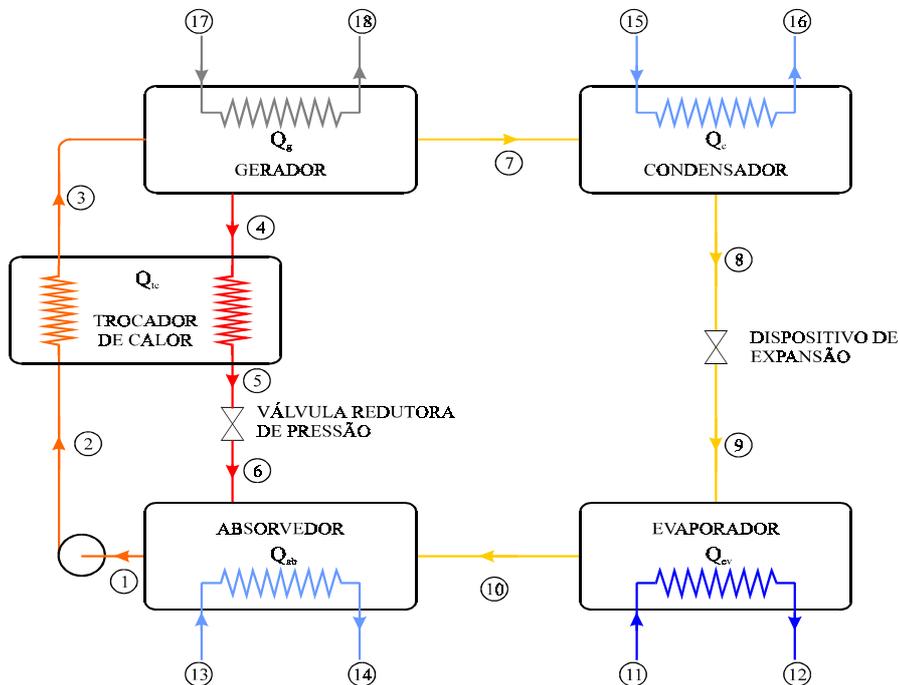


Figura 1. Esquema de uma Unidade de Refrigeração por Absorção de LiBr e Água.

A taxa de transferência de calor do gerador, teve como base a quantidade de energia disponível em duas chaminés de uma indústria têxtil local, em torno de 100 TR (Amorim, 1994), tendo sido considerado o valor vinte vezes menor, isto é, igual a 5TR (17,586 KW).

A temperatura de condensação foi fixada em 37°C , tendo em vista que é um dos parâmetros usados na seleção da torre de resfriamento para o sistema. Considerando que os catálogos de fabricantes de torres de refrigeração fornecem como temperatura de entrada da água na torre o valor de 35°C , foi considerada uma diferença de temperatura de 2°C acima do valor citado, de modo que a temperatura da água na saída da torre esteja em torno de $29,5^{\circ}\text{C}$ (que é a temperatura da entrada da água de resfriamento no absorvedor).

A temperatura de evaporação foi fixada igual a 5°C , tendo sido tomada como referência a temperatura da água gelada que sai do resfriador de líquido (7°C), da referida indústria.

A diferença de temperatura no trocador intermediário foi considerada igual a 20°C , pois este valor é o que apresenta maior coeficiente de desempenho (COP), analisado em Andrade et al (2000).

O valor da concentração da solução forte de brometo de lítio, foi estimado a partir de faixas práticas encontradas na literatura, em Gupta et al (1976), Bogart (1982) e King (1971), tendo sido fixada em 64%, baseada na eficiência do sistema (Andrade, 2000). A utilização de um valor acima dessa concentração não é aconselhável devido ao perigo de cristalização do brometo de lítio (Herold et al, 1996).

Os outros parâmetros de entrada para o dimensionamento através da simulação foram estimados, através de algoritmos na simulação. A concentração da solução fraca foi determinada por um balanço de calor de forma que houvesse uma uniformidade da vazão de água da torre de resfriamento, que passa em série através do absorvedor e do condensador. Para isso foi suposto que a temperatura da água que sai do absorvedor seja a mesma da água que entra no condensador ($t_{as} = t_{ce}$) e utilizou-se o próprio programa de simulação, onde variou-se a concentração da solução

diluída X_3 (pois esta afeta diretamente a temperatura do absorvedor) até que os valores das vazões da água de resfriamento do condensador e absorvedor convergissem.

As temperaturas dos produtos de combustão, foram consideradas tendo como referência as temperaturas dos gases nas chaminés da fábrica. Para a vazão dos produtos de combustão no gerador, os quais resultam da combustão do ar atmosférico com o gás natural no túnel de combustão, foi tomado o valor de 15% acima da vazão teoricamente necessária devido às perdas de energia para o ambiente por radiação e convecção. O valor dessa vazão foi calculado considerando os produtos de combustão como tendo as mesmas propriedades do ar atmosférico, já que grande parte desses gases é composta pelo mesmo (Lima (2000)).

Para a determinação dos valores das propriedades termofísicas (viscosidade e densidade) que são necessárias para o cálculo dos trocadores de calor da solução de brometo de lítio e água, foi consultado o site do *Institute for Systems Research, University of Maryland*, o qual contém um programa computacional que fornece algumas propriedades termodinâmicas e termofísicas da solução. Foram analisados, também, os gráficos das referidas propriedades em ASHRAE (1981) e Perry e Chilton (1973).

A Tabela 1 mostra as hipóteses do problema para o dimensionamento do sistema.

Tabela 1 – Hipóteses para a Simulação (T = temperatura).

Calor disponível no gerador (Q_g)	21,101 kW	T. de entrada dos prod. combustão (t_{17})	300°C
T. do condensador (t_c)	37°C	T. de saída dos prod. de combustão (t_{18})	200°C
T. do evaporador (t_{ev})	5°C	T. de entrada de água gelada (t_{11})	12°C
Concentração solução concentrada (X_4)	64%	T. de saída de água gelada (t_{12})	7°C
Diferença de T. no trocador Intermed. (DT)	20°C	T. de entrada da água de resf. no absorvedor (t_{13})	29,5°C
Concentração mín. da solução diluída (X_{3min})	48%	T. de saída da água de resf. no condensador (t_{16})	35°C

3. MODELAMENTO

O código computacional desenvolvido (Varani, 2001) utiliza o equacionamento obtido em Kaita (2001), McNeely (1979), Bejan (1988), Wylen et al (1995), Bogart (1982), ASHRAE (1981), Threlkeld (1978) e, Perry e Chilton (1973). Além dos parâmetros fixados como dados de entrada, foram utilizados algoritmos para a determinação de outros parâmetros necessários à simulação, como temperatura de condensação, vazão da água de resfriamento e concentração da solução diluída, temperatura de cristalização da solução, temperatura do vapor de refrigerante na saída do gerador, propriedades termofísicas da solução e temperatura no ponto após a bomba da solução.

Os parâmetros determinados a partir do modelo termodinâmico são: temperaturas de processo (gerador e absorvedor), pressões, vazão do refrigerante e vazões da solução, entalpias, taxas de transferência de calor, potência mínima para acionar a bomba da solução, coeficientes de desempenho (real e ideal) e eficiências energéticas.

A análise utiliza correlações específicas para a determinação das propriedades da solução brometo de lítio e água, e foram utilizadas equações de temperatura de orvalho, calor específico e entalpia, em vez da utilização de ábacos, encontradas em Kaita (2001), citadas em Varani (2001). As equações são validadas para uma faixa de temperaturas mais altas (de 40°C a 210 °C) do que as encontradas em McNeely (1979) que são de 5 °C a 180 °C.

O balanço energético (conservação de massa e conservação de energia), para regime permanente é dado por (Wylen et al, 1995):

$$\sum \dot{m}_{sa} = \sum \dot{m}_e \quad (1)$$

$$\dot{Q}_{vc} = \sum \dot{m}_{sa} h_{sa} - \sum \dot{m}_e h_e \quad (2)$$

onde: \dot{m} = vazão, \dot{Q}_{vc} = calor no volume de controle, h = entalpia, e = condição de entrada, sa = condição de saída.

O Coeficiente de Desempenho do sistema é a razão entre a energia obtida no evaporador e a energia fornecida ao gerador pelos produtos de combustão:

$$\text{COP} = \frac{Q_e}{Q_g} \quad (3)$$

O Coeficiente de Desempenho Ideal (de CARNOT) (Stoecker e Jabardo, 1995) é determinado em função das temperaturas absolutas do sistema:

$$\text{COP}_{\text{ideal}} = \frac{T_e(T_g - T_a)}{T_g(T_c - T_e)} \quad (4)$$

A Eficiência Energética (η) para os componentes e para o sistema pode ser obtida, segundo a Primeira Lei, como a relação entre a energia desejada e a energia gasta (consumida) para obter o desejado (Bejan, 1988).

$$\eta = \frac{\text{energia desejada}}{\text{energia consumida para obter o desejado}} \quad (5)$$

Para o sistema pode ser dada também por (Bejan, 1988):

$$\eta = \frac{\text{COP}}{\text{COP}_{\text{ideal}}} \quad (6)$$

4. SISTEMA DESENVOLVIDO

O dimensionamento, a seleção e o projeto dos componentes, foram realizados através dos resultados obtidos com o modelo estabelecido a partir da Primeira Lei da Termodinâmica, cujos parâmetros de entrada fixados encontram-se na Tab. (1). A unidade piloto é constituída de três sub-sistemas: sistema de absorção, túnel de combustão e sistema de água gelada/fan-coil. O **sistema de absorção** consta de: gerador, absorvedor, condensador, evaporador, tubo em “U”, trocador intermediário, ejetor, bombas e será acoplado a uma torre de refrigeração, como mostra a Fig. (2). O **túnel de combustão**, que alimenta o sistema de absorção, é composto por um túnel onde escoarão os gases quentes mais um queimador, acoplado a um exaustor e quadro de comando. O **sistema de água gelada** é composto de duto de tomada de ar externo, caixa de mistura de ar, fan-coil com manta filtrante classe G1, duto de insuflamento, duto de retorno de ar, damper e difusor.

4.1. Sistema de Absorção

Gerador/ Condensador: o gerador de vapor e o condensador foram construídos em um mesmo vaso, Fig. (2), tendo em vista que os mesmos trabalham no mesmo nível de pressão alta. Os produtos de combustão entram em um feixe de tubos, os quais estão quase todos submersos pela solução forte. O gerador é constituído de um feixe de 50 tubos de 12,7mm de diâmetro e 1,80m de comprimento, dispostos em um único passe. O condensador é formado por 38 tubos com as mesmas dimensões dos tubos do gerador, mas dispostos em dois passes de tubos.

Tubo em “U”: um tubo em “U” é utilizado para realizar a expansão do refrigerante entre o condensador e o evaporador. Esse tipo de dispositivo foi utilizado devido à pequena diferença de

pressão existente entre os lados de alta e baixa pressão do sistema. Outro motivo pelo qual se escolheu o tubo em "U" é por que ele se adapta perfeitamente às flutuações de cargas de refrigeração, ao contrário de dispositivos deprimogênicos existentes (Marques, 2000).

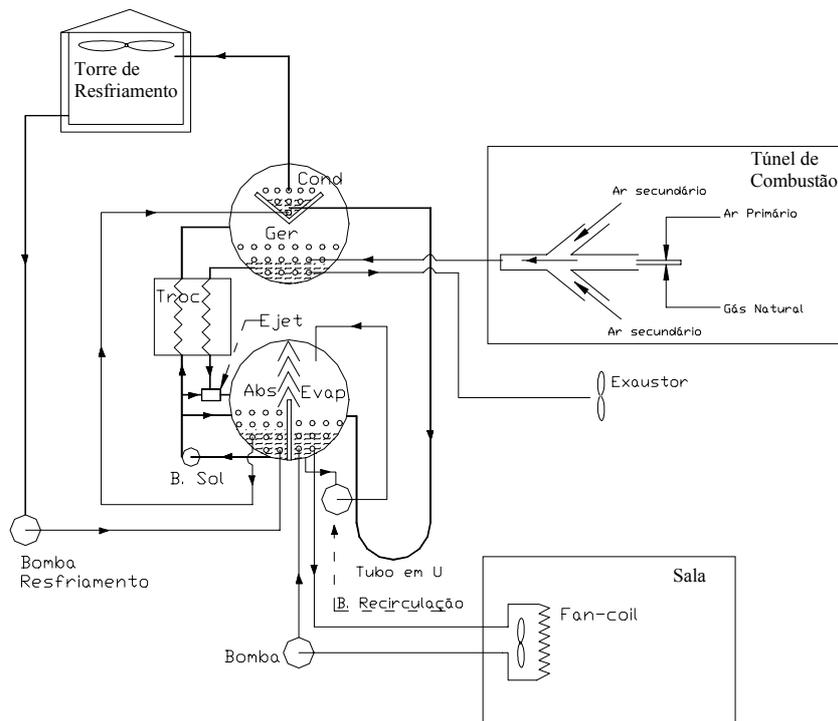


Figura 2. Esquema completo do sistema de refrigeração por absorção desenvolvido.

Absorvedor/ Evaporador: o absorvedor e o evaporador foram construídos em um mesmo vaso, Fig. (2), tendo em vista que os mesmos trabalham no mesmo nível de pressão baixa. O refrigerante, ao sair do tubo em "U" entra no evaporador. A solução que absorve o vapor d'água proveniente do evaporador, entra no absorvedor por bicos pulverizadores onde é expandida até o nível de pressão baixa do sistema (pressão de evaporação). Ela tem a função análoga à sucção do compressor no ciclo de compressão de vapor. Essa reação de absorção é exotérmica, necessitando assim a extração de calor do absorvedor, realizada pela água de resfriamento que escoia internamente ao feixe de tubos do absorvedor. O absorvedor é formado por 44 tubos de 12,7mm de diâmetro e 1,80m de comprimento, dispostos em dois passes de tubos e o evaporador é constituído de um feixe de 36 tubos com as mesmas dimensões dos tubos do absorvedor, dispostos em um três passes de tubos.

Trocador de Calor Intermediário: será utilizado um trocador de calor intermediário no sistema de absorção, para uma melhoria no coeficiente de desempenho do mesmo, como mostrado em Andrade (2000). Para o cálculo da área de troca de calor foi utilizado o método da Diferença Média Logarítmica de Temperatura, tomando os valores das temperaturas de entrada e saída das soluções concentrada e diluída que passam através do mesmo.

Ejetor: para a equalização de pressão é utilizado um ejetor entre o trocador de calor e o vaso que contém o absorvedor e o evaporador. O fluido motriz do ejetor é a solução diluída do absorvedor a alta pressão, promovida pela bomba, que mistura-se com a solução concentrada para ser pulverizada.

Bombas: a bomba da solução tem uma potência nominal de 0,5 CV, e sua função é fornecer energia para aumentar a pressão afim de que parte da solução entre no gerador e parte seja utilizada no ejetor. Possui carcaça de aço inox para evitar o efeito corrosivo da solução de brometo de lítio. Também é utilizado um *by-pass* com a finalidade de se obter um movimento contínuo da solução no absorvedor de modo a intensificar a troca de calor.

As bombas da água de resfriamento e da água gelada e a bomba de recirculação do refrigerante são do mesmo tipo e mesma potência - 1/3 CV. A bomba da água de resfriamento realiza a circulação entre o sistema de absorção e a torre de resfriamento. A água gelada que passará pelo

ambiente a ser resfriado e retorna para o sistema de absorção, tem a sua circulação mantida com o auxílio de uma bomba. A bomba de recirculação do refrigerante foi adaptada para trabalhar em vácuo. Essa bomba faz com que o refrigerante (água) circule no evaporador para aumentar a transferência de calor e conseqüentemente a evaporação do refrigerante.

Torre de Resfriamento: para a seleção da torre de resfriamento foi tomado como base o método “limite” (Dossat, 1980), com os dados: vazão da água, temperatura de bulbo úmido ambiente e alcance da torre (temperatura de entrada da água – temperatura de saída da água). Foi selecionado o modelo AN10 da ANNEMOS (Annemos, 1999), com as seguintes características: Capacidade = 11,4TR, potência do motor = 1/2 CV – 8P, Vazão = 10 m³/h, temperatura da água quente = 35°C, temperatura da água resfriada = 29,5 °C e temperatura de bulbo úmido = 26°C.

4.2. Túnel de Combustão

O túnel de combustão (Fig. (3)), que deverá alimentar o sistema de absorção, é composto por um túnel onde escoarão os gases quentes mais um queimador, acoplado a um exaustor. A partir da mistura de ar primário e gás natural no queimador, os gases provenientes da queima serão misturados com ar secundário, com o objetivo de diminuir a temperatura dos mesmos. Foi dimensionado com os dados obtidos na simulação, para os balanços de calor. O valor da vazão de ar secundário no túnel de combustão é calculado de forma a garantir os gases no entrada do gerador a 300°C. Sendo, então, a função do ar secundário é reduzir a temperatura dos gases que saem diretamente do queimador até a temperatura especificada para o gerador.

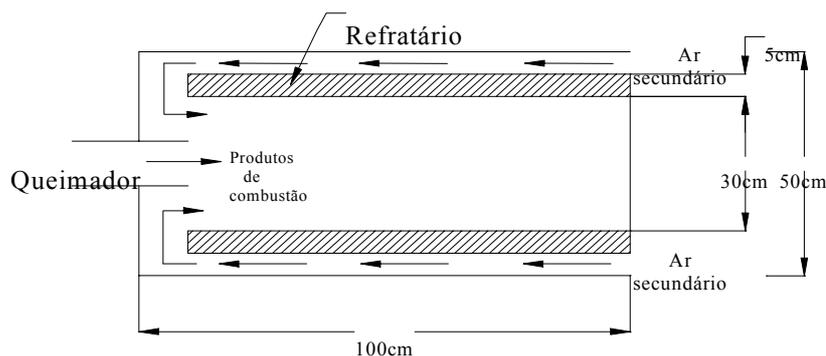


Figura 3 – Esquema do túnel de combustão.

4.3. Sistema de Água Gelada

O sistema de água gelada, que deverá ser instalado para refrigerar um ambiente no LES, foi dimensionado considerando as seguintes hipóteses, temperaturas de entrada e de saída da água gelada que vem do sistema de absorção, carga térmica total do ambiente (sensível e latente), razão de renovação de ar externo, condições de temperatura e umidade do ar externo, vazão de insuflamento e vazão de água na tubulação de entrada do fan-coil.

5. RESULTADOS E DISCUSSÕES

Para ajuste do sistema foi necessário um redimensionamento com a introdução de um novo valor da taxa de transferência de calor do gerador ($Q_g = 21,101 \text{ kW} = 6 \text{ TR}$), cujos resultados da análise encontram-se nas Tabelas (2) e (3). Na Tab. (2) estão os resultados da simulação computacional, que fornecem os dados para o dimensionamento do sistema de absorção em construção no LES. São mostrados valores de temperaturas(T), pressões (P), concentrações da solução (X), vazões (m) e entalpias (h) para os 18 pontos do sistema. A Tab.(4) mostra os resultados das taxas de transferência de calor, temperaturas médias de processo, efetividades, eficiência dos cinco componentes do sistema.

Tabela 2. Parâmetros Relativos aos 18 Pontos do Sistema.

Pontos	T (°C)	P (Pa)	X (%)	m (kg/s)	h (kJ/kg)
1	34,44	869,96	54,9	0,0485	86,0302
2	34,44	6.275,2	54,9	0,0485	86,0336
3	63,64	6.275,2	54,9	0,0485	145,5764
4	91,13	6.275,2	64,0	0,0416	236,5766
5	52,86	6.275,2	64,0	0,0416	167,1642
6	52,52	869,96	64,0	0,0416	167,2200
7	80,59	6.275,2	0	0,0069	2653,3274
8	37,00	6.275,2	0	0,0069	154,9116
9	5,00	869,96	0	0,0069	154,9116
10	5,00	869,96	0	0,0069	2509,8691
11	12,00	-	-	0,7763	50,2416
12	7,00	-	-	0,7763	29,3076
13	29,50	-	-	1,6343	123,5106
14	32,46	-	-	1,6343	135,9077
15	32,46	-	-	1,6343	135,9077
16	35,00	-	-	1,6356	146,5380
17	300,00	-	-	0,1966	290,6158
18	200,00	-	-	0,1966	183,2668

Tabela 3. Taxas de Transferência de Calor, Temperaturas Médias de Processo, Efetividades e Eficiência dos Cinco Componentes do Sistema.

Componentes	Q (kW)	T _{média} (°C)	Efetividade	η
Gerador	21,1012	80,68	0,4231	1,000000
Condensador	17,2470	35,25	0,9057	0,992719
Absorvedor	20,1134	40,61	0,7855	0,992717
Evaporador	16,2567	9,50	0,7143	0,999704
Troc. Calor Int.	2,8908	78,00	0,6750	1,000000

Com os parâmetros de entrada fixados foram obtidos ainda os seguintes valores: temperatura de cristalização no ponto 6 (42,54 °C), concentração de cristalização do líquido (64,01 %), potência mínima necessária à bomba da solução (0,16255 W), vazão do gás natural no queimador ($577,42 \times 10^{-6}$ kg/s), vazão de ar primário no queimador ($9,244 \times 10^{-3}$ kg/s), vazão do ar secundário no túnel de combustão ($52,38 \times 10^{-3}$ kg/s) e vazão dos produtos de combustão no gerador ($93,86 \times 10^{-3}$ kg/s).

O valor da vazão de ar secundário no túnel de combustão é calculado de forma a garantir os gases na entrada do gerador a 300°C. Sendo, então, a função do ar secundário reduzir a temperatura dos gases que saem diretamente do queimador até a temperatura especificada para o gerador. Seu valor pode ser variado, afim de se obter diversos níveis de temperatura na saída do mesmo, podendo-se assim simular diversas situações onde se tenha disponibilidade energética (Lima, 2000).

A temperatura no Ponto 2 (saída da bomba) (Tab. (1)) foi calculada considerando as propriedades da solução saturada iguais às de líquido comprimido devido à escassez de literatura contendo valores da solução aquosa de brometo de lítio comprimida. Isso pode ser considerado como uma boa aproximação já que as propriedades da maioria dos líquidos comprimidos variam pouco em relação ao seu estado saturado à mesma temperatura.

Como pode ser observado na Tab. (4), a eficiência dos componentes determinada pela Primeira Lei da Termodinâmica é em torno de 1,0 (um), o que mostra que a verificação do desempenho desses equipamentos não é bem representada por essa avaliação. Isto é demonstrado pela avaliação através do conceito de exergia e irreversibilidade, mostrado em Varani (2001).

O sistema pode ser avaliado através do COP e das eficiências. Seus resultados são: COP = 0,77041, COP_{ideal} = 1,13399, η (Eq. (5)) = 0,7701854 e η (Eq. (6)) = 0,67938. Verifica-se uma aproximação do resultado do COP com os das eficiências pelas duas equações. Esses resultados

representam valores teóricos, os quais espera-se que sejam menores quando forem obtidos nos experimentos.

6. CONCLUSÃO

O sistema construído de simples efeito, terá capacidade de refrigeração de aproximadamente 4TR, utilizando produtos de combustão com temperatura de entrada de 300 °C.

O modelo termodinâmico desenvolvido mostrou-se claro e eficiente e, será usado para análise e comparação teórico-experimental. Seus resultados são compatíveis com as informações encontradas na literatura aberta a respeito (Trane, 1992 e King, 1971), tendo gerado um coeficiente de desempenho para o sistema de refrigeração por absorção de simples efeito de 0,77. Os parâmetros principais determinados são, temperaturas de processo (gerador e absorvedor), pressões, vazão do refrigerante e vazões da solução, entalpias, taxas de transferência de calor, potência da bomba da solução, que foram utilizados para dimensionar o sistema. Foram determinados também, os coeficientes de desempenho real e ideal e as eficiências energéticas. A análise energética, além de fornecer os dados para o dimensionamento e projeto do sistema, foi a base para análise exergetica efetuada por Varani (2001).

Esse estudo apresenta subsídios para aplicação e análise do sistema em indústrias que possuam fontes de calor disponíveis, com a ampliação para a faixa de capacidade entre 5 a 50 TR. Significa um desenvolvimento de tecnologia própria para o projeto de unidades de refrigeração de baixa capacidade que possa atender às necessidades de economia de energia em pequenas indústrias, bem como para plantas de pequeno porte que possam utilizar sistemas combinados através de Cogeração com o emprego do gás natural, que se prevê abundante em nosso país durante várias décadas.

7. REFERÊNCIAS BIBLIOGRÁFICAS

- Andrade, J. C. V. de, Santos, C. A. C. dos, Varani, Celina M. R., 2000, “Simulação Computacional Baseada na Disponibilidade de Resíduos Energéticos para a Produção de Frio”, Anais do CONEM, Natal/ Rn, Agosto.
- Annemos, 1999, “Catálogo de Torre de Resfriamento de Água”.
- Amorim, Gilberto B., 1994, “Relatório de Estágio Supervisionado”, realizado na TOALIA - Indústria Têxtil S/A. Prof^a. Orientadora Celina Maria Ribeiro Varani.
- ASHRAE, 1981, “Handbook Fundamentals Volume”(American Society of Heating, Refrigerating and Air-Conditioning Engineers), Atlanta/Ga.
- Bejan, A., 1988, “Advanced Engineering Thermodynamics”, Jonh-Wiley & Sons, N. Y.
- Bogart, M.J.P, 1982, “Lithium Bromite Absorption Refrigeration - A Calculator Program”, ASRHRAE Journal, pp.23-28, August.
- Dossat, J.R.,1980, “ Princípios de Refrigeração”, Hemus Editora Ltda.
- Gupta, C. P. and Sharma, C. P., 1976, “Entropy Values of Lithium Bromide Water Solutions and Their Vapours”, ASHRAE Transactions, Vol. 82, Part 2, pp. 35-46.
- Hahn, B. D., 1997, “Fortran 90 – For Scientists & Engineers”, Arnold - a Member of the Hodder Headline Group, London.
- Herold, K.E., Radermacher, R. And Klein, A.S., 1996, “Absorption Chillers and Heat Pumps”, CRC Press, USA.
- Kaita, Y., 2001, “Thermodynamic Properties of Lithium Bromide Water Solutions at High Temperatures”, International Journal of Refrigeration, Vol. 24, pp. 374-390.
- King, G. R., 1971, “Modern Refrigeration Practice”, McGraw-Hill Book Company.
- Lima Jr, J.C. de, 2000, “Relatório de Pesquisa de Iniciação Científica”, PIBIC, CNPq/UFPB.
- Marques, A .S., 2000, “Relatório de Pesquisa de Iniciação Científica”, PIBIC, CNPq/UFPB.
- McNeely, L. A., 1979, “Thermodynamic Properties of Aqueous Solutions of Lithium Bromide” ASHRAE Transactions, Part I, ASHRAE Inc., N.Y., Pp.413-434.
- Perry, R.H. E Chilton, C.H., 1973, “Chemical Engineers' Handbook”, McGraw-Hill Book

Company.

Stoecker, W. F. e Jabardo J. M. S, 1995, “Refrigeração Industrial”, Editora Edgard Blusher.

Trane, 1992, “Catálogo - Thermachill Direct-Fired Absorption Chilllers”.

Threlkeld, James L, 1978, “Thermal Environmental Engineering”, Prentice-Hall, INC.

Varani, C. M. R., 2001, “ Avaliação Energética e Exergética de uma Unidade de Refrigeração por Absorção Água/Brometo de Lítio Utilizando Gás Natural”, Tese de Doutorado, CPGEM/CT/UFPB.

Wylen, G.V., Sontang, R., Borgnake, C., 1995, “Fundamentos de Termodinâmica Clássica”, Edgard Blücher Ltda.

DEVELOPMENT OF AN ABSORPTION REFRIGERATION SYSTEM UTILIZING LITHIUM-BROMIDE SOLUTION AND NATURAL GAS AS THERMAL SOURCE

Jurandir Crispiniano Viana de Andrade

(*) Laboratório de Energia Solar(LES) da UFPB, Cidade Universitária -Campus I, 58059-900, João Pessoa/PB, e-mail: jurandir @les.ufpb.br

Celina Maria Ribeiro Varani

(*), e-mail: celina @les.ufpb.br

Carlos A. Cabral dos Santos

(*), e-mail: cabral@les.ufpb.br

Thiago Bonifácio do Rego

(*), e-mail: thiago@les.ufpb.br

Adriano da Silva Marques

(*), e-mail: adriano@les.ufpb.br

Carlos Alberto de Souza

(*),e-mail: engetecs@uol.com.br.

***Abstract:** This work presents a study of an absorption refrigeration system that use Lithium Bromide aqueous solution and natural gas as thermal source. For this study a computational simulation of an absorption refrigeration system was realized, based on energetic availability of combustion products. The simulation is made through a computational model with the objective to analyze the involved process in each component of the system, using specific mathematics relations for the solution properties instead of the use of tables to obtain parameters of practical interest of engineering, that could be extended to real situations. The system components were sized based on the simulation results, having as basic entrance parameters, the generator available heat, the evaporation temperature, temperature differences in the intermediate heat exchanger, and the strong solution concentration. The system in construction at the Laboratório de Energia Solar (LES) of UFPB will have a cooling capacity between 4 to 17 TR, depending on the source to be used in the generator, that could be combustion products or direct burn. This model presents the coefficient of performance of the system of 0,77 and will be applied for theoretical-experimental comparison*

***Key Words:** Simulation, Refrigeration, Absorption.*