

DESENVOLVIMENTO DE UM SISTEMA DE REFRIGERAÇÃO POR ABSORÇÃO DE SIMPLES EFEITO UTILIZANDO SOLUÇÃO DE LiBr-H₂O COM GÁS NATURAL E ENERGIA SOLAR COMO FOTES DE CALOR

Luiz Guilherme Souza, lguilherme_souza@hotmail.com¹

Luiz Guilherme Meira de Souza, lguilherme@dem.ufrn.br¹

Hugo Lima Moreira, hugolima@ufrnet.br¹

Paulo Henrique Dias dos Santos, paulohenriqueles@hotmail.com.br²

¹Universidade Federal do Rio Grande do Norte – Campus Universitário Lagoa Nova, CEP 59072-970, Natal-RN

²Universidade Federal de Santa Catarina – Campus Universitário Reitor João David Ferreira Lima, Florianópolis-SC

Resumo: *O presente trabalho trata do dimensionamento de um sistema de refrigeração por absorção de simple efeito com o par Brometo de Lítio e Água, que tem como fonte térmica a queima de gás natural e irradiação solar. A partir das informações quantitativas obtidas em plataforma EES, dimensionou-se as áreas de troca de calor a partir das expressões da transferência de calor e massa do sistema baseados nas leis de conservação de massa e energia. As áreas de troca de calor dos diversos dispositivos térmicos utilizam expressões consagradas no presente dimensionamento e teve como base as taxas de transferência de calor fornecidas pelo modelo termodinâmico que apresentou coerência quanto aos valores do coeficiente de performance obtido. A simulação apresenta um enfoque diferencial com a utilização de relações constitutivas para as propriedades termodinâmicas da solução. Assim sendo, partiu-se da iniciativa de reduzir o consumo de gás natural, concebendo-se um concentrador de irradiação solar para funcionar em conjunto com o sistema proposto para aquecer a solução*

Palavras-chave: *refrigeração por absorção; dimensionamento; energia solar; gás natural.*

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 de diferentes fontes de energia, desde energias renováveis como irradiação solar 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 desse método 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 ou de primeira lei, 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 Brometo de Lítio e Água (LiBr-H₂O), com capacidade na faixa de 4 a 15 TR. O sistema em questão é do tipo simple 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, e como alternativa, o calor fornecido por uma tubulação que traz consigo água aquecida por um concentrador solar. A hipótese do calor fornecido como dado de entrada, ao contrário da maioria das aplicações e dos trabalhos que se baseiam na carga térmica do evaporador (Bogart, 1982) é fundamentada, para a produção de frio, na possibilidade do aproveitamento de resíduos energéticos industriais e de energia limpa, principalmente na região norte-nordeste do país.

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. As correlações usadas foram de Dittus et al (1930), Incropera et al (1996) e Deng et al (1999). Estas correlações foram usadas para 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 plataforma EES (*Engineering Equation Solver*), para a simulação dos processos e obtenção das áreas de troca de calor e conseqüentemente a quantidade dos 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

O sistema será tratado em duas fases. A primeira quando abastecido por uma fonte de calor proveniente da queima direta do gás natural e a segunda quando o suprimento de calor é feito pelo concentrador solar.

Varani (2001) desenvolveu um modelo computacional para simulação da análise energética e exérgica 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 com as análises das irreversibilidades nos diversos componentes do sistema, Fig. (1).

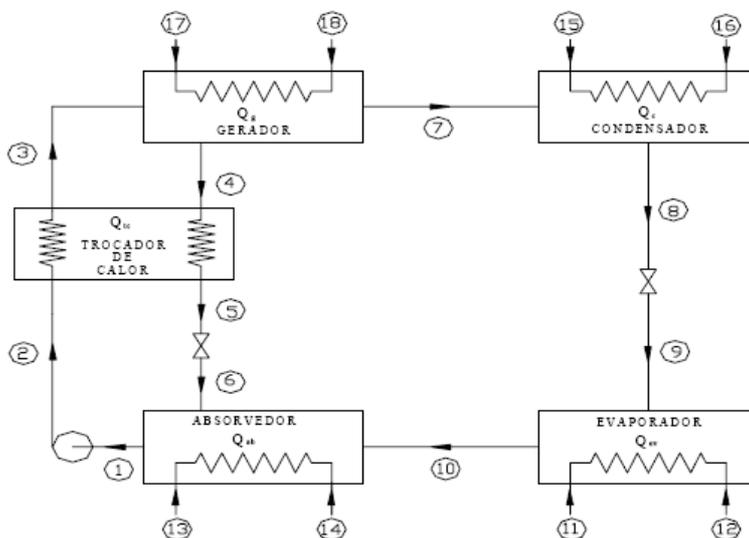


Figura 1. Esquema da Unidade de Refrigeração por Absorção com o par LiBr-Água.

Para este sistema 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 em conjunto com o aquecimento provido por uma fonte solar. 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 a primeira e a 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 e no fluido aquecido pelo concentrador solar sejam totalmente transferidos aos diversos trocadores de calor que compõem o sistema em cada fase distinta do ciclo, assim sendo, se deve determinar o calor disponível nos gases de combustão e o calor disponível no fluido aquecido pela irradiação solar.

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 térmica 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:

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

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 [m^2] é a área de troca de calor, h [$W/m^2 K$] é o coeficiente de transferência de calor por convecção, R_i'' [m^2K/W] é o fator de incrustação representativo, k [$W/m.K$] 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.

2.1. Gerador de Vapor

O fornecimento inicial de calor é responsabilidade do gerador de vapor que é formado por 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. Em uma situação alternativa, que teoricamente ocorreria durante o período de boa incidência de raios solares, ou seja, entre 8 e 16 horas, o fornecimento de calor ao sistema seria fornecido aproveitando tanto o calor dos gases de combustão como de um fluido aquecido por um concentrador solar.

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 visa identificar o regime de ebulição do vapor d'água para que se possa tirar o melhor proveito na absorção 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. À 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 a massa específica da solução [kg/m^3], ρ_v é a 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 [$kW/m.K$].

O escoamento dos gases de combustão, interno aos tubos, bem como o escoamento do fluido aquecido pelo concentrador, 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 os subsídios necessários para comparar os valores do calor gerado termodinamicamente e o calor a ser trocado nos tubos do trocador do gerador, segundo o seguinte balanço térmico: **(Calor gerado pela queima do gás natural e/ou irradiação solar) = (Calor a ser trocado no gerador)**. Ou seja:

$$Qg = m_{17} \cdot c_p \cdot \Delta T = U \cdot A \cdot \Delta T \quad (11)$$

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. O outra consideração importante é admitir que as propriedades 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.

Sabe-se que a partir dos resultados da análise energética do sistema de refrigeração, deve ser fornecido ao sistema 23kw de calor, dimensionou-se um sistema secundário de fornecimento de calor, composto por tubulação, serpentina, concentrador solar e fluido de trabalho. Aproveitando um protótipo já construído no Laboratório de Máquinas Hidráulicas e Energia Solar (LMHES) da Universidade Federal do Rio Grande do Norte, faz-se uma análise da potência para economizar combustível na queima do gás natural, utilizando este sistema secundário em série com o primário, para fornecimento de calor ao ciclo, a partir da potência útil disponível por esse subsistema.

Tal protótipo foi construído em fibra de vidro com dimensões que seguem um estudo de otimização de parâmetros ópticos inerentes à reflexão dos raios solares pela superfície refletora e absorção dos mesmos pela tubulação que conduz o fluido de trabalho. A superfície do concentrador de 2,0 m² foi recoberta por lâminas de espelho de 2,0 cm de largura. A tubulação absorvedora é composta de um tubo de cobre de diâmetro correspondente a 28 mm. O concentrador tem mobilidade para seguir o movimento aparente do sol.

Uma das inovações apresentadas neste foi o processo de obtenção da superfície refletora do concentrador. Utilizou-se um procedimento matemático através de uma fórmula para a obtenção do cilindro-parábola, e em seguida foi realizada uma modelagem utilizando o software AutoCAD® para o diagnóstico da captação dos raios refletidos por parte do absorvedor.

Outra inovação do projeto foi a construção e montagem de dois sistemas de automatização para o acompanhamento do movimento aparente do sol, além do sistema manual usual apresentado por todos os concentradores que trabalham com radiação solar direta. Os sistemas de automatização proporcionam mais comodidade ao usuário do concentrador solar e utiliza um circuito eletrônico de baixo custo que aciona um motor através de foto-sensor e temporizador.



Figura 2. Concentrador cilindro-parabólico em operação.



Figura 3. Tubo absorvedor do concentrador proposto

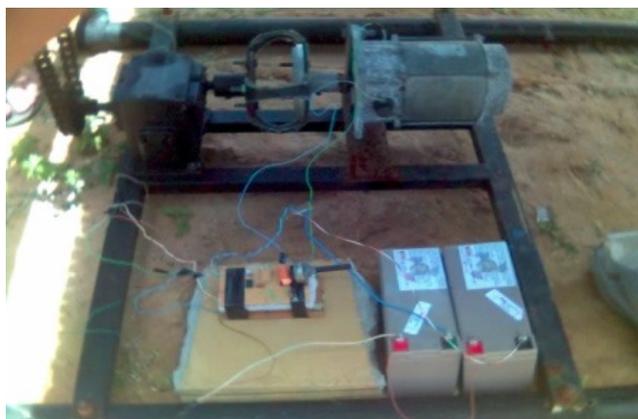


Figura 4. Sistema de automatização do concentrador em estudo.

A eficiência útil do ciclo pode ser representada através da relação, Eq. (13):

$$\eta_u = \eta_o \times \eta_t \quad (12)$$

A Figura (5) representa o ciclo completo e a partir do mesmo procede-se a um balanço energético do sistema.

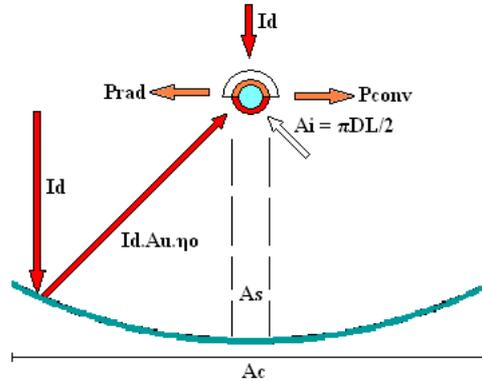


Figura 5. Fluxo de energia do concentrador cilindro-parabólico.

Onde:

- I_d - Radiação solar direta instantânea coletada pelo sistema de captação [W/m^2]
- P_{abs} - Potência máxima que chega ao tubo absorvedor [W]
- P_{conv} - Potência perdida por convecção [W]
- P_{rad} - Potência perdida por radiação para o meio ambiente [W]
- η_o - Eficiência ótica do sistema de captação da energia solar [%].
- η_t - Eficiência de conversão térmica ou rendimento térmico [%]
- η_u - Eficiência útil de conversão [%]
- $A_u = (A_c - A_s)$ - Área útil do concentrador [m^2]
- A_c - Área total da superfície de captação [m^2]
- A_s - Área sombreada pelo tubo absorvedor [m^2]
- A_i - Área do absorvedor iluminada pela radiação refletida [m^2]

• Potência Útil:

$$P_u = P_{abs} - P_{perdidas} \quad (13)$$

• Potência Máxima Absorvida:

$$P_{abs} = I_d \cdot A_u \cdot \rho \cdot k_{rd} \cdot \alpha_t \quad (14)$$

Onde:

- I_d - Radiação solar direta incidente [W/m^2]
- A_u - Área útil do concentrador ($A_c - A_s$) [m^2]
- ρ - Refletividade do concentrador [%]
- k_{rd} - Fração da radiação refletida que chega ao absorvedor [%]
- α_t - Absortividade do tubo absorvedor [%]

Potência Perdida:

$$P_{perdida} = P_{conv} + P_{rad} = hA(T_{abs} - T_{\infty}) + \epsilon A \sigma (T_{abs}^4 - T_{viz}^4) \quad (15)$$

Onde:

- h - Coeficiente de transferência convectiva [$W/m^2 \cdot K$]
- $A = \pi DL/2$ - Área do tubo absorvedor onde ocorrem as perdas térmicas [m^2]
- T_{abs} - Temperatura do tubo absorvedor [K]
- $T_{\infty} = T_{viz}$ - Temperatura ambiente [K]
- ϵ - Emissividade do tubo absorvedor
- σ - Constante de Stefan-Boltzmann [$W/m^2 \cdot K^4$]

- Eficiência óptica:

$$\eta_o = \rho \cdot k_{rd} \cdot \alpha_t \quad (16)$$

- Eficiência térmica (rendimento térmico)

$$\eta_t = \frac{P_u}{I_d \cdot A_u \cdot \eta_o} = \frac{P_u}{P_{abs}} \quad (17)$$

- Eficiência útil

$$\eta_u = \eta_o \cdot \eta_t \quad (18)$$

- Fator de concentração:

$$C = \frac{A_u}{A_i} \quad (19)$$

Onde:

C - fator de concentração da energia solar

A_i - área iluminada do absorvedor [m²]

$A_u = (A_c - A_s)$ - Área útil do concentrador [m²]

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 se trata de escoamento interno em tubo cilíndrico, e o expoente do número de Prandtl nesta equação é considerado igual a 0,4, já que se trata de aquecimento do fluido que esco internamente (Incropera et al, 1996). O coeficiente de convecção externo para condensação pelicular laminar pode ser expresso pela Eq.(21), onde para uma fileira vertical de N_t tubos horizontais é dado como (*apud* Incropera et al, 1996):

$$h_{ext} = 0,729 \left[\frac{g \rho_L (\rho_L - \rho_V) h'_{lv} k_L^3}{N_t \mu_L D_{ext} (T_\infty - T_{sup})} \right]^{1/4} \quad (20)$$

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:

$$Ja = Cp_v \frac{(T_{sup} - T_{sat})}{h_{lv}} \quad (21)$$

Definindo a equação da entalpia corrigida como sendo:

$$h'_{lv} = h_{lv} (1 + 0,68.Ja) \quad (22)$$

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 uma 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:

$$\frac{h_v D_{ext}}{k_v} = 0.33 \left(\frac{C_p \mu_v}{k_v} \right)^{1/3} \left(\frac{D_{ext} \rho_v V_{v(max)}}{\mu_v} \right) \quad (23)$$

O termo $V_{máx}$ 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 à 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, $V_{máx}$ é calculada por:

$$V_{máx} = \frac{S_T}{2(S_D - D)} V \quad (24)$$

A equação para o coeficiente de convecção interno é o mesmo proposto pela Eq. (10), porém o expoente do número de Prandtl 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 ($m\dot{3}$), 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:

$$Nu_{ext} = \frac{h_{ext} D_{ext}}{k_f} = 10^{0.75 - 0.087 C_w} Re^{0.8} Pr^{1.1} \quad (25)$$

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. (26), 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 $V_{máx}$ é calculado pela equação (25). Com os parâmetros de troca térmica definidos, aplicam-se as Equações (1), (2) e (3) para o dimensionamento do absorvedor.

2.5. Trocador de Calor da Solução de LiBr-H₂O

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 contracorrente. 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.

3. RESULTADOS E DISCUSSÃO

As Figuras (6) e (7) 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 22 kW. 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.

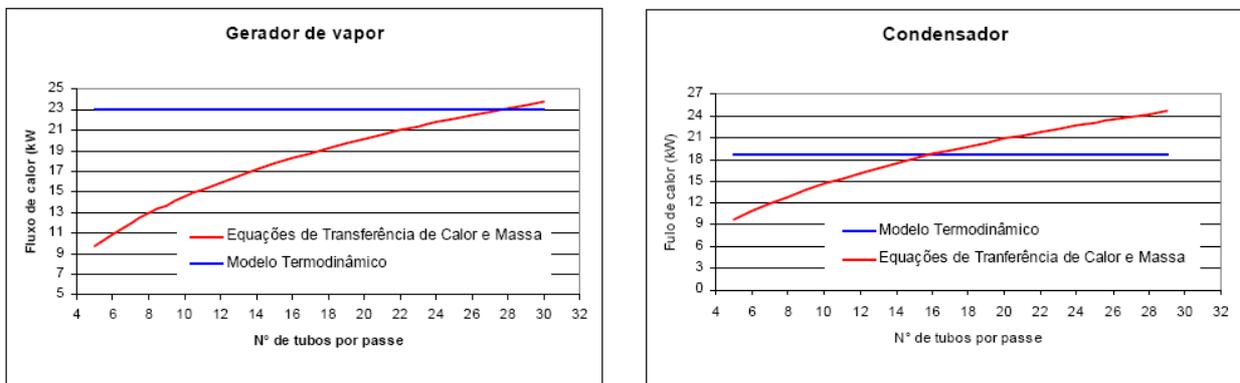


Figura 6. Resultado da simulação computacional para o gerador de vapor puramente à gás e condensador

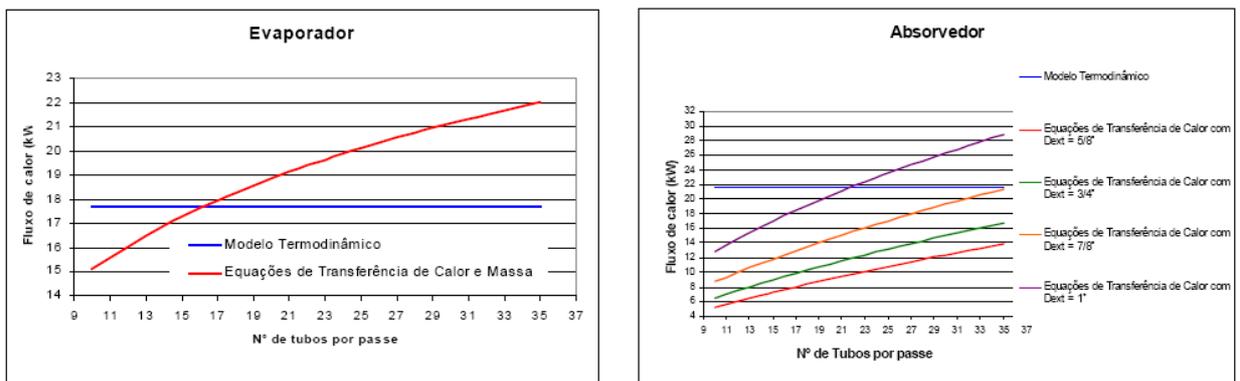


Figura 7. Resultado da simulação computacional para o evaporador e absorvedor

Usando os equacionamentos descritos das equações 13 a 20, foi calculado os parâmetros que apontam a eficiência de um concentrador solar cilindro-parabólico. Os cálculos foram baseados na temperatura máxima do absorvedor com carga. A Tabela 2 mostra os valores desses parâmetros calculados.

Tabela 2 – Valores dos parâmetros de avaliação da eficiência.

Parâmetro de avaliação da eficiência	Valor Encontrado
Potencia absorvida (P_{abs})	977,59 W
Potencia útil (P_{util})	488,66 W
Potencia perdida ($P_{perdida}$)	488,93 W
Eficiencia óptica (η_o)	76,95%
Eficiencia térmica (η_t)	49,9%
Eficiencia útil (η_u)	38,3%
Fator de Concentração	24,81

4. CONCLUSÕES

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. Além disso, mostrou-se a viabilidade do sistema proposto no que diz respeito à economia feita em gás natural e na redução da emissão de gases danosos à nossa atmosfera, reduzindo o efeito estufa e utilizando uma fonte de energia limpa e abundante, principalmente numa região como o nordeste do Brasil que apresenta um grande potencial no que diz respeito à incidência solar. Obtendo-se 488,6 W/h, em 7 horas de funcionamento por dia, teremos 3420,2 W/dia = 3,4 KW/ dia. Pode-se afirmar tal viabilidade partindo dessa potência média que pode ser fornecida pelo sistema solar, o que pode não ser uma boa parcela da potência requerida pelo sistema, mas o fato de esta parcela ser obtida com o mínimo de gastos mostra sua viabilidade.

5. REFERÊNCIAS

- Bogart, M. J. P., 1982 – “Lithium Bromide Absorption Refrigeration - A Calculator Program”, ASRHRAE Journal, pp.23-28, August.
- 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.
- Özsisik, 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.
- Martínez, P. J and Pinazo, J. M., 2002 – “A Method for Design Analysis of Absorption Machines”, International Journal of Refrigeration, pp. 634-639 (25).

6. DIREITOS AUTORAIS

Os autores são os únicos responsáveis pelo conteúdo do material impresso incluídos no seu trabalho.

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 and solar energy as thermal source. Starting from the quantitative information obtained in the thermodynamic model in platform EES, was possible to feed expression of heat and mass transfer for the sizing of the heat exchange areas and consequent construction of the equipment of the system. The area of heat exchange of the of the several thermal devices use expression consecrated in the design process and have as base the heat transfer rates supplied by the thermodynamic model. The simulation presents a differential focus with the use of constituent relationships for the thermodynamic properties of the solution. Alternatively to use the solar energy as thermal source for the system.*