

SIMULAÇÃO E DESENVOLVIMENTO EXPERIMENTAL DE SISTEMAS DE REFRIGERAÇÃO POR ABSORÇÃO DE ÁGUA AMÔNIA DE ÚNICA PRESSÃO

SILVEIRA, Igor Cavalcanti da, igor.cavalcanti@gmail.com¹
SANTOS, Carlos Antônio Cabral, carloscabralsantos@yahoo.com.br¹
SOUZA, Wilson Luciano de, wilson@ufs.br²
QUEIROZ, Daniel Pereira, daniel.fq@gmail.com¹
CAVALCANTE NETO, Pedro Paulo, ppusco@hotmail.com¹
SILVA, Thiêgo Souza, thiêgo_s@hotmail.com¹

¹Universidade Federal da Paraíba, Cidade Universitária - João Pessoa, Paraíba – CEP: 58.059-900

²Universidade Federal de Sergipe, Cidade Universitária – São Cristóvão, Sergipe – CEP: 49.100-000

Resumo: *O presente trabalho busca essencialmente estudar teórico e experimentalmente o ciclo de absorção de única pressão, representado pelos ciclos de difusão-absorção, com o objetivo não apenas de analisar a performance, mas também de proporcionar sua otimização, identificando os componentes que geram maiores irreversibilidades e custos, e fornecer subsídios para estudos futuros, com unidades que possam operar com temperaturas superiores a 80 °C, para atender comunidades isoladas ou outras aplicações específicas de refrigeração onde a simplicidade, ausência de manutenção, aproveitamento de calor de rejeito e baixíssimos níveis de ruídos sejam importantes.*

Neste trabalho foi utilizado um modelo termodinâmico, aplicado a um ciclo de refrigeração por absorção-difusão usando água-amônia-hidrogênio como fluidos de trabalho, sendo a água o absorvente, a amônia o fluido refrigerante e o hidrogênio o fluido equalizador. Um detalhe importante é que este ciclo de refrigeração funciona sem utilização de energia mecânica ou elétrica, apenas por energia térmica. A circulação do fluido de trabalho é devido a gravidade e de uma bomba de bolha.

Este modelo foi desenvolvido em plataforma EES (Engineering Equation Solver), cujos resultados serão usados para simulação e projeto de componentes do sistema. As propriedades termodinâmicas dos fluidos de trabalho envolvidos são obtidas diretamente na plataforma. O código construído permite realizar análises energética e exérgica fornecendo a performance tanto para o ciclo como para cada componente.

Para os estudos experimentais foi adquirida, através de doação da CONSUL, fabricante no Brasil, uma unidade para ser instrumentada e avaliada. Os parâmetros de avaliação serão levantados com base nos parâmetros dos estudos teóricos para efeitos de comparação e ajustes se for necessário do modelo ou de hipóteses assumidas.

Palavras-chave: *difusão-absorção, única pressão, refrigeração*

Abstract: *This paper presents mainly the theoretic and experimental study of the absorption cycle of single pressure, represented by the cycles of diffusion-absorption, aiming not only to analyze the performance, but also allow optimization and provide input for future studies, with equipments that can operate at temperatures above 80 °C. It has the intention of assisting isolated communities or others specific applications of refrigeration where the simplicity, lack of maintenance, recovery of waste heat and very low noise levels are important.*

In this study we used a thermodynamic model applied to a refrigeration cycle absorption-diffusion using water-ammonia-hydrogen as working fluids, that the water absorbent, the ammonia refrigerant fluid and hydrogen equalizer. An important detail is that the refrigeration cycle operates without the use of mechanical power or electricity, only heat. The movement of the working fluid is due to gravity and a bubble pump.

This model was developed platform EES (Engineering Equation Solver), whose results will be used for simulation and design of system components. The thermophysical properties of working fluids are obtained directly involved in the platform. The code built on previous work to achieve energy and exergetic analysis provides performance for both the cycle and for each component.

For the experimental studies was obtained through the donation CONSUL, manufacturer in Brazil, a unit to be instrumented and evaluated. The evaluation parameters will be raised based on the parameters of theoretical studies for comparison and adjustments, if necessary the model or assumptions.

Key Words: *diffusion-absorption, single pressure, refrigeration*

1. INTRODUÇÃO

O Brasil teve durante muitos anos energia farta e barata para o seu crescimento econômico, fruto do seu elevado potencial hidráulico, que produz quase 83% de toda energia elétrica gerada no País (ANEEL, 2005). Entretanto, na última década, o consumo de energia elétrica apresentou um crescimento de em média 4% ao ano (MME, 2006), enquanto que a capacidade de geração não conseguiu acompanhar este crescimento, devido à diminuição dos investimentos na construção de novas usinas e do continuado crescimento do consumo. Chegou-se então a uma situação de colapso, como o registrado em 2001 no qual o Governo Federal decretou um racionamento envolvendo a redução de 20% no consumo de eletricidade do país, tendo por base o ano 2000. Isto significou retornar aos níveis de consumo do início da década de 90. Ficou, então, premente a necessidade de se usar de forma mais racional a energia, e/ou aumentar a oferta, empregando-se novas fontes de energia (SOUZA, 2004).

Setores industriais e comerciais, que necessitassem utilizar, no período de racionamento, um sistema de refrigeração baseado na compressão de vapor, cujo consumo de energia elétrica é bastante elevado, amargaram consideráveis prejuízos neste período, seja pelo elevado preço da energia elétrica, ou pela irregularidade no fornecimento.

Já o setor residencial apesar de ser o segundo maior consumidor de energia elétrica do País, perdendo apenas para o industrial, foi o que mais contribuiu para a racionalização do consumo em 2001 (ANEEL, 2005). Neste setor, os refrigeradores estão presentes em 88,6% das moradias, sendo que no nordeste este índice cai para 71,8% (IBGE, 2006), mas para cerca de 10 milhões de brasileiros que vivem no meio rural sem acesso a energia elétrica (ELETROBRÁS, 2005), o uso de refrigeradores que operam a partir deste insumo energético, fica inviabilizado.

As tecnologias baseadas na compressão de vapor, que necessitam e tem um alto consumo de energia elétrica, e que se tornam inviáveis em comunidades isoladas, possuem um outro inconveniente que é de utilizar, em geral, gases que ao serem liberados na atmosfera, colaboram com o aquecimento global e atacam a camada de ozônio, que protege os seres vivos dos nocivos raios ultravioleta. Como exemplo destes gases, tem-se os refrigerantes sintéticos CFC's, HCFC's e HFC's, que tendem a serem banidos conforme tratados internacionais, Protocolo de Montreal e de Kyoto, por exemplo. Por isso, mundialmente vêm sendo buscadas alternativas mais ecológicas e de custo viável.

Neste cenário, as tecnologias de refrigeração que são acionadas termicamente, como a refrigeração por absorção, tornaram-se competitivamente viáveis, ganhando cada vez mais espaço. Seja por utilizar fluidos refrigerantes naturais que não afetam a camada de ozônio bem como não contribuem para o aquecimento global, seja pela possibilidade de atender comunidades isoladas, no caso residencial, pois o seu insumo energético pode ser energia solar ou queima direta de um combustível, ou por propiciarem um aproveitamento energético mais racional, no caso comercial e industrial, pois podem utilizar: rejeitos térmicos de um processo de cogeração ou a queima direta do gás natural, este ainda mais fortalecido com o incremento da matriz energética nacional (ANEEL, 2005). Por cogeração entende-se a geração simultânea de calor e trabalho a partir da queima de um combustível (gás natural, resíduos de madeira, bagaço de cana, etc.).

Na refrigeração por absorção, recebem maior atenção os sistemas que operam em dois níveis de pressão, tais como os que utilizam o par água-amônia ou água-brometo de lítio, como fluido de trabalho. Porém estes sistemas, ainda, necessitam de energia elétrica ou mecânica para elevar a pressão da solução, sendo mais aplicáveis nos setores industrial e comercial.

Uma proposta para um refrigerador por absorção doméstico são os ciclos de refrigeração de única pressão, como o de Baltzar Carl von Platen e Carl Georg Munters, ciclo de difusão-absorção, e de Albert Einstein e Leo Szilard, ciclo Einstein (PLATEN e MUNTERS, 1928; EINSTEIN e SZILARD, 1930). Ambos os ciclos operam sem uso de energia elétrica ou mecânica, apenas por uma fonte de energia térmica constante e usam pelo menos três fluidos de trabalho para criar mudanças de temperatura impondo pressões parciais no refrigerante. O ciclo de Platen e Munters usa o hidrogênio, gás inerte, para uniformização das pressões ao longo do ciclo, permitindo a circulação dos fluidos e estabelecendo uma pressão parcial mais baixa do refrigerante no evaporador, enquanto mantém uma pressão mais alta do refrigerante no condensador; a amônia é utilizada como refrigerante e a água como absorvente. Enquanto chamam de ciclo de "única pressão", há ainda na verdade, uma leve variação de pressão global dentro destes ciclos devido ao atrito do fluxo e a ação da gravidade. Assim, apesar de não existir a necessidade de bombear o fluido para uma pressão muito alta, para criar uma mudança na temperatura de saturação, um mecanismo é necessário para mover o fluido através do ciclo contra o atrito do fluxo e a gravidade. Para eliminar a necessidade de uma força mecânica, a ação da gravidade e uma bomba de bolha impulsionada por calor são usadas para este propósito. Desta forma, como não existe nenhuma parte móvel nestes ciclos (compressor ou bomba de solução), eles não geram barulho e vibração durante a sua operação, sendo recomendado a sua aplicação em quartos de hotéis de luxo, escritórios, hospitais, veículos recreativos, acampamentos e etc. Além destas vantagens, o sistema opera sem clorofluorcarbonos, exhibe boa segurança, durabilidade, simplicidade, portabilidade (a unidade pode utilizar qualquer fonte de calor, podendo desta forma operar em qualquer lugar) e custos de manutenção mínimos (CHEN *et al.*, 1996; HEROLD *et al.*, 1996; SRIKHIRIN *et al.*, 2001; KOYFMAN *et al.*, 2003).

Por causa da baixa eficiência e elevado limite de temperatura, os ciclos de refrigeração de única pressão têm aplicações limitadas, onde características como: mobilidade, simplicidade, portabilidade, solidez, operação silenciosa, e baixo custo são importantes. Eficiência melhorada abriria outras aplicações comerciais em potencial.

2. CICLO DE DIFUSÃO-ABSORÇÃO

Em 1925, Platen e Munters, estudantes do Instituto Real de Tecnologia da Suécia, inventam o ciclo de difusão-absorção. Em 1930 a Electrolux compra a patente e a comercializa. Atualmente o sistema de refrigeração por absorção-difusão é fabricado pela Consul e pela Dometic (CONSUL, 2003, DOMETIC, 2004). O sistema original de Platen e Munters sofreu significativas mudanças no seu projeto original, que proporcionaram significativas melhorias no seu desempenho até chegar à configuração comercial atual, Fig. (2). Os principais componentes deste ciclo são: gerador de vapor, bomba de bolha, retificador, condensador, evaporador, câmara de expansão, absorvedor, trocador de calor de solução e trocador de calor de gás como segue o esquema abaixo, na Fig. (1).

O ciclo de difusão-absorção é semelhante ao ciclo de absorção água – amônia, sendo adicionado um terceiro fluido, o gás equalizador, que circula apenas pelo evaporador, câmara de expansão, trocador de calor de gás e absorvedor. A amônia permanece atuando como refrigerante e é o único fluido a percorrer todo o sistema. A água que atua como absorvente está restrita ao gerador de vapor, à bomba de bolha, ao retificador, ao absorvedor e ao trocador de calor de solução. A solução água-amônia circula pelo gerador, bomba de bolha e absorvedor. O gás equalizador, que pode ser os gases não condensáveis hidrogênio ou hélio, é responsável pela uniformização das pressões ao longo do ciclo e pelo efeito de expansão pela diferença de pressão parcial, permitindo a circulação dos fluidos (KOYFMAN, *et al.* 2003). O ciclo original usa hidrogênio como gás auxiliar. É conhecido que o hidrogênio pode ser perigoso em caso de vazamento. Alternativamente se introduz o hélio para substituir o hidrogênio.

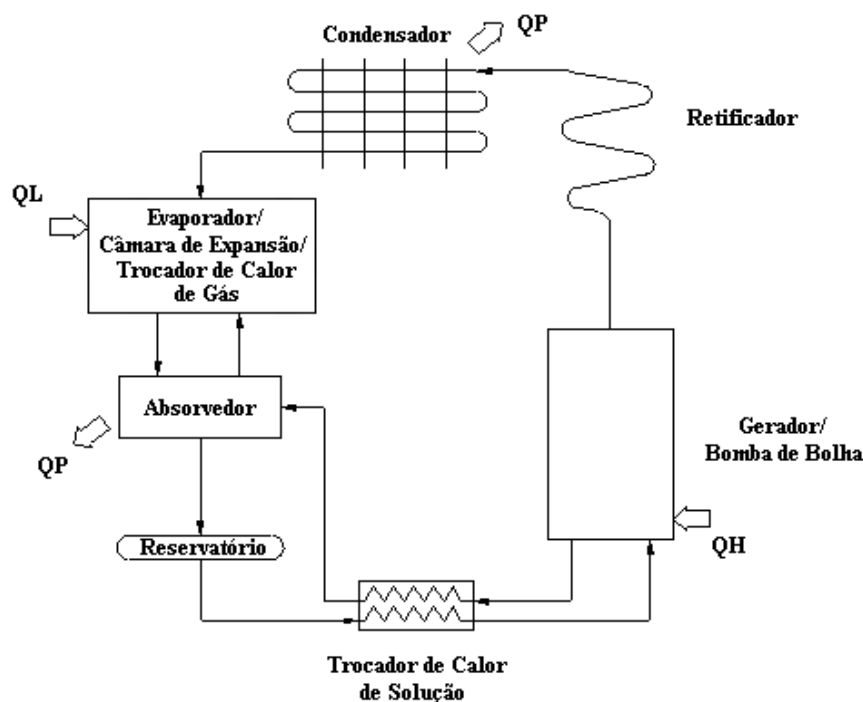


Figura 1. Esquema do ciclo de difusão-absorção.

O efeito refrigerante obtido é baseado no princípio de pressão parcial, de acordo com a *Lei de Dalton das Pressões Parciais*. Devido ao gás auxiliar, a pressão parcial da amônia no evaporador e no absorvedor é mantida baixa o bastante para corresponder com a temperatura requerida dentro do evaporador.

É facilmente encontrado na literatura (CHEN *et al.*, 1996, SRIKHIRIN *et al.*, 2002, ZOHAR, *et al.*, 2005), a descrição do funcionamento do ciclo de refrigeração por difusão-absorção. Para facilitar o entendimento do princípio de operação deste ciclo, adotamos o reservatório do sistema como ponto de partida do funcionamento.

Dentro do reservatório, há uma solução forte de amônia-água (rica em amônia) com concentração de 34% (amônia 34% e água 66% de massa). Esta solução, fraca absorvente, flui e alimenta o gerador, onde é aquecido a 183 °C fazendo a amônia evaporar. O vapor forma bolhas que empurram colunas de solução fraca de amônia-água líquida na bomba de bolha. A solução fraca (pobre em amônia), com uma concentração de 15%, é enviada, por gravidade, ao trocador de calor de solução e em seguida para o absorvedor, enquanto o vapor de amônia continua subindo em direção ao retificador (separador de líquido-vapor). O vapor que normalmente deixa a bomba de bolha contém uma quantidade de água.

No retificador, devido ao resfriamento, a água contida no vapor é condensada, retornando e unindo-se à solução fraca. O vapor de amônia dirige-se ao condensador, refrigerado a ar, onde é removido calor provocando a condensação à pressão total do sistema, porém uma parte do vapor de amônia não é condensada e flui diretamente do condensador para o reservatório.

A amônia condensada segue para o evaporador, passando, primeiramente, pela câmara de expansão. Um retentor de líquido interposto entre o condensador e o evaporador impede que o hidrogênio entre no condensador. O gás hidrogênio entra na seção inferior do evaporador e corre para cima, em contrafluxo com a amônia líquida que corre para baixo. O hidrogênio que flui para cima no evaporador tende a se misturar com o vapor de amônia, favorecendo mais evaporação com a consecutiva retirada de calor do meio em que está localizado o evaporador. É esse processo de evaporação que produz a refrigeração. As passagens líquidas pelo evaporador, que é dividido em duas seções: um congelador e um *chiller* de comida. Como o evaporador é carregado com hidrogênio, que reduz a pressão parcial da amônia líquida e esta redução na pressão parcial permite a amônia líquida evaporar a uma temperatura mais baixa. Considerando que amônia continua evaporando, há um aumento de sua pressão parcial no *chiller* de comida. A densidade da amônia é consideravelmente maior que a do hidrogênio. O vapor (amônia-hidrogênio/hélio) fica mais pesado com a contínua evaporação da amônia, desta forma, por gravidade desce do congelador ao *chiller* de comida e passa através do trocador de gás quente entrando no absorvedor, no mesmo instante, por gravidade, uma contínua corrente de solução fraca, forte absorvedor, de amônia-água, entra na parte superior do absorvedor, refrigerado a ar.

No absorvedor, a solução fraca de amônia-água, que foi previamente resfriada no trocador de calor de solução permitindo que o vapor de amônia seja absorvido, faz com que o vapor fique mais leve e suba ao evaporador (um resíduo de vapor de amônia retorna ao evaporador, arrastado pelo hidrogênio que está mais leve) Isto causa uma circulação de hidrogênio no evaporador e no absorvedor. A circulação de hidrogênio tem um pouco de efeito na taxa de evaporação no evaporador e na taxa de absorção no absorvedor. A circulação do hidrogênio não só afeta a taxa de transferência de massa, mas também reduz a capacidade refrigerante, visto que o gás está morno quando deixar o absorvedor e precisa ser resfriado (SRIKHIRIN *et al.*, 2002). Um trocador de calor de gás é usado com o propósito de trocar calor entre os gases frio (saída do evaporador) e quente (entrada do evaporador). O vapor de amônia absorvido pela solução fraca no absorvedor é encaminhada ao reservatório, completando desta forma o ciclo.

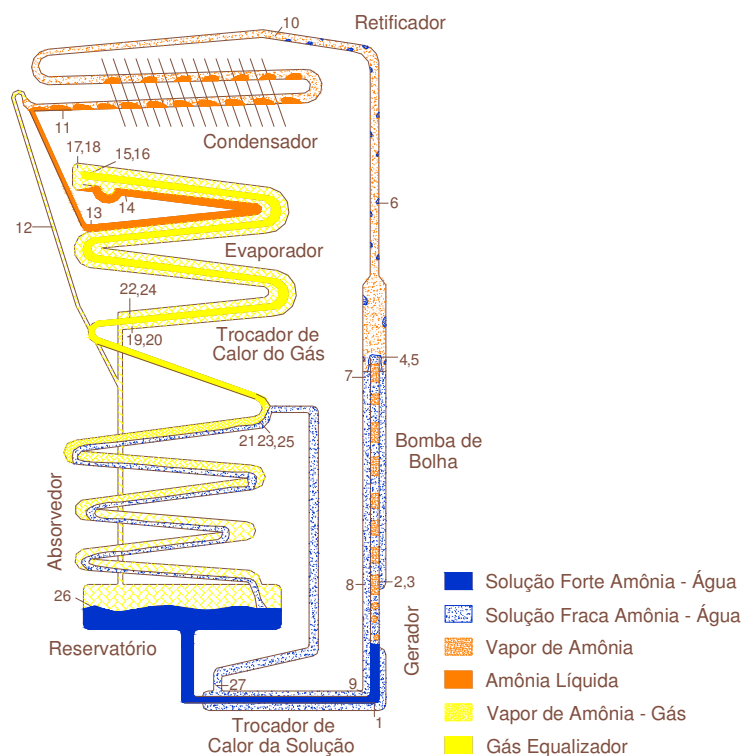


Figura 2. Ciclo de difusão-absorção atual de uso doméstico.

3. INSTRUMENTAÇÃO

Fez-se a instrumentação de toda a unidade refrigeradora, tendo como base o modelo termodinâmico desenvolvido no EES (*Engeneering Equation Solver*), para um ciclo de refrigeração por absorção-difusão, fazendo a aquisição dos dados experimentais de acordo com os parâmetros de entrada do programa, identificando os pontos teóricos nos componentes do refrigerador.

A partir daí foram postos termopares nos devidos pontos dos componentes da unidade refrigeradora para a obtenção das temperaturas, onde suas leituras eram feitas por um termômetro digital com entradas próprias para as saídas dos termopares. Em alguns momentos utilizou-se o termômetro a laser para efeito de comparação com os dados adquiridos.

Para alimentar o queimador com GLP adquiriu-se um botijão de uso doméstico até mesmo para se aproximar mais da realidade do funcionamento de uso diário.

A vazão mássica do botijão se deu através de medições feitas no decorrer do tempo medindo-se o gradiente de massa com uma balança digital.

Também foi medida a vazão do fluido refrigerante da unidade refrigeradora sem invasão da mesma, utilizando um medidor de vazão ultra-sônico para líquidos, portanto o local selecionado para tal procedimento foi logo após a saída do condensador.

4. SEÇÃO EXPERIMENTAL

Os dados expostos representam alguns dos parâmetros de entrada do modelo termodinâmico, os demais serviram como base para verificação da vazão mássica do GLP, tempo de estabilização da unidade refrigeradora e comparação com pontos relativos ao programa que não se podia medir de forma direta.

A Tab. (1) que segue abaixo é referente aos dados coletados do primeiro botijão utilizado, com o refrigerador não possuindo nenhuma carga térmica, sendo sua massa inicial de 26,7 kg, temperatura ambiente de 26°C e o início de funcionamento ocorrendo às 16h e 18min no dia 16/07/2009.

Tabela 1. Dados de temperatura e massa da unidade refrigeradora referentes ao uso do 1º botijão.

Medição - Data/Hora	T1	T2	T3	T4	T5	T6	T7	T8	T9	T10	T11	m (kg)
1º - 16/07/2009 (20:57h)	355	77	68	50	32	46	40	49	41	-10	18	>25
2º - 16/07/2009 (22:03h)	359	77	67	50	28	45	38	49	41	-13	12	>25
3º - 17/07/2009 (11:18h)	356	73	63	47	21	46	34	48	43	-25	-2	>25
4º - 17/07/2009 (15:43h)	348	78	65	47	21	45	33	49	43	-24	0	>25
5º - 17/07/2009 (17:56h)	344	78	70	51	19	46	34	49	41	-25	-2	>25
6º - 20/07/2009 (09:20h)	351	81	70	53	21	47	34	50	40	-26	-3	24,11
7º - 20/07/2009 (15:30h)	355	76	67	47	18	47	35	50	43	-27	-1	23,88
8º - 20/07/2009 (19:36h)	346	78	65	45	15	46	33	48	42	-26	-2	23,715
9º - 22/07/2009 (08:39h)	385	80	69	51	20	46	33	49	43	-26	-3	-
10º - 28/07/2009 (15:51h)	332	87	65	49	14	46	34	48	41	-27	-3	16,57
11º - 28/07/2009 (16:56h)	364	81	63	48	15	45	35	48	44	-25	-1	16,43

Logo após utilizou-se um 2º botijão para critérios de comparação com os dados das primeiras medições, sendo que dessa segunda vez o refrigerador possuía uma carga térmica com 45,5 litros de água, estando a temperatura ambiente de 27°C, sendo 8 litros destinados ao congelador e 37,5 litros destinados a geladeira em si.

A Tab. (2) mostra os dados referentes quando a unidade refrigeradora já estava estabilizada utilizando o segundo botijão, este possuindo 26,27 kg, o início de funcionamento às 12h e 11min do dia 31/07/2008 e às 12h e 1min do dia 02/08/2009 a temperatura da unidade refrigeradora estava estabilizada.

Tabela 2. Dados de temperatura e massa da unidade refrigeradora referentes ao uso do 2º botijão.

Medição - Data/Hora	T1	T2	T3	T4	T5	T6	T7	T8	T9	T10	T11	m (kg)
Estabilização 08/09/2009 (16:29h)	352	74	68	50	16	41	34	49	43	-27	-1	25,55

Todas as temperaturas das tabelas acima estão em graus Celsius (°C).

- **T1** – temperatura da chama do queimador;
- **T2** – temperatura da chaminé;
- **T3** – temperatura de entrada do condensador;
- **T4** – temperatura de saída do condensador;
- **T5** – temperatura entre trocador de calor do gás, condensador e evaporador;
- **T6** – temperatura de entrada da solução pobre no absorvedor;
- **T7** – temperatura de entrada do reservatório 1;
- **T8** – temperatura de entrada do reservatório 2;
- **T9** – temperatura de saída do reservatório;
- **T10** – temperatura do congelador;
- **T11** – temperatura no interior da geladeira.

A Fig. (3) mostra esquematicamente os pontos nos componentes da unidade refrigeradora, com exceção de T10 e T11 que estão no interior da unidade refrigeradora.

De todos os pontos destacados nas tabelas acima, apenas T3 e T4 são os de maior relevância, pois são parâmetros de entrada do modelo termodinâmico, os demais servem como de apoio comparativo para outros parâmetros principais.

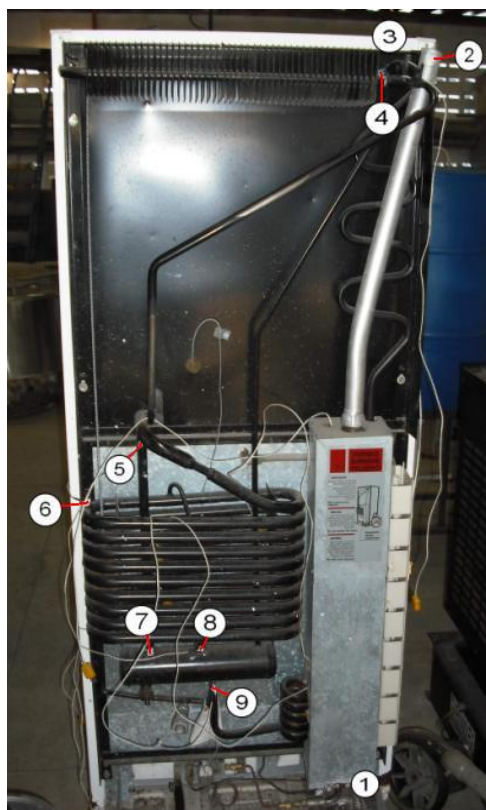


Figura 3. Representação dos pontos no refrigerador.

A partir daí, foi que se fez a aquisição dos dados para a implantação dos parâmetros de entrada do modelo como que segue na Tab. (3). Os dados semelhantes a SOUZA *et al.* (trabalho tomado como base) se devem ao fato de que não foi possível coletá-los experimentalmente. As concentrações da solução rica e da solução pobre de 0,34 e 0,15, respectivamente, foram retiradas diretamente do manual do fabricante. A potência fornecida é consequência da vazão mássica do butano que foi coletada através das medições, calculada pela seguinte fórmula:

$$Pot = PCI \cdot \dot{m}$$

Sabendo-se que:

- Pot: é a potência fornecida ao gerador;
- PCI: Poder Calorífico Inferior do butano (10900 kcal/kg); (fonte gasnet)
- \dot{m} : a vazão mássica com que o butano sai do botijão.

Para se obter o valor da vazão mássica admitiu-se o gradiente de massa entre uma medição e outra dividido pelo intervalo de tempo entra as mesmas. Fazendo-se isso entre alguns dos pontos foi visto que a vazão mássica do butano ficou por volta de 1×10^{-5} kg/s. Portanto:

$$Pot = 10900 \cdot 1 \times 10^{-5} \Rightarrow Pot = 0,109 \text{ kcal/s} \Rightarrow Pot = 456,71 \text{ W}$$

Numa segunda etapa de aquisição de dados, obtiveram-se os dados referentes à temperatura da bomba de bolha, gerador, absorvedor que são parâmetros principais como se vê na Tab. (3). Mas na interface do programa possuem dados secundários que são de fundamental importância para que o modelo termodinâmico funcionasse, como, temperatura do reservatório, temperatura do retificador, temperatura do retorno de solução pobre, temperatura do trocador de calor de solução, entre outros parâmetros.

Por último, para fins comparativos, se fez a medição da vazão da amônia líquida que sai do condensador, em que não se conseguiu fazer uma medição com bastante precisão devido as oscilações de valores que se verificavam no mostrador do medidor de vazão, mas mesmo assim se constatando uma vazão mássica entre $2,5 \times 10^{-3}$ a $5,5 \times 10^{-3}$. O medidor de vazão precisa de algumas propriedades do fluido para que seja captada a leitura como velocidade de propagação do som no fluido em questão (amônia), viscosidade cinemática do mesmo e o diâmetro do tubo.

Tabela 3. Parâmetros de entrada para simulação computacional do sistema por difusão-absorção.

Parâmetros / Artigos	CHEN <i>et al.</i> (1996)	SRIKHIRIN <i>et al.</i> (2002)	ZOHAR <i>et al.</i> (2005a e 2005b)	SOUZA <i>et al.</i> (2007)	Aferido neste Trabalho
Concentração da solução rica	0,29	0,35	0,30	0,30	0,34
Concentração da solução pobre	0,15	0,10	0,10	0,10	0,15
Concentração do refrigerante	-	-	1	1	1
Temperatura no gerador (°C)	180	180	200	195	183
Temperatura da bomba de bolha (°C)	-	-	195	190	181
Temperatura de resfriamento da amônia no retificador (°C)	-	75 a 80	≈ 70	78	68
Temperatura de saturação da amônia a 25 bar (°C)	58	-	58	58	50
Temperatura de absorvedor (°C)	-	-	58	58	52
Temperatura do gás equalizador com a amônia residual que entra no TCS (°C)	-	-	40	40	40
Temperatura de evaporação da amônia no congelador (°C)	-	-30 a -18	-35	-34	-34
Temperatura de evaporação da amônia no refrigerador (°C)	-	-5	-5	-5	-5
Pressão total do sistema (bar)	25,5	≈ 25	25	25	20,28
Pressão parcial da amônia no congelador (bar)	1	1	1	1	1
Pressão parcial do gás auxiliar no congelador (bar)	-	24	-	24	24
Pressão parcial da amônia no refrigerador (bar)	3	3	3	3	3
Pressão parcial do gás auxiliar no refrigerador (bar)	-	-	-	22	22
Potência fornecida ao gerador (W)	175 a 370	1000 a 2500	-	3000	494
Vazão mássica da amônia pura no condensador	-	-	1 kg/s	-	-
Diâmetro interno e externo do tubo da bomba de bolha (mm)	7,9 e 2,9	12,7 e 10,9	-	-	7,5 e 3,5

5. RESULTADOS

O primeiro fato que pode ser observado nesse projeto foi a duração em que o refrigerador funciona com apenas um botijão sem interrupções, independente da carga térmica fornecida a unidade refrigeradora, funcionando por volta de 15 dias, realmente sendo constatado por meio de cálculos, pois:

O botijão tem uma massa de 26,7 kg, em que a TARA era de 13,7 kg, assim 13 kg sendo correspondente a massa do butano, então:

$$t = \frac{m}{\dot{m}} \Rightarrow t = \frac{13}{1 \times 10^{-5}} \Rightarrow t = 13 \times 10^5 \text{ s} \cong 15 \text{ dias}$$

Outro fato constatado é que das várias vezes em que era posto em funcionamento a unidade refrigeradora esta chegava a sua temperatura de estabilização por volta de nove a dez horas de funcionamento ininterrupto, algo considerável, já que no manual do fabricante há uma faixa de intervalo que vai de seis a doze horas. Vale salientar que este tempo de estabilização é para o refrigerador funcionando sem carga térmica, pois, quando se fez o teste com carga térmica (45,5 litros de água), foram necessários três dias para que a unidade refrigeradora ficasse com a temperatura estável.

Entradas do Simulador

Parâmetros do Sistema de Refrigeração	
Calor Gerador	0,456 [kW]
Temperatura Gerador	456 [K]
Concentração Forte	0,34
Concentração Fraca	0,15
Pressão Sistema	20,28 [bar]
Temp. Condensação	323 [K]
Temp. Evaporador	264 [K]
Gradiente Gerador - Bomba	2
Gradiente Reservatório - Gerador	87
Gradiente Condensador - Retificador	18
Condições Ambientais	
Temperatura Ambiente	298,1 [K]
Pressão Ambiente	1,013 [bar]
Parâmetros Econômicos	
Investimento no Refrigerador	3500 [R\$]
Tempo de Retorno do Investimento	10 [anos]
Taxa de Juros	5 [%]

Figura 4. Interface do programa com os dados experimentais alimentando os parâmetros de entrada.

Tabela 4. Parâmetros termodinâmicos da unidade refrigeradora por difusão absorção.

Ponto	Descrição dos Fluxos	\dot{m} (kg/s)	P(bar)	T(°C)	Título *	x	h (kJ/kg)
1	Solução forte água-amônia	0,0004682	20,28	139	0,08492	0,34	537,5
2	Solução fraca água-amônia	0,0001916	20,28	183	0	0,1156	712,7
3	Vapor de amônia	0,0002766	20,28	183	1	0,4954	2202
4	Solução fraca água-amônia	0,0002127	20,28	181	0	0,1234	699,4
5	Água condensada	0,0002555	20,28	181	1	0,5204	2171
6	Solução fraca água-amônia	0,0001508	12,29	140	0	0,1876	476,7
7	Solução fraca água-amônia	0,0003635	16,96	164,1	-0,001	0,15	607
8	Solução fraca água-amônia	0,0003635	16,96	170,7	0,05077	0,15	723,5
9	Solução fraca água-amônia	0,0003635	16,96	170,7	0,05077	0,15	723,5
10	Refrigerante superaquecido	0,0001047	20,28	68	1,001	0,9996	1355
11	Refrigerante condensado	0,0001047	20,28	50	0,1251	0,9996	371,9
12	Refrigerante incondensável	0,0000131	20,28	50	1	1	1292
13	Refrigerante líquido	0,0000916	20,28	50	0	0,9995	240,3
14	Refrigerante sub-resfriado	0,0000916	20,28	-23,4	-0,001	0,9995	-105,8
15	Vapor amônia recirculante	0,000001477	1,1	-28,4	0,9974	0,9996	1230
16	Gás equalizador (hidrogênio)	0,0000724	19,18	-28,59	1,001	1	3446
17	Gás equalizador (hidrogênio)	0,0000724	19,28	-33,59	1,001	1	3375
18	Refrigerante evaporado	$9,308 \times 10^{-5}$	1	-33,4	0,08871	0,9996	-29,9
19	Vapor de refrigerante	$9,308 \times 10^{-5}$	3	-9	0,8761	0,9996	1097
20	Gás equalizador (hidrogênio)	0,0000724	17,28	-9,15	1,001	1	3720
21	Gás equalizador (hidrogênio)	0,0000724	18,78	74,85	1,001	1	4927
22	Gás equalizador (hidrogênio)	0,0000724	19,18	40	1,001	1	4424
23	Vapor amônia recirculante	$1,477 \times 10^{-6}$	1,497	75	1,001	1	1459
24	Vapor amônia recirculante	$1,477 \times 10^{-6}$	1,1	40,1	1	0,9535	1438
25	Solução fraca água-amônia	0,0003635	1,497	75	0,02708	0,15	265,2
26	Solução forte água-amônia	0,0004682	2,997	52	0	0,34	18,28
27	Solução fraca água-amônia	0,0003635	1,497	75	0,02708	0,15	265,2

* Os valores de título iguais a -0,001 e 1,001 provêm da sintaxe do EES, e corresponde respectivamente a líquido comprimido e vapor superaquecido.

Só foi possível ser feita as medições da vazão da amônia quando os dados de entrada do medidor eram referentes ao fluido estando no estado de líquido comprimido, pois quando se entrou com os dados e estas propriedades indicavam o fluido ser líquido saturado deu erro de sinal no medidor de vazão, isto é, o medidor de vazão ultra-sônico não capturava nada.

Para o cálculo do coeficiente de performance e a determinação das propriedades do fluido de trabalho através do ciclo da unidade refrigeradora utilizou-se o modelo termodinâmico, para simulação computacional, desenvolvido no EES, do ciclo de difusão, em que este está anexado ao relatório.

Na Fig. (4) vemos a interface do programa com os dados experimentais que alimentaram o programa, resultando em um COP = 0,05452 e em SOUZA *et al.* (2007) que desenvolveu o modelo termodinâmico utilizando os parâmetros teóricos chegou a um COP = 0,06694.

A pressão total do sistema governa a temperatura que o condensador se encontra. Para a amônia pura, a temperatura da primeira gota de condensado é determinada pela carga de gás auxiliar. Se o sistema está carregado a 20,28 bar, e é considerado que no retificador só está presente vapor de amônia, então a temperatura da primeira gota de condensado corresponderá à temperatura de saturação da amônia pura a 20,28 bar (50 °C).

Após alimentar o programa com os dados experimentais nos parâmetros de entrada obteve-se os dados da Tab. (4) acima, especificando os fluxos e os valores da vazão mássica, pressão, temperatura, título, concentração e entalpia.

O que foi observado com relação aos dados apresentados na Tab. (4) acima com relação à vazão mássica no ponto 13, que representa aproximadamente o local onde foi medida a vazão na unidade refrigeradora, e o que se vê é uma certa distância entre o dado coletado experimentalmente e o dado fornecido pelo programa computacional, em que enquanto foi feita uma leitura no medidor de vazão entre $2,5 \times 10^{-3}$ kg/s a $5,5 \times 10^{-3}$ kg/s, o programa nos fornece, o que deveria ser próximo, um valor de 9×10^{-5} kg/s, como é visto na Tab. (4). Com relação aos dados do ponto 14 ao ponto 20 da Tab. (4), suas temperaturas e pressões são todas devido as iterações das equações que estão no código do programa, portanto nenhuma dessas temperaturas representam dados experimentais pois não se tinha acesso a essas tubulações por onde corria o fluido de trabalho, sendo esses pontos referentes principalmente ao evaporador que fica na parte interna da unidade refrigeradora. Com exceção do ponto 9 em que sua temperatura foi aproximada para a temperatura das haletas que se encontram dentro do refrigerador.

6. CONCLUSÕES

Visto que o funcionamento da unidade refrigeradora ininterruptamente é de 15 dias apenas com um botijão, então em um domicílio para que esta supra as necessidades mensais iria se utilizar 2 botijões. Considerando que o preço de um botijão de GLP seja de R\$ 35,00 (trinta e cinco reais), em um mês para se manter uma geladeira por ciclo de difusão-absorção haveria um gasto de R\$ 70,00 (setenta reais), se tornando algo inviável para uso doméstico comparado aos refrigeradores convencionais à compressão de vapor que funcionam a energia elétrica. Pois se formos analisar uma conta de energia elétrica de uma residência de classe média, esta fica em torno de R\$ 120,00 (cento e vinte reais) a R\$ 150,00 (cento e cinquenta reais), e assim o refrigerador seria responsável entre 46,66% a 58,33% dos seus gastos com energia elétrica mensais, o que não condiz com a realidade. Mesmo assim, é indispensável para promover uma melhor qualidade de vida em regiões onde não existe o fornecimento de energia elétrica.

Com relação aos dados obtidos pelo programa, foram bastante satisfatórios também, pois foi medida uma temperatura de -27 °C no congelador e considerando-se que o fluido refrigerante encontra-se a uma temperatura ente 5 e 7 graus abaixo do ambiente refrigerado o valor condiz com o dado que o programa nos forneceu, um dado calculado de -33,4 °C do fluido refrigerante (amônia) evaporado, isto é, ele se encontrando no evaporador.

Considerando que a amônia líquida ao sair do condensador estando saturada e chegar até o ponto onde foi medida a vazão houve uma perda de calor do fluido refrigerante para o ambiente, então este realmente iria se encontrar em estado de líquido comprimido, pois a pressão se manteve constante, e devido a esse fato que só foi possível coletar os dados da vazão quando se pós as características do fluido referente a líquido comprimido nos dados de entrada do medidor.

O modelo sendo alimentado com os dados experimentais apresentou um COP de 0,05452 sendo um valor satisfatório, pois foi um valor bastante próximo comparado aos COP's analisados em literaturas, isto é, os resultados práticos estão condizentes com a teoria.

7. REFERÊNCIAS

- ANEEL, Agência Nacional de Energia Elétrica, 2002, *Atlas de energia elétrica do Brasil*. Brasília.
- CHEN, J., KIM, K. J., HEROLD, K. E., 1996, "Performance Enhancement of a Diffusion-Absorption Refrigerator", *International Journal of Refrigeration – Elsevier*, v. 19, n.3, pp. 208-218.
- CONSUL ®, 2003, *Manual – Refrigerador por Absorção*.
- DOMETIC ©, 2004, *Manual – Absorption Refrigerator for Caravan and Motorhome*, (anteriormente conhecido como Electrolux na Europa), www.dometic.com.
- EINSTEIN, A., SZILARD, L., 1930, "Refrigeration". United States: Patent Office - Pat. No. 1,781,541.
- ELETROBRÁS, 2005, *Programa Nacional de Universalização do Acesso e Uso da Energia Elétrica: manual de operacionalização*. Versão 2.0, ELETROBRÁS, MME.

- HEROLD, Keith E., RADERMACHER, Reinhard, KLEIN, Sanford A., 1996, *Absorption Chillers and Heat Pumps*. Florida, New York, USA, CRC Press.
- IBGE, 2006, *PNAD – Pesquisa Nacional por Amostra de Domicílios: Síntese de Indicadores 2005*. IBGE – Instituto Brasileiro de Geografia e Estatística, Rio de Janeiro, RJ.
- 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 – Pergamon*, v. 23, pp. 1881-1894.
- MME, Ministério de Minas e Energia, 2001, *Balanço Energético Nacional*. Brasília.
- PLATEN, Baltazar C. von, MUNTERS, Carl G., 1928, “Refrigerator”. United States: Patent Office - Pat. No. 1,685,764.
- SOUZA, Wilson L. de, 2004, *Comparações Termo-Energéticas e Econômicas de Opções de Cogeração de uma Destilaria*. M.Sc. dissertação, CT/UFPB, João Pessoa, PB, Brasil.
- SOUZA, Wilson L. de, 2007, *Análise Exergoeconômica dos Ciclos de Refrigeração por Absorção de Única Pressão*. Dr. dissertação, CT/UFPB, João Pessoa, PB, Brasil.
- SRIKHIRIN, Pongsid, APHORNRATANA, Satha, 2002, “Investigation of a Diffusion Absorption Refrigerator”, *Applied Thermal Engineering – Pergamon*, v. 22, pp. 1181-1193.
- SRIKHIRIN, Pongsid, APHORNRATANA, Satha, CHUNGPAIBULPATANA, Supachart, 2001, “A review of Absorption Refrigeration Technologies”, *Renewable and Sustainable Energy Reviews – Pergamon*, v. 5, pp. 343-372.
- ZOHAR, A., JELINEK, M., LEVY, A., BORDE, I., 2005, “Numerical Investigation of a Diffusion Absorption Refrigeration Cycle”, *International Journal of Refrigeration – Elsevier*, v. 28, pp. 515-525.
- ZOHAR, A., JELINEK, M., LEVY, A., BORDE, I., 2005, “The Influence of Diffusion Absorption Refrigeration Cycle Configuration on the Performance”, *International Journal of Refrigeration – Elsevier*, Article in Press.