

DIMENSIONAMENTO DE UM SISTEMA DE REFRIGERAÇÃO POR ABSORÇÃO DE SIMPLES EFEITO, ÁGUA-BROMETO DE LÍTIO, COM GÁS NATURAL COMO FONTE TÉRMICA

Paulo Henrique Dias dos Santos

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

Celina Maria Ribeiro Varani

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

Carlos A. Cabral dos Santos

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

Jurandir Crispiniano Viana de Andrade

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

Carlos Alberto de Souza

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

Resumo. *O presente trabalho trata do dimensionamento, através do EES (Engineering Equation Solver), dos componentes de um sistema de refrigeração por absorção de simples efeito, que usa o par Brometo de Lítio - Água e tem como fonte térmica o gás natural. A partir das informações quantitativas obtidas no modelo termodinâmico, em linguagem FORTRAN, foi possível alimentar expressões da transferência de calor e massa para o dimensionamento das áreas de trocas de calor e conseqüente confecção do sistema. As áreas de troca de calor dos diversos dispositivos térmicos utilizam expressões consagradas no processo de dimensionamento e têm como base as taxas de transferência de calor fornecidas pelo modelo termodinâmico, que apresentou coerência como expressado pelo coeficiente de desempenho (COP) teórico, igual a 0,77. A simulação apresenta um enfoque diferencial com a utilização de relações constitutivas para as propriedades termodinâmicas da solução. A unidade piloto construída, através de tecnologia própria, no Laboratório de Energia Solar da Universidade Federal da Paraíba (LES/UFPB), tem a faixa de capacidade de refrigeração entre 4 a 16 TR e encontra-se em fase de testes. Esta faixa, além de representar um excelente espaço no mercado internacional, ainda não utilizado pelas grandes empresas que operam na área, também atenderá a pequenos centros comerciais, clínicas, motéis e hotéis, entre outros.*

Palavras-chave: *Dimensionamento, Refrigeração, Simples Efeito.*

1. INTRODUÇÃO

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 dimensionamento 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.

A determinação das áreas de troca de calor foi feita através do método da temperatura média logarítmica, mas para se calcular o coeficiente global de transferência de calor foi necessário encontrar correlações adequadas. Em Florides et al (2003) é apresentado um dimensionamento de um sistema de refrigeração por absorção, mas os trocadores estão na posição vertical. No presente caso os trocadores são do tipo casaca e tubo na horizontal. No trabalho de Mostafavi et al (1996), apesar de o gerador e o condensador serem na posição horizontal as correlações encontradas não representaram um resultado satisfatório em comparação com as encontradas em: Dittus et al (1930), Incropera et al (1996) e Deng et al (1999). Estas correlações são para a determinação dos coeficientes de transferência de calor por convecção interno e externo aos tubos, os quais têm grande influência no cálculo do coeficiente global de transferência de calor.

Foi desenvolvido um código computacional utilizando a linguagem EES (Engineering Equation Solver), para a simulação dos processos e obtenção das áreas de troca de calor, conseqüentemente a quantidade de tubos. Esse código compara os fluxos de calor, de cada componente do sistema, calculados pelas leis da termodinâmica e transferência de calor e massa.

2. DIMENSIONAMENTO

Foi desenvolvido por Varani (2001) um modelo computacional para simulação da análise energética do sistema de refrigeração por absorção de simples efeito, com a aplicação das leis de conservação de massa e energia em cada componente do ciclo, Fig. (1).

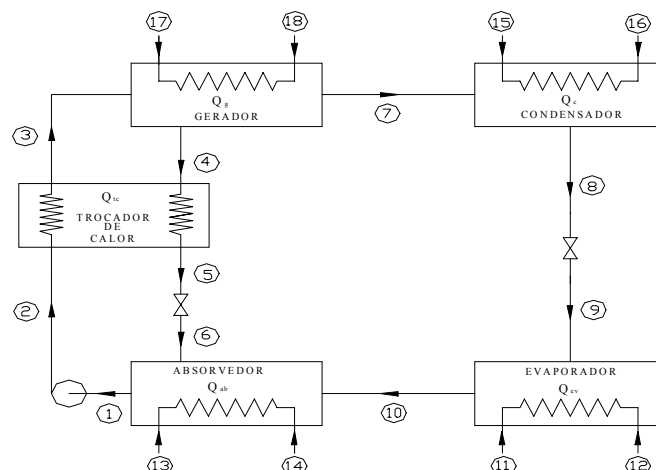


Figura 1. Esquema de uma Unidade de Refrigeração por Absorção de LiBr e Água.

Para este, foram estabelecidos os volumes de controle de cada equipamento e 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 de brometo de lítio).

Os resultados dessa simulação (Tabela 1) são utilizados como parâmetros de entrada para o modelo computacional baseado nos princípios da transferência de calor e massa, que determina as áreas de troca de calor e a quantidade de tubos de cada componente do sistema.

Tabela 1 – Resultados da análise energética do sistema de refrigeração por absorção de simples efeito.

Pontos	P (kPa)	T (°C)	m (kg/s)	x (%)	Pontos	P (kPa)	T (°C)	m (kg/s)	x (%)
1	0,87	34,44	0,05473	54,9	10	0,87	5	0,007782	0
2	6,275	34,44	0,05473	54,9	11	101,3	12	0,8772	0
3	6,275	63,6	0,05473	54,9	12	101,3	7	0,8772	0
4	6,275	91,13	0,04695	64	13	101,3	29,5	1,823	0
5	6,275	52,13	0,04695	64	14	101,3	32,45	1,823	0
6	0,87	52,13	0,04695	64	15	101,3	32,45	1,823	0
7	6,275	80,59	0,007782	0	16	101,3	35	1,823	0
8	6,275	37	0,007782	0	17	101,3	300	0,2143	0
9	0,87	5	0,007782	0	18	101,3	200	0,2143	0
Fluxo de calor do gerador				23 kW	Fluxo de calor do evaporador				17,7 kW
Fluxo de calor do condensador				18,6 kW	Fluxo de calor do absorvedor				21,57 kW

A concepção de projeto para este sistema baseia-se nos processos de conversão de energia proveniente da queima direta de gás natural. Tais fenômenos envolvem a determinação dos estados de equilíbrio termodinâmico em cada fase do processo e a transferência de calor disponível a ser entregue a cada componente do sistema. Desta forma, elas devem obedecer simultaneamente as primeira e segunda leis da termodinâmica em consonância com as leis de transferência de calor.

A premissa básica para essa metodologia é conceber a hipótese que todo calor disponível nos produtos da combustão do gás natural será integralmente transferido aos diversos trocadores de calor que compõem o sistema em cada fase distinta do ciclo, assim é imperativo que se determine o calor disponível nos gases de combustão a partir do modelo termodinâmico definido por Varani (2001).

A partir desses dados, passou-se ao dimensionamento dos trocadores de calor pelo método da *Diferença de Temperatura Média Logarítmica (DTML ou ΔT_{ml})*, determinado a partir da relação da taxa global de transferência de calor (Q) e grandezas como as temperaturas de entrada e saída, o coeficiente global de transferência de calor (U) e a área superficial de troca de calor (A) (Incropera et al, 1996).

Para análise da transferência de calor em trocadores de calor, é conveniente estabelecer uma diferença de temperatura entre os fluidos quente e frio, de modo que a taxa global de transferência de calor entre os fluidos possa ser determinada pela equação abaixo:

$$Q = U A \Delta T_{ml} \quad (1)$$

onde: A é a área de transferência de calor, U é o coeficiente global de transferência e ΔT_{ml} é a diferença de temperatura média logarítmica, definida como:

$$\Delta T_{ml} = \frac{\Delta T_2 - \Delta T_1}{\ln(\Delta T_2 / \Delta T_1)} \quad (2)$$

O coeficiente global de transferência (U) é definido em termos da resistência térmica total entre os fluidos quente e frio, e é determinado pelo inverso das resistências condutivas e convectivas entre os dois fluidos separados por uma fronteira cilíndrica, ou seja:

$$\frac{1}{U.A} = \frac{1}{h_{int} A_{int}} + \frac{1}{h_{ext} A_{ext}} + \frac{R''_{i,int}}{A_{int}} + \frac{R''_{i,ext}}{A_{ext}} + \frac{\ln\left(\frac{D_{ext}}{D_{int}}\right)}{2\pi k_{aço} L} \quad (3)$$

onde: A (m²) é área de troca de calor, h (W/m²K) é o coeficiente de transferência de calor por convecção, R''_i (m²K/W) é o fator de incrustação representativo, k (W/mK) é a condutividade térmica do material, D (m) é o diâmetro do tubo, L (m) é comprimento do tubo, os subscritos *int*, *ext*, 1 e 2 significam interno(a), externo(a), entrada e saída, respectivamente.

Definida a metodologia a ser utilizada, passou-se então a particularizar as peculiaridades de cada componente do ciclo, que totalizavam cinco trocadores de calor (gerador, condensador, evaporador, absorvedor e trocador de calor da solução de brometo de lítio) levando em consideração o funcionamento individualizado, para que se definisse parâmetros necessários aos seus respectivos dimensionamentos.

2.1 – Gerador de Vapor

O gerador de vapor é um trocador de calor que tem por finalidade aproveitar o calor dos gases de combustão com intuito de separar o vapor d'água da solução absorvente através da adição de calor. Internamente é constituído por um feixe de tubos com arranjo triangular, pelos quais escoam os produtos da combustão proveniente da queima direta de gás natural.

A forma de evaporação do vapor d'água no gerador é considerada ebulição em piscina, pois os tubos estão submersos pela solução concentrada. Considera-se a temperatura da superfície (T_{sup}) como sendo a média aritmética entre a temperatura de entrada e saída do fluido quente. A temperatura de filme (T_f) é admitida como a média aritmética entre a temperatura da solução e temperatura da superfície, e a temperatura da solução (T_{∞}) é considerada como sendo uma média ponderada pelas massas que entram e saem do gerador com suas respectivas temperaturas de entrada e saída, ou seja:

$$T_{sup} = \frac{T_{17} + T_{18}}{2} \quad (4)$$

$$T_{sol} = \frac{m_{23} T_{23} + m_{20} T_{20}}{m_{23} + m_{20}} \quad (5)$$

$$T_{\infty} = \frac{T_{sol} + T_{19}}{2} \quad (6)$$

$$T_f = \frac{T_{sol} + T_{sup}}{2} \quad (7)$$

A determinação destes parâmetros visam identificar o regime de ebulição do vapor d'água para que se possa tirar o melhor proveito do trocador de calor. Conforme o gráfico da experiência de *Nukiyama* (Incropera et al, 1996), deve-se sempre buscar uma diferença de temperatura entre a temperatura da superfície (T_s) e a temperatura da saturação da água (T_{sat}) além do *Ponto de Leidenfrost*, neste intervalo configura-se a **ebulição pelicular**, e a partir do ponto D a superfície sólida é recoberta por um lençol de vapor. A transferência de calor entre a superfície e o líquido ocorre pela condução direta do vapor. A medida que a temperatura da superfície se eleva, a radiação através da película de vapor se torna significativa e o fluxo de calor aumenta com o aumento de ΔT_e (*apud* Incropera et al, 1996).

Baseado na experiência de *Nukiyama* o regime de troca de calor é ebulição pelicular, podendo assim, aplicar a Eq. (9) para determinação do coeficiente de transferência de calor na ebulição pelicular estável, no exterior de um cilindro horizontal de diâmetro D , com ausência de radiação (*apud* Incropera et al, 1996), ou seja:

$$Nu_{ext} = 0,62 \left[\frac{g(\rho_l - \rho_v) h'_{lv} D_{ext}^3}{\nu_v k_v (T_{sup} - T_{\infty})} \right]^{1/4} = \frac{h_{ext} D_{ext}}{k_v} \quad (8)$$

onde: g é a aceleração da gravidade (m/s^2), ρ_l é o massa específica da solução (kg/m^3), ρ_v é o massa específica do vapor (kg/m^3), h'_{lv} é a entalpia de mudança de fase corrigida (kJ/kg), D diâmetro do tubo (m), ν_v é a viscosidade cinemática do vapor (m^2/s), e k é a condutividade térmica do tubo (kW/mK).

O escoamento dos gases de combustão, interno aos tubos, para o fluxo de massa necessário à troca de calor pretendida (m_{17}) determinada pelo modelo termodinâmico definido por Varani (2001), foi considerado turbulento, ou seja, número de Reynolds na zona turbulenta através da equação abaixo:

$$Re_{int} = \frac{4 m_{17}}{\pi D_{int} \mu_{ar} N_t} \quad (9)$$

Definido este parâmetro, adotou-se a correlação de *Ditus-Boelter* (1930) para determinação do número de Nusselt e conseqüentemente o coeficiente de convecção para o escoamento interno turbulento em tubos cilíndricos (Incropera et al, 1996), ou seja:

$$Nu_{int} = 0,023 Re_{int}^{4/5} Pr_{ar}^n = \frac{h_{int} D_{int}}{k_{ar}} \quad (10)$$

onde: o fator n foi considerado igual a 0,3 na equação acima, pois o fluido interno está sendo resfriado. De posse de todos estes parâmetros, têm-se todos subsídios necessários para comparar os valores do calor gerado termodinamicamente e o calor a ser trocado nos tubos do trocador do gerador, segundo balanço térmico abaixo,

$$(\text{Calor gerado pela queima do gás natural}) = (\text{Calor a ser trocado no trocador do gerador}) \quad (11)$$

ou seja:

$$Q_g = \dot{m}_{17} \cdot c_p \cdot \Delta T = U \cdot A \cdot \Delta T_{ml} \quad (12)$$

Satisfeita esta hipótese, pode-se garantir que o trocador de calor do gerador de vapor está dimensionado para a troca desejada. Esta metodologia será seguida, não apenas para este trocador de calor, mas para todos os outros. Uma outra consideração importante é admitir que as

propriedades termofísicas dos produtos da combustão do gás natural sejam iguais às do ar atmosférico, já que para o ar estes dados encontram-se disponíveis na literatura.

2.2 – Condensador

Este componente é um trocador de calor que tem a função de condensar o vapor d'água formado no gerador de vapor, rejeitando o calor ao meio ambiente. O vapor em contato com uma superfície fria se condensa de duas formas: condensação em película ou em gotas. Uma hipótese pertinente é considerar que haja condensação pelicular ao longo dos tubos horizontais, apesar desta ter um coeficiente de filme menor que o da condensação goticular, que requer promotores de longa duração ou superfícies condensadoras feitas de materiais nobres o que inviabilizaria economicamente o trocador de calor, é recomendado que se admita a condensação pelicular na superfície condensadora para condensação de vapor d'água (ÖZISIK, 1990). A metodologia para o dimensionamento deste componente é a mesma aplicada ao trocador de calor do gerador de vapor, mudando apenas as peculiaridades do coeficiente de convecção externo, já que o coeficiente interno é obtido pela Eq. (10), pois trata-se de escoamento interno em tubo cilíndrico, e o expoente do número de Prandtl nesta equação é considerado igual a 0,4, já que trata-se de aquecimento do fluido que escoar internamente (Incropera et al, 1996). O coeficiente de convecção externo para condensação pelicular laminar pode ser expresso pela Eq.(13), onde para uma fileira vertical de N_t tubos horizontais é dado como (*apud* Incropera et al, 1996):

$$h_{ext} = 0,729 \left[\frac{g \rho_L (\rho_L - \rho_v) h'_{lv} k_L^3}{N_t \mu_L D_{ext} (T_\infty - T_{sup})} \right]^{1/4} \quad (13)$$

A temperatura de filme (T_f) do fluido condensante é calculada pela média aritmética da temperatura da superfície e a temperatura de condensação seguindo a metodologia do gerador de vapor. Para determinação da entalpia corrigida de mudança de fase (h'_{lv}) é necessário a determinação do número de Jacob (Ja) que representa a razão entre a energia sensível absorvida e a energia latente absorvida na mudança de fase líquido – vapor, ou seja:

$$Ja = Cp_v \frac{(T_{sup} - T_{sat})}{h_{lv}} \quad (14)$$

Definindo a equação da entalpia corrigida como sendo:

$$h'_{lv} = h_{lv} (1 + 0,68.Ja) \quad (15)$$

pode-se então determinar o coeficiente de convecção externo pela Eq. (13).

Determinados todos os parâmetros necessários ao dimensionamento, aplica-se então estas grandezas nas Equações (1), (2) e (3) obtendo-se então o calor necessário a ser removido para promover a condensação desejada.

2.3 – Evaporador

O evaporador é o trocador de calor comum ao ciclo de refrigeração e o sistema de água gelada. O propósito do evaporador é prover uma superfície sobre a qual a água proveniente do recinto condicionado troca calor com o fluido refrigerante do ciclo de absorção, provocando sua evaporação. Ele é formado por um feixe de tubos horizontais, com passo triangular, internos a um vaso de pressão e bicos pulverizadores de refrigerante. Os bicos pulverizadores compõem o sistema de aspersão do evaporador juntamente com a bomba de recirculação de refrigerante. A disposição dos tubos de forma horizontal é devida à fácil distribuição de líquido por spray, ao invés de uma disposição de tubos na vertical. Esse tipo de evaporador apresenta alto coeficiente de transferência de calor devido ao fato do refrigerante líquido formar um película em torno dos tubos.

Para aplicação da metodologia da *DTML*, se faz necessário a determinação dos coeficientes de convecção interno e externo ao feixe de tubos do trocador. O coeficiente de convecção externo é aplicado na troca de calor com evaporação segundo a equação a seguir:

$$\frac{h_v D_{\text{ext}}}{k_v} = 0.33 \left(\frac{C_p \mu_v}{k_v} \right)^{1/3} \left(\frac{D_{\text{ext}} \rho_v V_{v(\text{max})}}{\mu_v} \right) \quad (16)$$

O termo $V_{\text{máx}}$ deve ser muito bem definido, pois ele depende do arranjo do feixe de tubos. A disposição geométrica dos tubos. O fluido refrigerante se desloca em torno do feixe de tubos enquanto que o outro fluido passa por dentro dos tubos. As fileiras do feixe de tubos estão alternadas em relação a direção da velocidade do fluido V . Os parâmetros que caracterizam os arranjos de tubos são: o diâmetro de cada tubo D , o passo transversal S_T e o passo longitudinal S_L , ambos medidos em relação aos eixos dos tubos. O número de Reynolds está baseado na velocidade máxima do fluido no interior do feixe de tubos, que na configuração alternada, $V_{\text{máx}}$ é calculada por:

$$V_{\text{máx}} = \frac{S_T}{2(S_D - D)} V \quad (17)$$

A equação para o coeficiente de convecção interno é o mesmo proposto pela Eq. (10), porém o expoente do número de Pradtl é considerado 0,3, já que se trata de resfriamento do fluido escoante (*apud* Incropera et al, 1996). Definidos todos os parâmetros de projeto, aplica-se então as Equações (1), (2) e (3) para determinar as dimensões do evaporador.

2.4 – Absorvedor

Este trocador é composto por um feixe de tubos com dois passes no casco, está no mesmo vaso do evaporador, de forma análoga ao evaporador, a solução absorvente é borrifada sobre o feixe de tubos para elevar o coeficiente externo de troca de calor.

A temperatura de filme para a convecção interna foi calculada como a média aritmética da temperatura de entrada e saída deste componente. O número de Reynolds foi calculado em função da vazão mássica (m_{13}), do número de tubos, do diâmetro interno (D_{int}) e da viscosidade cinemática a temperatura de filme pela Eq. (9). A Eq. (10) foi novamente utilizada para determinação do coeficiente convectivo interno, sendo que o expoente para o número de Prandtl foi considerado 0,4 por se tratar de aquecimento do fluido interno. O coeficiente convectivo externo foi determinado por Deng e Ma (1999) experimentalmente, o qual é calculado em função da concentração da

solução, do número de Reynolds e do número de Prandtl. A importância desta equação é estabelecer a dependência do coeficiente de convecção externo em função da aspersão de solução (densidade do spray em kg/m.s) sobre os tubos do trocador de calor. O experimento mostrou que quanto maior a densidade de spray maior será o coeficiente convectivo. A equação é:

$$Nu_{ext} = \frac{h_{ext} D_{ext}}{k_f} = 10^{0.75-0.087 C_w} Re^{0.8} Pr^{1.1} \quad (18)$$

onde: C_w é o percentual de água na solução de brometo de lítio e C_s é a concentração de brometo de lítio na solução. Para aplicação da Eq. (20), o número de Reynolds está baseado na velocidade máxima do fluido no interior do feixe na configuração alternada como já foi discutida no dimensionamento do evaporador, então V_{max} é calculado pela equação (18). Com os parâmetros de troca térmica definidos, aplica-se as Equações (1), (2) e (3) para o dimensionamento do absorvedor.

2.5 – Trocador de Calor da Solução de Brometo de Lítio

Este componente tem a finalidade de melhorar a performance global do ciclo, ele promove a troca de calor nas duas correntes de soluções que deixa o gerador e o absorvedor, aquece a solução fria que vem do absorvedor e arrefece a solução que retorna do gerador para o absorvedor. Como a temperatura da solução que vai para o gerador aumenta, enquanto a temperatura da solução que vai para o absorvedor diminui, a troca de calor origina uma redução tanto no fornecimento de calor ao gerador, como no esfriamento exigido pelo absorvedor. A configuração deste trocador é de tubos coaxiais em contra-corrente. Seu dimensionamento também se deu pelo método da *DTML*, tomando as temperaturas das respectivas soluções na entrada e saída do trocador, o diâmetro externo do tubo mais interno e a diferença de temperatura desejada.

A rotina de cálculo para este componente, consiste em determinar a taxa de transferência de calor pelo balanço global de energia do fluido quente. O coeficiente global de transferência é admitido sem a resistência térmica da parede tubo já que o material é de cobre e é calculado pela Eq (3). O número de Reynolds para o escoamento interno é tomado com no fluxo de massa (m_4) para um diâmetro de ($D_{int} = 18,23\text{mm}$) e calculado pela Eq (9). Como o escoamento é turbulento, o coeficiente convectivo é determinado pela Eq. (10). Para o escoamento externo ao tubo de cobre, o diâmetro hidráulico é calculado pela diferença de diâmetro de ambos os tubos, sendo o diâmetro externo igual a uma polegada, o número de Reynolds é calculado pela Eq. (9). Sendo o escoamento também turbulento, o coeficiente convectivo externo é determinado pela Eq. (10). Com todos os parâmetros de troca térmica definidos, aplica-se a Eq. (1) e obtém-se o comprimento do trocador necessário à troca desejada.

4. RESULTADOS E DISCUSSÃO

As Figuras (2) e (3) apresentam os resultados da simulação computacional para o dimensionamento do gerador de vapor, condensador, evaporador e absorvedor para uma faixa de capacidade de refrigeração entre 15 e 22kW.

À medida que se aumenta o fluxo de calor fornecido ao gerador de vapor, aumenta a quantidade de tubos requerida para cada componente do sistema, ou seja, para potências maiores a quantidade de tubos seria muito grande, impossibilitando a confecção dos vasos de pressão devido ao elevado custo do material. Portanto a quantidade de tubos calculada neste presente trabalho para cada componente foi para uma potência média.

Pela interseção do fluxo de calor calculado pelo modelo termodinâmico com o calculado pelas equações de transferência de calor e massa, obteve-se a quantidade de tubos para cada trocador de calor do sistema de refrigeração por absorção de simples efeito.

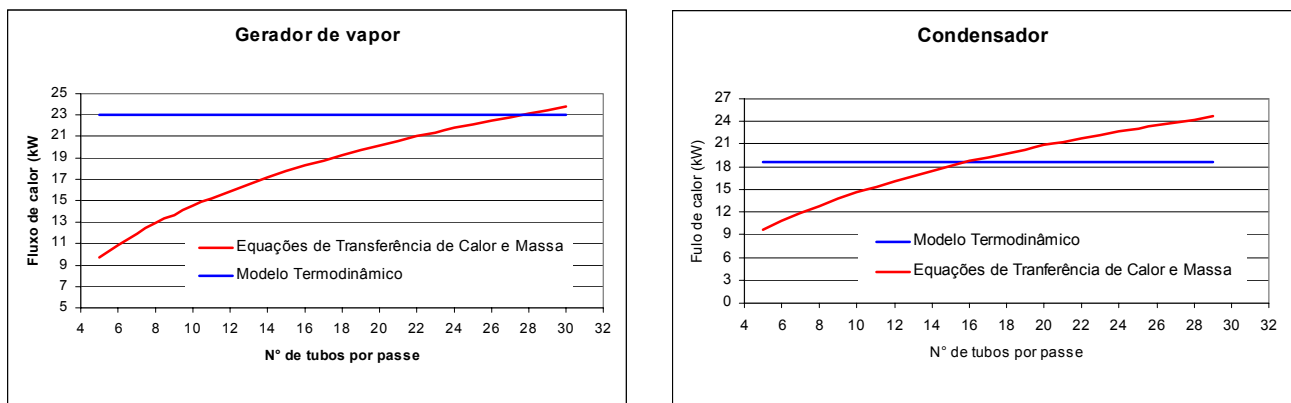


Figura 2. Resultado da simulação computacional para o *gerador de vapor* e *condensador*

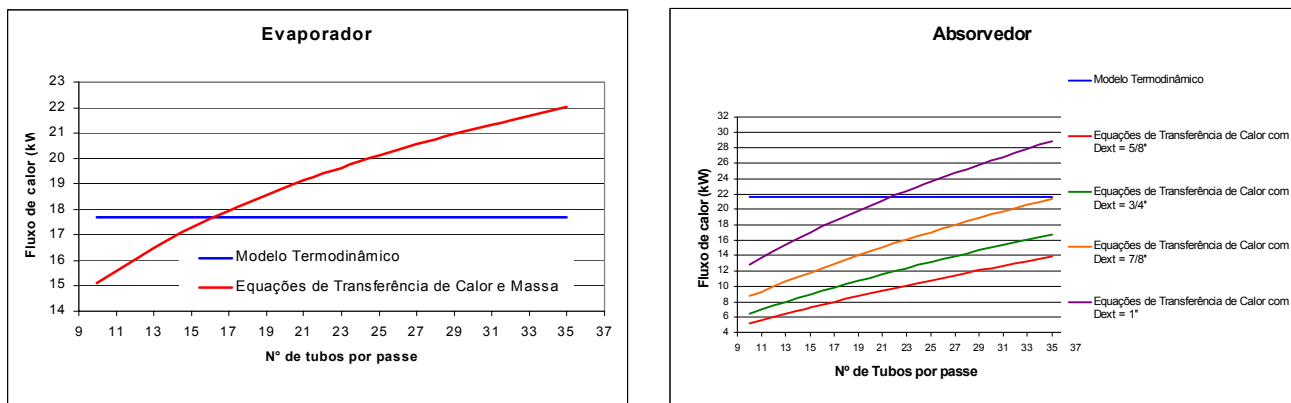


Figura 3. Resultado da simulação computacional para o *evaporador* e *absorvedor*

5. CONCLUSÃO

Para a capacidade de refrigeração de 17,7kW (5TR), de acordo com a Figura (2), o gerador de vapor terá 28 tubos e o condensador 15 tubos por passe. O evaporador terá 16 tubos e o absorvedor 22 tubos por passe, como pode ser visto na Figura (3). Todos estes trocadores terão comprimento de 2m e diâmetro externo dos tubos de 19,05mm (3/4"), com exceção do absorvedor – que terá diâmetro externo de 25,4mm (1"). O trocador de calor intermediário terá diâmetro externo de 25,4mm (1"), diâmetro interno de 19,05mm (3/4") e comprimento de 10m.

6. REFRÊNCIAS

- Bogart, M. J. P., 1982 – “Lithium Bromide Absorption Refrigeration - A Calculator Program”, ASRHRAE Journal, pp.23-28, August.
- Flórides, G. A., Kalogirou, S. A., Tassou, S. A. and Wrobel, L. C., 2003 – “Design and Construction of a LiBr-Water Absorption Machine”, Energy Conversion & Management, pp. 2483-2508 (44).
- Mostafavi, M. and Agnew, B., 1996 – “The Effect of Ambient Temperature on the Surface Area of Components of an Air-Cooled Lithium Bromide/Water Absorption Unit”, Applied Thermal Engineering, Vol 16, pp. 313-319.
- Incropera, F. P. and Dewitt, D. P., 1996 – “Fundamentos de Transferência de Calor e de Massa”, Editora L.T.C.
- Dittus, F. W. and Boelter, L. M. K., 1930 – University of California, Berkeley, Publications on Engineering, vol.2, p. 443.

- Deng, S. M. and Ma, W. B., 1999 – “Experimental Studies on the Characteristics of an Absorber Using LiBr/H₂O Solution as Working Fluid”, International Journal of Refrigeration, pp 293-301.
- Özisik, M. N., 1990 – “Transferência de Calor Um Texto Básico”, Editora Guanabara.
- 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.
- Herold, K.E., Radermacher, R. and Klein, A.S., 1996 - “Absorption Chillers and Heat Pumps”, CRC Press, USA.
- Sun, DA-WEN, 1997 – “Thermodynamic Design Data and Optimum Design Maps for Absorption Refrigeration Systems”, Applied Thermal Engineering, Vol.17, N0. 3, pp.211-221.
- Martínez, P. J and Pinazo, J. M., 2002 – “A Method for Design Analysis of Absorption Machines”, International Journal of Refrigeration, pp. 634-639 (25).
- Kakaç, S., Bergles, A. E. and Mayinger, F., 1980 – “Heat Exchangers Thermal-Hydraulic Fundamentals and Design”, McGraw-Hill Book Company.

SEIZING OF A SINGLE-EFFECT LITHIUM BROMIDE ABSORPTION REFRIGERATION SYSTEM, WITH NATURAL GAS AS THERMAL SOURCE

Paulo Henrique Dias dos Santos

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

Celina Maria Ribeiro Varani

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

Carlos A. Cabral dos Santos

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

Jurandir Crispiniano Viana de Andrade

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

Carlos Alberto de Souza

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

Abstract: *The present work treats of the sizing, through EES (Engineering Equation Solver), of the components of a single-effect absorption refrigeration system, that uses the pair Lithium Bromide and Water and has the natural gas as thermal source. Starting from the quantitative information obtained in the thermodynamic model, in language FORTRAN, was possible to feed expressions of heat and mass transfer for the sizing of the heat exchange areas and consequent construction of the system. The areas of heat exchange of the several thermal devices use expressions consecrated in the design process and have as base the heat transfer rates supplied by the thermodynamic model, that presented coherence as expressed by the theoretical coefficient of performance (COP), equal to 0.77. The simulation presents a differential focus with the use of constituent relationships for the thermodynamic properties of the solution. The built pilot unit, through own technology, in the Laboratório de Energia Solar of the Universidade Federal da Paraíba (LES/UFPB), has the strip of cooling capacity of 4 to 16 RT and is in phase of tests. This strip, besides representing an excellent space in the international market, still no used by the great companies that operate in the area, will also assist to small commercial centers, clinics, motels and hotels, among others.*

Palavras-chave: *Design, Refrigeration, Single-Effect.*