

ANÁLISE DO DESEMPENHO TÉRMICO DE UM SISTEMA DE REFRIGERAÇÃO POR ABSORÇÃO A LiBr-ÁGUA ALIMENTADO POR ENERGIA SOLAR NA CIDADE DE FLORIANÓPOLIS

A3 - APLICAÇÕES ENERGÉTICAS

André de Carvalho – andrec@lepten.ufsc.br

Universidade Federal de Santa Catarina (UFSC), Departamento de Engenharia Mecânica, LEPTEN, Brasil

Rogério Gomes de Oliveira – rogerio.oliveira@ufsc.br

Universidade Federal de Santa Catarina, Campus Araranguá, LABCITEA, Departamento de Engenharia Mecânica, LEPTEN, Brasil

Sergio Colle – sergio.colle@ufsc.br

Universidade Federal de Santa Catarina, Departamento de Engenharia Mecânica, LEPTEN, Brasil

Resumo. *Analizamos através de simulação numérica o desempenho térmico de um sistema de refrigeração por absorção alimentado por energia solar na cidade de Florianópolis, SC. O sistema simulado continha um chiller por absorção a LiBr-água, simples efeito, da Yazaki, de 70 kW e uma torre de resfriamento Alpina de 215 kW como sumidouro de calor do condensador e do absorvedor. Considerou-se que o chiller funcionava para atender a uma carga térmica das 8h às 20h, durante o ano todo. O calor que alimentava o gerador do chiller provinha de coletores solares do tipo tubo evacuado auxiliados por um aquecedor a GLP. Avaliou-se a influência da área dos coletores e da mínima temperatura de fornecimento de calor na fração de utilização de energia solar, na capacidade de refrigeração e na razão entre a capacidade de refrigeração e potência térmica fornecida na queima de GLP, ao longo de um ano típico. Alterando-se a temperatura de fornecimento de calor ao chiller de 80 para 95 °C, houve uma queda na fração solar anual de 47 %, porém com um aumento na capacidade de refrigeração média de 18%.*

Palavras-chave: *Absorção, Chiller, Energia Solar Térmica.*

1. INTRODUÇÃO

Climatização corresponde a mais de 45 % do consumo energia elétrica no setor de prédios públicos e residenciais (Eletrobras, 2009). Esse consumo de energia pode ser reduzido através da redução da carga térmica da edificação, e as alternativas para redução dessa carga térmica incluem o uso de equipamentos elétricos mais eficientes (que dissipem menos calor), uso de aberturas que permitam penetração de luz solar sem excessiva penetração de radiação térmica, paredes e telhados com melhor isolamento térmico, etc. (Lamberts et al., 1997). Entretanto, na maioria dos casos, mesmo reduzindo a carga térmica, ainda é necessário fazer uso de climatização artificial para manter o conforto térmico nesses ambientes.

Dentro dessa perspectiva, o uso de sistemas de climatização por sorção é uma alternativa para redução do consumo de energia elétrica e até de combustíveis fósseis, pois permitem o uso da energia solar térmica ou rejeito térmico de baixa temperatura como principal fonte energética.

Sparber et al. (2007) relataram que até 2007 havia cerca de 9 MW de potência frigorífica sendo produzidas por sistemas de sorção, alimentados por 24 000 m² de coletores solares em mais de 10 países. Jakob (2009) menciona que o mercado para climatização por energia solar na Europa cresceu mais 50 % entre 2004 e 2008, sendo que 60 % das unidades instaladas são sistemas por absorção. Este mesmo autor acrescenta que em 2009 foi formada na Alemanha uma associação que representa 60 % dos fabricantes e instaladores de sistemas de climatização por sorção europeus.

A utilização de sistemas de refrigeração por absorção alimentados por energia solar tem recebido grande atenção no Oriente Médio. Um edifício de escritório do Ministério da Defesa do Kuwait conta com três chillers a LiBr-Água de 35 kW, alimentados pela água quente proveniente de 300 m² de coletores solar auxiliados por queimadores a óleo (Al-Homoud et al., 1996). No Iraque, foi simulado um sistema com 243 m² de coletores solares de placa plana e um chiller a LiBr-Água também de 35 kW (Joudi e Abdul-Ghafour, 2003). Al-Alili et al. (2008) simularam um sistema de climatização em Abu Dhabi, com um chiller a Água-NH₃ de 10 kW e coletores de tubo evacuado, fazendo otimização através de análises paramétricas. Os resultados mostraram uma redução de 60 % de energia elétrica com o uso do chiller por absorção, quando comparados com um sistema a compressão mecânica de vapor.

Neste trabalho, estudamos um sistema de climatização utilizando um chiller por absorção do fabricante Yazaki, a LiBr-água, com capacidade de refrigeração nominal de 70 kW. A principal fonte de calor foi um conjunto de coletores solares de tubo evacuado, auxiliados por queimadores a GLP. Buscamos avaliar a influência de parâmetros de projeto do sistema, tais como área de coletores e a mínima temperatura de fornecimento de calor, no desempenho deste sistema, pois, embora a utilização de temperaturas de regeneração mais baixas permita um melhor aproveitamento da energia solar, a operação nessas condições resulta em menor capacidade de refrigeração.

2. MATERIAIS E MÉTODOS

Esta seção apresenta o modelo matemático do chiller, da torre de arrefecimento, do sistema de captação e armazenamento de energia solar térmica auxiliado por GLP, e, por fim, os cálculos utilizados para determinação do coeficiente de desempenho, da capacidade de refrigeração do chiller e da fração de utilização de energia solar do sistema.

2.1 Modelo matemático do chiller

A modelagem do chiller consistiu na aplicação da equação da conservação da energia e da massa em regime permanente para cada um dos componentes (gerador, absorvedor, condensador, evaporador, dispositivos de expansão, bomba e trocador de calor de solução e de água externa), conforme descrito por Herold et al. (1996). Foi utilizado o software EES (Klein, 2013) para a resolução do sistema de equações e as propriedades da solução de LiBr e água foram obtidas das correlações propostas por Patek e Klomfar (2006). O ajuste de seis parâmetros, coeficientes de globais dos trocadores de calor e vazão mássica da bomba de solução, através do procedimento da busca exaustiva permitiu que os resultados do modelo e aqueles fornecidos pelo fabricante (<http://www.yazakienergy.com>), tivessem um erro quadrático médio que 3,6 kW.

Deste modelo, foram determinadas equações que descrevem o COP e a potência de refrigeração em função das temperaturas de operação (entrada da água quente, da água de resfriamento e do retorno de água gelada da carga).

$$COP = a_1 + a_2 T_{resf,e} + a_3 T_{resf,e}^2 + a_4 T_{ger,e} + a_5 T_{ger,e}^2 + a_6 T_{resf,e} T_{ger,e} \quad (1)$$

$$\dot{Q}_{evap} = b_1 + b_2 T_{resf,e} + b_3 T_{resf,e}^2 + b_4 T_{ger,e} + b_5 T_{ger,e}^2 + b_6 T_{resf,e} T_{ger,e} \quad (2)$$

Tabela 1 - Coeficientes das equações para COP e capacidade de refrigeração

	a	b
1	-0,030719229	-155,437217000
2	-0,025050270	-4,020965960
3	-0,000096707	-0,065950184
4	0,034749345	6,036596030
5	0,000329690	-0,035545815
6	0,000402535	0,057048858

Com o COP e a capacidade de refrigeração, pode-se calcular diretamente o calor que deve ser fornecido pela fonte quente (Eq. 3), o calor total a ser rejeitado pela torre de resfriamento (Eq. 4), e também as temperaturas da água na saída do evaporador (Eq. 5), do gerador (Eq. 6) e do condensador (Eq. 7).

$$\dot{Q}_{ger} = \frac{\dot{Q}_{evap}}{COP} \quad (3)$$

$$\dot{Q}_{rej} = \dot{Q}_{ger} + \dot{Q}_{evap} \quad (4)$$

$$T_{evap,s} = T_{evap,e} - \frac{\dot{Q}_{evap}}{\dot{m}_{evap} c_{p,w}} \quad (5)$$

$$T_{ger,s} = T_{ger,e} - \frac{\dot{Q}_{ger}}{\dot{m}_{ger} c_{p,w}} \quad (6)$$

$$T_{resf,s} = T_{resf,e} + \frac{\dot{Q}_{rej}}{\dot{m}_{resf} c_{p,w}} \quad (7)$$

O retorno da água gelada da carga ($T_{evap,e}$) foi considerado constante igual a 12,5 °C (condição nominal do chiller); $\dot{m}_{evap} = 3,05$ kg/s, $\dot{m}_{ger} = 4,8$ kg/s e $\dot{m}_{resf} = 10,2$ kg/s são as vazões mássicas das correntes de água externas, consideradas na condição nominal.

2.2 Modelo matemático da torre de resfriamento

Para a descrição da transferência de calor na torre de resfriamento foi adotado o modelo da efetividade (Braun, 1988), que permite uma analogia entre o comportamento da torre de resfriamento, onde há transferência de calor e massa, com um trocador de calor de contracorrente.

Define-se uma variável C_s (Eq. 8), como a capacitância térmica média do ar saturado, e a partir da qual foi possível calcular, usando a Eq. 9, a razão entre as capacitâncias térmicas do ar e da água (C_r).

$$C_s = \frac{h_{s,w,i} - h_{s,w,o}}{T_{w,i} - T_{w,o}} \quad (8)$$

$$C_r = \frac{\dot{m}_a C_s}{\dot{m}_{w,i} c_{pw}} \quad (9)$$

Em que $h_{s,w,i}$ e $h_{s,w,o}$ são as entalpias do ar saturado à temperatura da água, respectivamente, na entrada ($T_{w,i}$) e na saída ($T_{w,o}$), \dot{m}_a é a vazão mássica de ar de seco e $\dot{m}_{w,i}$, a vazão mássica de água na entrada da torre, que é igual a vazão \dot{m}_{resf} que passa pelo chiller.

A efetividade é definida pela Eq. 10, em que a máxima troca de calor ocorre quando o ar sai saturado à temperatura de entrada da água, e a analogia com trocador de calor de contracorrente permite calculá-la com a Eq. 11, em função do número de unidades de transferência (NUT).

$$\varepsilon = \frac{\dot{Q}}{\dot{Q}_{max}} = \frac{\dot{m}_a (h_{a,o} - h_{a,i})}{\dot{m}_a (h_{s,w,i} - h_{a,i})} \quad (10)$$

$$\varepsilon = \frac{1 - \exp[-NUT(1 - C_r)]}{1 - C_r \exp[-NUT(1 - C_r)]} \quad (11)$$

Onde $h_{a,i}$ é a entalpia do ar úmido na entrada da torre e $h_{a,o}$, na saída.

Aplicando balanço de massa de água e de energia (considerando que a torre não troca calor pelas paredes), tem-se a vazão mássica e a temperatura da água na saída, dadas pelas Eq. 12 e Eq. 13, respectivamente.

$$\dot{m}_{w,o} = \dot{m}_{w,i} - \dot{m}_a (\omega_{a,o} - \omega_{a,i}) \quad (12)$$

$$T_{w,o} = \frac{\dot{m}_{w,i} c_{pw} T_{w,i} - \dot{m}_a (h_{a,o} - h_{a,i})}{\dot{m}_{w,o} c_{pw}} \quad (13)$$

Onde $\omega_{a,i}$ é umidade absoluta do ar na entrada e $\omega_{a,o}$, na saída; ambas, assim como todas as propriedades termodinâmicas do ar úmido, foram obtidas utilizando correlações de Hyland and Wexler (ASHRAE, 1983).

A Eq. 14 e a Eq. 15 definem a umidade absoluta e a entalpia do ar saturado efetivas (ω_e e h_e), que caracterizam um estado termodinâmico necessário para a resolução das equações.

$$\omega_e = \frac{\omega_{a,o} - \omega_{a,i} \exp(-NUT)}{1 - \exp(-NUT)} \quad (14)$$

$$h_e = \frac{h_{a,o} - h_{a,i} \exp(-NUT)}{1 - \exp(-NUT)} \quad (15)$$

As equações 8 a 15 formam um sistema de equações implícitas, que foram resolvidas de forma iterativa no software EES (Klein, 2013).

A torre considerada na simulação foi do tipo 20/2-A19-II da Alpina Equipamentos Industriais LTDA (<http://www.alpina.com.br>). Utilizou-se os dados nominais de projeto apresentados na Tab. 2 para se determinar o NUT característico da torre, que resultou em 1,4.

Tabela 2 - Condição nominal de operação da torre de arrefecimento

Carga térmica	215 kW
Vazão de água	0,0103 m³/s
Temperatura de água quente	36 °C
Temperatura de água fria	31 °C
Vazão de ar	5,46 m³/s
Temperatura de bulbo úmido	26 °C

2.3 Modelo matemático do sistema de aquecimento de água por energia solar auxiliado por queima de GLP

O coletor escolhido foi o modelo Vitosol 300-SP3 (Srcc, 2006), que tinha área de 4,29 m². O número total de coletores foi uma das variáveis nas simulações, para que fosse possível observar a influência deste parâmetro nos indicadores de desempenho do sistema. Utilizou-se 0,075 m³ de reservatório para cada m² de coletor e inclinação igual à latitude mais 10° (aproximadamente 37°), conforme recomendado por Duffie e Beckman (2006). A eficiência do coletor (η_{col}), baseada na área total, foi calculada a partir das seguintes equações:

$$\eta_0 = 0,5079 - 0,9156 \frac{(T_{col,e} - T_{BS})}{I_T} - 0,003 \frac{(T_{col,e} - T_{BS})^2}{I_T} \quad (16)$$

$$IAM_\theta = 1 - 0,31 \left(\frac{1}{\cos \theta} - 1 \right); 0^\circ < \theta < 60^\circ \quad (17)$$

$$IAM_\gamma = 1 + 0,5192 \left(\frac{1}{\cos \gamma} - 1 \right) - 0,7425 \left(\frac{1}{\cos \gamma} - 1 \right)^2; 0^\circ < \gamma < 60^\circ \quad (18)$$

$$\eta_{col} = \eta_0 \cdot IAM_\theta \cdot IAM_\gamma \quad (19)$$

Onde η_0 é a eficiência na condição padrão, $T_{col,e}$ é a temperatura da água na entrada dos coletores, T_{BS} é a temperatura de bulbo seco do ar ambiente, I_T é o total de radiação incidente no coletor por unidade de área em uma hora, IAM_θ e IAM_γ são os fator modificadores dos ângulos de incidência na direção paralela e transversal aos tubos, respectivamente.

A radiação incidente nos coletores (I_T) e os ângulos dos raios solares, de incidência (θ) e azimute (γ), foram calculados empregando as equações clássicas de geometria solar e o modelo de Perez (Duffie e Beckman, 2006), com os dados meteorológicos da estação BSRN de Florianópolis.

Desta forma, o ganho de calor do conjunto de coletores, de área total A_{col} , no período de uma hora é dado pela Eq. 20 e a temperatura da água na saída dos coletores pela Eq. 21.

$$Q_u = A_{col} \eta_{col} I_T \quad (20)$$

$$T_{col,s} = T_{col,e} + \frac{Q_u}{m_{col} c_{p,w}} \quad (21)$$

A configuração do sistema é apresentada pela Fig. 1. A água que passa pelos coletores segue para a parte superior do reservatório, que foi modelado como sendo estratificado, e, portanto, permite que o fluido mais frio (embaixo) seja enviado para os coletores e o mais quente (em cima) para o aquecedor. Caso a água não esteja na temperatura mínima requerida quando chegar ao aquecedor a GLP, este aporta o calor necessário para assegurar-la.

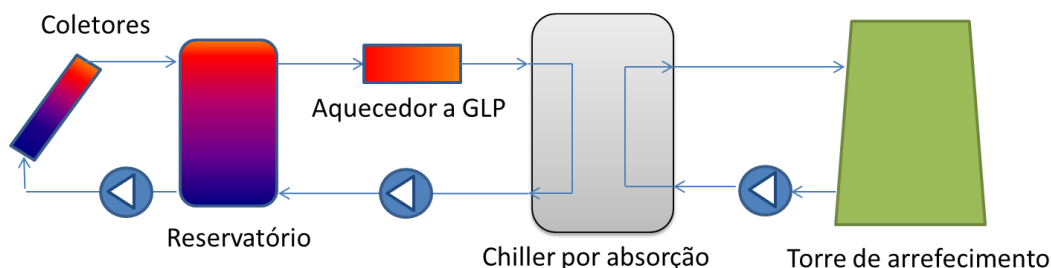


Figura 1 – Configuração do sistema

Klein (1976) propôs um modelo para estratificação do reservatório que envolve balanço de energia para cada um dos N níveis de temperatura (nós). Para os nós intermediários, há apenas difusão de calor (contrária ao gradiente de temperatura) e perdas para o ambiente (Eq. 22), enquanto que nos extremos há também o efeito de troca de calor devido às entradas e saída de água, sendo a temperatura do nó superior calculada pela Eq. 23 e a do nó inferior, pela Eq. 24. Foram considerados dez nós de igual tamanho h, contendo a mesma quantidade de massa m^j.

$$m^j c_{p,w} \frac{dT_R^j}{dt} = -(UA)_R^j (T_R^j - T_{BS}) + \left(\frac{kA}{h}\right) (T_R^{j+1} - 2T_R^j + T_R^{j-1}); \quad 2 < j < N - 1 \quad (22)$$

$$m^1 c_{p,w} \frac{dT_R^1}{dt} = -(UA)_R^1 (T_R^1 - T_{BS}) + \left(\frac{kA}{h}\right) (T_R^2 - T_R^1) + \dot{m}_{col} c_{p,w} T_{col,s} - \dot{m}_{ger} c_{p,w} T_R^1 \quad (23)$$

$$m^N c_{p,w} \frac{dT_R^N}{dt} = -(UA)_R^N (T_R^N - T_{BS}) - \left(\frac{kA}{h}\right) (T_R^N - T_R^{N-1}) + \dot{m}_{ger} c_{p,w} T_{ger,s} - \dot{m}_{col} c_{p,w} T_R^N \quad (24)$$

Onde T_R^j é temperatura do nó j, (UA)_R^j é o coeficiente global de transferência de calor de cada nó, k é a condutividade térmica da água e A é área da seção transversal do reservatório.

A entrada de energia pelo aquecedor (Q_{GLP}) e o consumo massa de GLP (m_{GLP}), em totais horários, foram calculados como:

$$Q_{GLP} = \dot{m}_{ger} c_{p,w} (T_{set} - T_R^1) \quad (25)$$

$$m_{GLP} = \frac{Q_{GLP}}{\eta_{GLP} PCI_{GLP}} \quad (26)$$

Onde, T_{set} é a temperatura mínima de fornecimento de calor assegurada pelo queimador, T_R¹ é a temperatura em que a água sai do reservatório, η_{GLP} é a eficiência de combustão do GLP (assumida como 0,97) e PCI_{GLP} é o poder calorífico inferior do GLP.

2.4 Procedimento de solução das equações

A resolução do sistema de equações foi feito com o software TRNSYS (Klein, 2007). O TRNSYS, programa de simulação de sistemas transientes, trabalha através de Types, que são componentes que contém as equações de cada modelo discretizadas no tempo (coletores, reservatório, aquecedor a GLP etc.). A resolução das equações é obtida para cada componente individual e as saídas servem para a resolução do próximo componente. A ligação entre as entradas e saídas dos componentes é feita pelo usuário, assim como a alteração de parâmetros dos modelos e de simulação (como o *time step*).

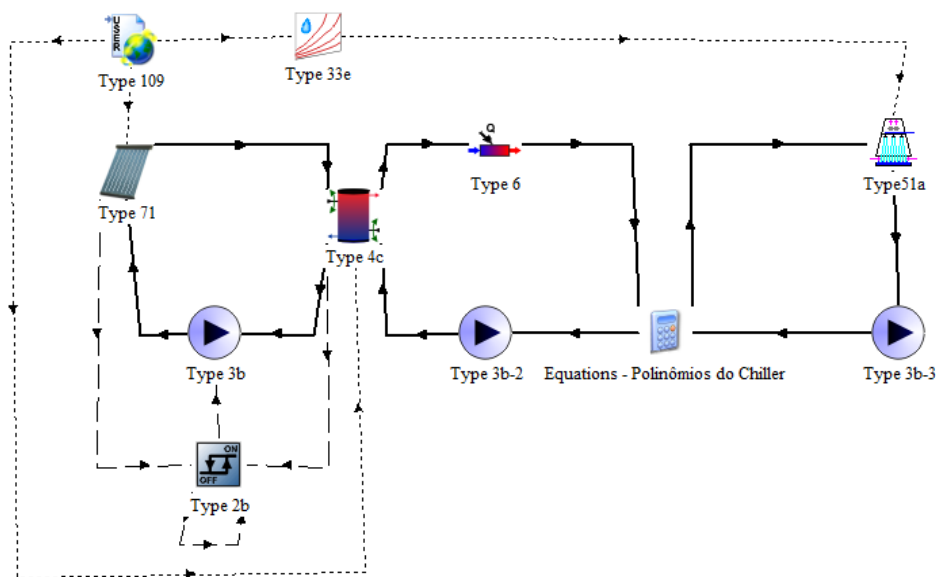


Figura 2 – Ambiente de simulação no TRNSYS.

3. RESULTADOS E DISCUSSÕES

A Fig. 3 mostra os totais mensais de radiação incidente nos coletores por m^2 e o quanto de calor foi aproveitado pelos mesmos, quando a temperatura mínima de fornecimento de calor era $80\text{ }^\circ\text{C}$. Os valores apresentados nessa figura indicam que a eficiência média mensal dos coletores variou entre 16 % e 60 % ao longo do ano.

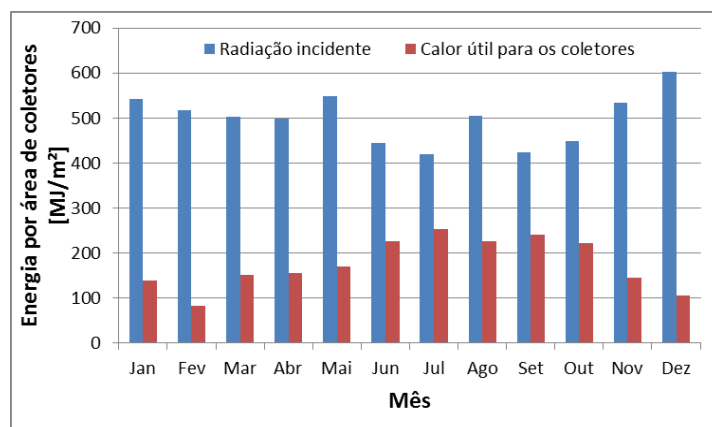


Figura 3 – Totais mensais da radiação incidente e calor útil, por área total de coletores.

A Fig. 4 mostra o resultado da variação da área dos coletores na fração solar anual, para os casos de temperatura mínima de fornecimento de calor de $80\text{ }^\circ\text{C}$ e $88\text{ }^\circ\text{C}$ (condição nominal). Para uma temperatura mais baixa, a fração solar é maior, evidentemente devido à redução da temperatura de entrada nos coletores, aumentando a captação de energia solar.

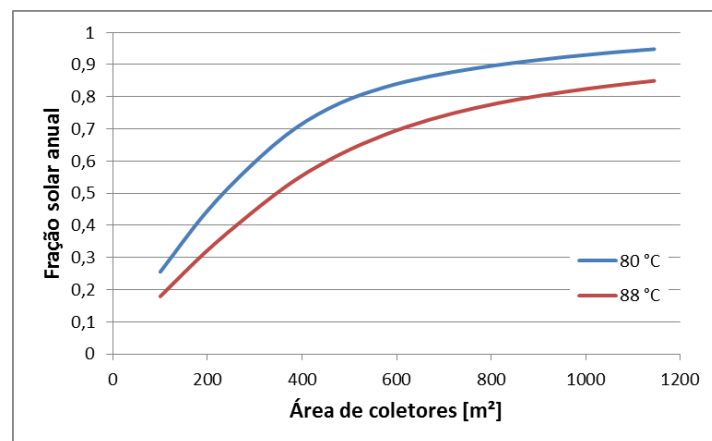


Figura 4 – Fração solar anual em função área de coletores.

Embora haja um aumento da fração solar com a queda na temperatura da fonte quente, também se observa, conforme apresentado na Fig. 5, uma queda na capacidade de refrigeração do sistema. Nota-se, entretanto, que, para a maioria das áreas consideradas, obteve-se uma capacidade de refrigeração média anual maior que a nominal, principalmente, devido ao fato de que a temperatura da água de resfriamento se manteve abaixo de $31\text{ }^\circ\text{C}$ (condição nominal), e também porque os coletores proporcionam um ganho térmico suficiente para mantêm a temperatura de fornecimento de calor ao chiller acima do mínimo valor considerado para seu funcionamento, durante grande parte do ano. Adicionalmente, a influência da área de coletores é maior para o caso de temperatura mínima mais baixa, pois o desempenho do sistema se torna mais dependente da energia advinda apenas dos coletores, uma vez que há menor utilização do aquecimento auxiliar por GLP.

A Fig. 6 indica o aumento da capacidade de refrigeração média com o aumento da temperatura mínima de fornecimento de calor e a queda da fração com esse aumento, ambos para uma área de coletores solar de 300 m^2 . Salienta-se que alterando a temperatura de fornecimento de calor ao chiller de 80 para $95\text{ }^\circ\text{C}$, houve uma queda na fração solar de 47 %, porém com um aumento na capacidade de refrigeração de 18 %.

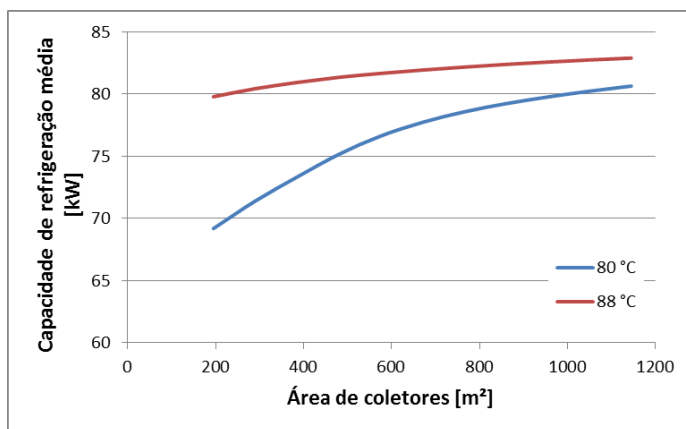


Figura 5 – Capacidade de refrigeração média em função da área de coletores.

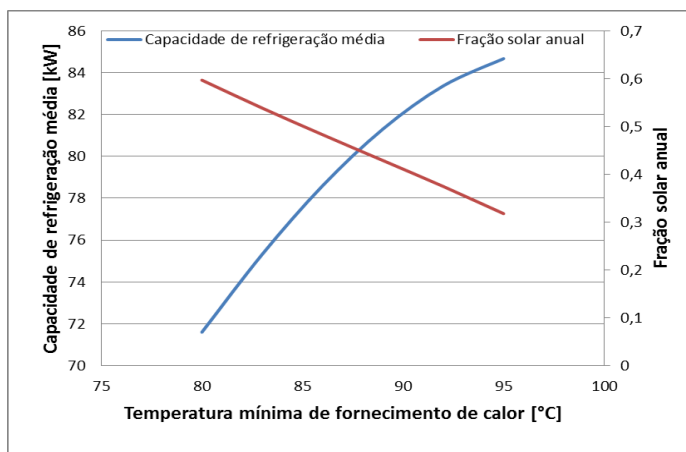


Figura 6 – Capacidade de refrigeração e fração solar em função da temperatura mínima de fornecimento de calor, para 300 m² de coletores solares.

Outra característica de desempenho cuja variação com os parâmetros se analisou foi a razão entre a capacidade de refrigeração e a potência de aquecimento auxiliar, fornecida pela queima de GLP, visto que essa razão representa a eficiência global do sistema, relacionando o efeito desejado (refrigeração) e o custo (queima de GLP). Para uma área de coletores de 300 m², a Fig. 7 mostra a queda da citada razão com o aumento da temperatura mínima de fornecimento de calor, evidenciando o que já se observou na Fig. 4 (a queda na fração solar é maior que o aumento na capacidade de refrigeração com o aumento da temperatura da fonte quente). Também foi notado que essa razão, como esperado, é mais sensível à área de coletores quando se utiliza menores temperaturas de aquecimento, conforme se vê na Fig. 8.

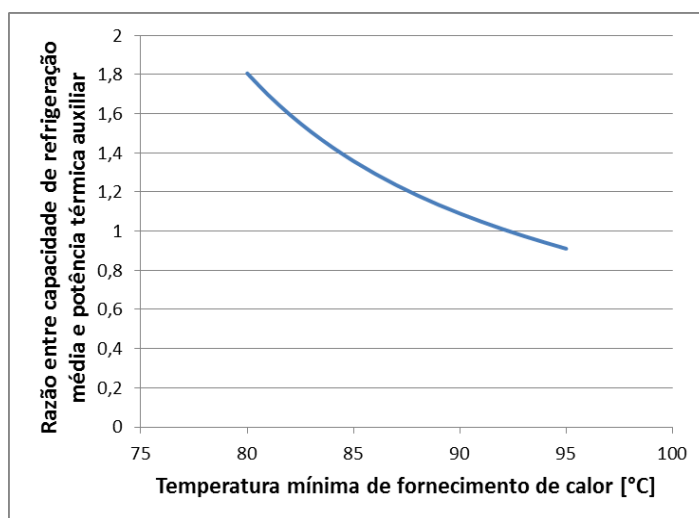


Figura 7 – Razão entre capacidade de refrigeração e potência térmica auxiliar em função da temperatura mínima de fornecimento de calor, para 300 m² de coletores solares.

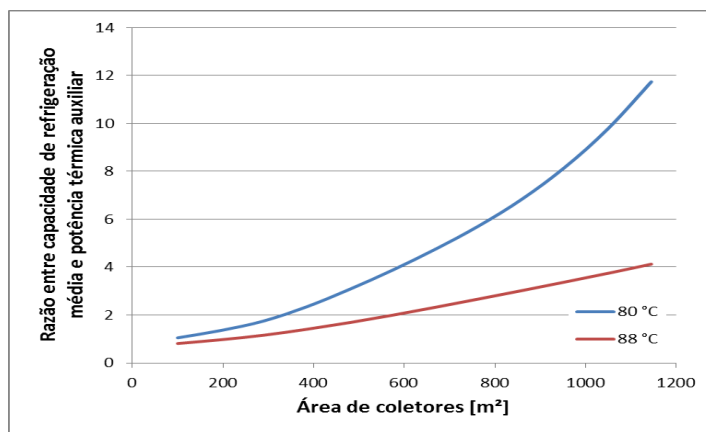


Figura 8 – Razão entre capacidade de refrigeração e potência térmica auxiliar em função da área de coletores.

Para a configuração com 300 m² de coletores e temperatura mínima de fornecimento de calor a 80 °C, a Fig. 9 apresenta os indicadores de desempenho do sistema ao longo do ano. Observa-se que o COP teve uma variação quase imperceptível ao longo do ano, pois a temperatura da fonte quente foi assegurada pelo aquecedor a GLP. Já a fração solar caiu nos meses de menor insolação, porém houve aumento da eficiência média dos coletores nesses meses porque a temperatura da água nos aquecedores foi menor.

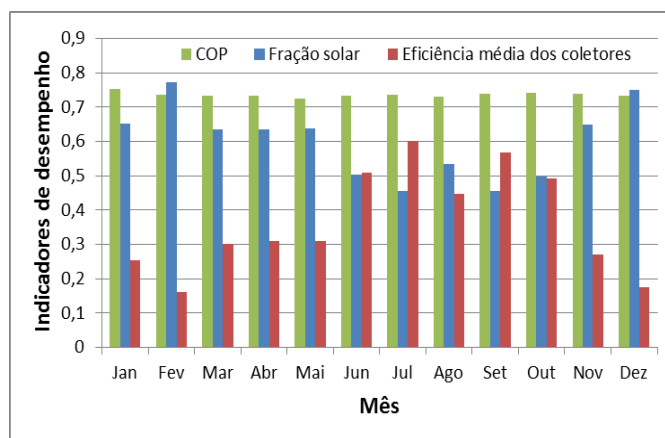


Figura 9 – Indicadores de desempenho ao longo do ano.

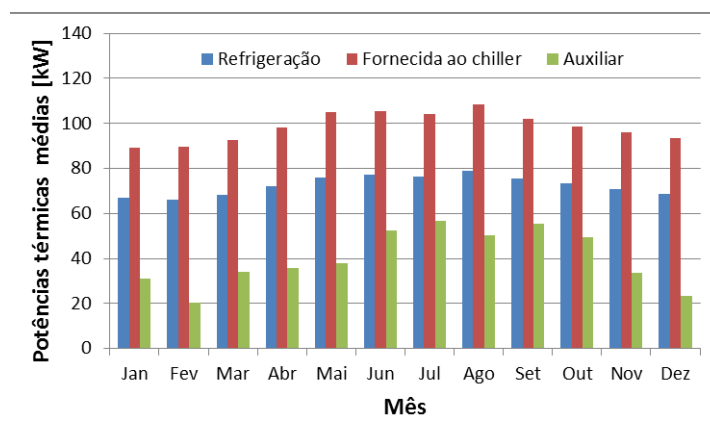


Figura 10 – Potências térmicas médias mensais ao longo do ano.

A Fig. 10 mostra que a capacidade de refrigeração variou entre 66 e 79 kW ao longo do ano, enquanto a potência térmica fornecida ao chiller foi semelhante à capacidade de refrigeração, uma vez que o COP do sistema permaneceu aproximadamente constante. A potência térmica auxiliar, no entanto, foi evidentemente maior nos meses de inverno devido a menor incidência de radiação solar e aumento da demanda das perdas térmicas no reservatório.

4. CONCLUSÃO

Este trabalho analisou a viabilidade de um sistema de refrigeração por absorção alimentado por energia solar na cidade de Florianópolis. O efeito da diminuição da temperatura mínima de fornecimento de calor foi investigado, pois ele contribui para o aumento da eficiência dos coletores, porém reduz a capacidade de refrigeração, e concluiu-se que é preferível operar o chiller com temperaturas em torno de 80 °C ao invés de 95 °C, pois o aumento na eficiência dos coletores solares e, conseqüentemente, na absorção de energia solar é mais significativo que a redução na capacidade de refrigeração. Notou-se também que nos meses de inverno, o chiller atingiu a sua maior capacidade de refrigeração e de consumo de energia auxiliar. Todavia, como nesses meses geralmente há uma redução da carga térmica que deve ser suprida pelo chiller, pretendemos analisar em trabalhos futuros quais temperaturas de fornecimento de calor que devem ser utilizadas nesses meses para garantir que a capacidade de refrigeração atenda a uma determinada carga térmica com o menor consumo de energia auxiliar.

Agradecimentos

Os autores agradecem à CENPES/Petrobrás pelo auxílio a esse projeto e o graduando André de Carvalho agradece ao CENPES/Petrobras pela bolsa de iniciação científica.

5. REFERÊNCIAS

- Al-Alili, A.; Islam, M. D.; Kubo, I.; Hwang, T.; Radermacher, R., 2008. Modeling of a Solar Powered Absorption Cycle for Abu Dhabi, 2nd International Energy 2030 Conference, Abu Dhabi, U.A.E.
- Al-Homoud, A. et al., Experiences with solar cooling systems in Kuwait, WREC-IV World Renewable Energy Congress No 4, Denver, Colorado, Vol. 9, (1996), pp. 664-669.
- ASHRAE, 1983; Formulations for the thermodynamic properties of the saturated phases of H₂O from 173.15 K to 473.15 K, W. Hyland and A. Wexler, ASHRAE Transactions, 89(2A) 500-519.
- Braun, J.E., 1988. Methodologies for the Design and Control of Chilled Water Systems, PhD Thesis, University of Wisconsin – Madison.
- Duffie, J. A.; Beckman, W. A. Solar engineering of thermal processes, 2006. 3. ed. Hoboken, New Jersey: John Wiley & Sons.
- Eletrobras, 2009. Avaliação do Mercado de Eficiência Energética no Brasil - Sumário executivo - Ano base 2005, ELETROBRAS/PROCEL.
- Herold, K. E.; Radermacher, R.; Klein, S. A., 1996. Absorption chillers and heat pumps. 1. ed. Boca Raton, Florida: CRC Press.
- Jakob, U., 2009. Green Chiller Association, 3rd International Conference Solar Air-Conditioning, Palermo, Italy.
- Joudi, K.A.; Abdul-Ghafour, Q.J., Development of design charts for solar cooling systems. Part I: computer simulation for a solar cooling system and development of solar cooling design charts, Energy Conversion and Management Vol. 44, (2003), pp. 313-339
- Klein, S.A., 1976. "A Design Procedure for Solar Heating Systems", Ph.D. Thesis, Department of Chemical Engineering, University of Wisconsin-Madison.
- Klein, S. A., 2013. EES: engineering equation solver - version 9.493. Madison, Wisconsin: Solar Energy Laboratory.
- Klein, S. A. et al, 2007. TRNSYS: a transient system simulation program - version 16.01.0003. Madison, Wisconsin: Solar Energy Laboratory.
- Lamberts, R.; Dutra, L.; Pereira, F. O. R., 1997. Eficiência energética na arquitetura, PW.
- Patek J., Klomfar J., 2006. A computationally effective formulation of the thermodynamic properties of LiBr-H₂O from 273 to 500 K over full composition range, Int. J. of Refrigeration, 29(4), 566-578.
- Sparber, W.; Napolitano, A.; Melograno, P., 2007. Overview on world wide installed solar cooling systems, 2nd International Conference on Solar Air Conditioning, Tarragona, Spain.
- Srcc, 2006. Directory of SRCC - Certified Solar Collectors Ratings, Solar Rating and certification Corporation, Cocoa, FL.

THERMAL PERFORMANCE ANALYSIS OF A LiBr-WATER ABSORPTION CHILLER SYSTEM DRIVEN BY SOLAR ENERGY IN FLORIANÓPOLIS

Abstract. We analyzed through numeric simulation the thermal performance of an absorption chiller driven by solar energy in Florianópolis, SC. The simulated system had a 70 kW LiBr-Water simple effect chiller, made by Yazaki, and a 215 kW Alpina cooling tower as heat sink for the condenser and the absorber. We considered that the chiller worked to supply a thermal load between 8h a.m. and 8h p.m., during all the year. The heat that powered the chiller's generator came from evacuated tubes solar panels assisted by an auxiliary heater driven liquefied petroleum gas (LPG). We evaluated the influence of collector's area and the minimum temperature of heat sourcing on the fraction of solar energy utilization, on the cooling power, and on the ratio between the cooling and the heating power from the LPG

combustion, during a typical year. The variation of the heat source temperature from 80 °C to 95°C reduced the annual solar fraction in 47%, but increased the average cooling capacity in 18%.

Keywords: *Absortion, Chiller, Solar Thermal Energy.*