

SIMULAÇÃO DE SISTEMA DE AQUECIMENTO DE PISCINA ATRAVÉS DE UMA BOMBA DE CALOR DUAL-SOURCE ASSISTIDA POR ENERGIA SOLAR

Starke A.*, Colle S.*, Cardemil J.M.**

*LEPTEN. Departamento de Engenharia Mecânica, Universidade Federal de Santa Catarina. Trindade, 88040-900, Florianópolis, Santa Catarina, Brasil, Telefone: +55 48 37213397, allan.starke@gmail.com, colle@emc.ufsc.br,

**Departamento de Ingeniería Mecánica y Metalúrgica Escuela de Ingeniería. Pontificia Universidad Católica de Chile, Vicuña Mackenna 4860 (Macul), Santiago, Chile, Telefone: +56 2 3547488 jmcardem@uc.cl

RESUMO

A combinação de uma bomba de calor com um sistema de energia solar tende a reduzir as desvantagens desses sistemas se comparados aos sistemas exclusivamente solares ou exclusivamente de bomba de calor. No inverno, os coletores solares fornecem água a uma temperatura baixa para o aquecimento direto. Entretanto, esses coletores podem ser utilizados como fonte para a bomba de calor. Um sistema que operando sob a modalidade de dual-source nos permite conectar os coletores solares diretamente a um dos evaporadores da bomba de calor. O presente trabalho reporta um estudo baseado na simulação transiente de um sistema de aquecimento de piscina através de uma bomba de calor na modalidade dual-source. Resultados conclusivos sobre as vantagens do sistema, para a cidade de Florianópolis – Brasil, são apresentados.

PALAVRAS-CHAVE: Aquecimento de Piscina, Energia Solar, Bomba de Calor, Simulação, TRNSYS.

ABSTRACT

The combination of a heat pump with a solar energy system tends to reduce the disadvantages of such systems when operating stand-alone. During the winter season, solar collectors supply water at a low temperature for the direct heating, but can be used as heat source for the heat pump. With the dual-source heat pump, the solar collectors can be connected directly to one of the heat pump evaporators. This paper reports an investigation based on a simulation of a pool heating system using a dual-source heat pump assisted by solar energy. Conclusive results are presented, concerning the operation of a system located at Florianópolis – Brazil.

KEYWORDS: Pool Heating, Solar Energy, Heat Pump, simulation, TRNSYS.

INTRODUÇÃO

O uso combinado de bombas de calor com coletores solares pode reduzir várias desvantagens desses sistemas quando operados individualmente. Durante o inverno, os coletores solares proporcionam água a uma temperatura muito baixa para ser usada no aquecimento direto, mas pode ser utilizada como fonte de calor em uma bomba de calor. Os sistemas solares apresentam maior eficiência quando operam a temperaturas mais baixas, possibilitando a utilização de coletores baratos ou sem cobertura, tais como coletores poliméricos. Os coletores solares podem ser conectados em série com uma bomba de calor água-água, dessa forma operam como fonte de calor para a bomba de calor. Outra configuração é conectar os coletores solares em paralelo com uma bomba de calor utilizando o ar ambiente como fonte de calor. Ambas configurações podem ser combinadas de forma a obter uma configuração com uma bomba de calor com duas fontes de calor (Dual Source Heat Pump). Freeman, et al. (1979) simularam no TRNSYS cinco configurações de bombas de calor assistidas por energia solar para aquecimento de ambientes. Nam, et al. (2010) por sua vez, desenvolveram uma bomba de calor com duas fontes de calor, utilizando águas subterrâneas e ar, um experimento de escala real foi realizado para testar diversas configurações e condições de operação. Os objetivos deste trabalho são: revisar os modelos matemáticos de bombas de calor e piscinas utilizados para simular a operação transiente do sistema completo, desenvolver um modelo de simulação para o sistema de aquecimento da piscina que utiliza a bomba de calor com duas fontes de energia (SA – DSHP) e comparar o desempenho do sistema em relação a um sistema de aquecimento que não utiliza energia solar, fazendo uso de uma bomba de calor que utiliza o ar ambiente como fonte de calor (ASHp). Considera-se uma piscina externa sem cobertura com 36m³ e com 24m² de superfície de água, localizada em Florianópolis – Brasil. Neste trabalho utilizou-se uma metodologia similar à desenvolvida pelo *Solar Energy Laboratory from University of Wisconsin-Madison*, McMahan (2006), Patnode (2006), onde o programa *Transient System Simulation Program* (TRNSYS) Klein (2007) foi utilizado para simular o sistema, sendo que, cada componente é simulado por um módulo (type). Implementou-se também um modelo de simulação termodinâmico para a bomba de calor, a partir do qual calculou-se uma tabela de dados de desempenho em regime permanente, que é utilizada como base de dados para simular seu desempenho transiente no ambiente do software TRNSYS. O sistema de equações resultante do modelo é implementado no software *Engineering Equation Software* (EES) Klein (2011). O módulo (type) do TRNSYS para a piscina é comercializado pela empresa TRNSSOLAR – Klimaengineering Auer (1996), o qual é baseado no modelo desenvolvido por Hahne & Kübler (1994).

MODELAGEM DOS COMPONENTES DOS SISTEMAS

A modelagem do sistema completo requer de modelos apropriados para cada componente do mesmo, a seguir, apresenta-se uma síntese dos modelos empregados para a simulação do sistema de aquecimento de piscinas.

O módulo utilizado no TRNSYS para o coletor solar é o Type 1^a (*Quadratic efficiency Collector – No incidente Angle Modification*). Esse módulo utiliza um modelo baseado na curva de eficiência instantânea, equação de Hottel – Whillier (Duffie & Beckman, 2006).

Para a bomba de calor utiliza-se o Type 42 – *Conditioning Equipment*, esse módulo é baseado em uma matriz de desempenho com 250 pontos de operação, onde a capacidade de aquecimento, o calor absorvido, a potência consumida, a temperatura de saída no

evaporador e condensador são expressos em função de três variáveis independentes. Sendo estas, a temperatura de entrada no evaporador e condensador e a vazão no evaporador. Fundamenta-se a modelagem da bomba de calor na formulação apresentada por Van Wylen, et al. (2003) e Stoecker (1985). Para modelar o evaporador e condensador utilizou-se as correlações apresentadas por Incropera & DeWitt (2002) e Shah & Sekulic (2003). No sentido de simplificar a análise, desconsideram-se as perda de carga nos componentes do sistema, considera-se apenas dois níveis de pressão no ciclo, desconsidera-se as variações da energia cinética e potencial, admite-se que não há perda de calor dos componentes para o ambiente, exceto os calores objetos do projeto, que não há superaquecimento e sub-resfriamento na saída do evaporador e condensador, respectivamente, admite-se que a eficiência isentrópica do compressor é constante e que as efetividades dos trocadores de calor são constantes.

Compressores adiabáticos de pequeno e médio porte apresentam uma eficiência isentrópica η_{comp} na faixa de 0,7 a 0,88, Van Wylen, et al. (2003) sendo o valor de 0,7 adotado neste estudo. A potência consumida pelo compressor é expressa pela equação que segue.

$$\dot{W}_{comp} = \dot{m}_{refri}(h_2 - h_1) \quad (1)$$

A taxa de deslocamento volumétrico é definida pela equação.

$$\dot{v} = \dot{m}_{refri} v_1 \quad (2)$$

onde, v_1 é o volume específico na entrada do compressor.

Para cada um dos processos de troca de calor (evaporação, desaquecimento e condensação) aplica-se o modelo de capacitância nula e efetividade constante ($\epsilon - NUT$).

Para simular a piscina utilizou-se o módulo Type 144 (*Indoors and Outdoors Swimming Pool Models*) no TRNSYS. Admitindo-se o modelo simplificado *full-mixed*, a temperatura da água da piscina é governada pela equação que segue.

$$\rho_w C_{p,w} V_p \frac{dT_p}{dt} = \sum (\dot{Q}_{in} - \dot{Q}_{out}) \quad (3)$$

Os parâmetros considerados na simulação são representados e nominados como segue.

\dot{Q}_{evap} – Fluxo de calor por evaporação

\dot{Q}_{conv} – Fluxo de calor por convecção

\dot{Q}_{sol} – Fluxo calor por radiação por onda curta

\dot{Q}_{rad} – Fluxo de calor por radiação por onda longa

\dot{Q}_{fr} – Perda de calor pela água de reposição

\dot{Q}_{aux} – Fluxo de calor fornecido pelo sistema de aquecimento.

O fluxo de calor por evaporação pode ser calculado pela equação empírica seguinte.

$$\dot{Q}_{evap} = A_p \alpha_{evap} (P_{w,sat}(T_p) - \varphi_{amb} P_{w,sat}(T_{amb})) \quad (4)$$

sendo α_{evap} um coeficiente empírico que pode ser calculado pela equação que segue Richter (1979) apud. (Auer, 1996).

$$\alpha_{evap} = a + bw^n = 42,29 + 56,52w^{0,5} \quad (5)$$

A massa de água evaporada é calculada pela equação,

$$\dot{m}_{evap} = \frac{\dot{Q}_{evap}}{h_{v,l}(T_p)} \quad (6)$$

O fluxo de calor por convecção pode ser estimado pela equação,

$$\dot{Q}_{conv} = \bar{h}_{conv} A_p (T_p - T_{amb}) \quad (7)$$

O coeficiente de troca térmica \bar{h}_{conv} pode ser calculado pela expressão empírica formulada por Czarnecki apud (Auer, 1996), pela relação que segue.

$$\bar{h}_{conv} = a^* + b^* w = 3,1 + 4,1w \quad (8)$$

A perda de calor por radiação de onda longa é estimada pela lei de Stefan-Boltzman, considerando as trocas radiativas entre a piscina e o céu a uma temperatura efetiva T_{sky} Klein (2007), segundo a equação que segue.

$$\dot{Q}_{rad} = \varepsilon_w A_p \sigma (T_p^4 - T_{sky}^4) \quad (9)$$

onde, a emissividade da superfície da água, ε_w é igual a 0,9 Hahne & Kübler (1994).

O fluxo de calor por radiação de onda curta que é devido à incidência de radiação solar na superfície da água é determinado pela equação.

$$\dot{Q}_{sol} = \alpha_p A_p G_{glob,H} \quad (10)$$

sendo, α_p a absorptância efetiva da piscina e pode ser considerada constante igual a 0,9 Auer (1996), Hahne & Kübler, (1994).

Fazendo um balanço de energia estima-se a perda energética produzida pela reposição de água. No equilíbrio, a quantidade de água adicionada é equivalente à massa de água evaporada.

$$\dot{Q}_{fr} = \dot{m}_{fr} C_{p,w} (T_p - T_{fr}) = \dot{m}_{evap} C_{p,w} (T_p - T_{fr}) \quad (11)$$

A potência térmica fornecida pelo sistema de aquecimento à piscina é calculada através da equação.

$$\dot{Q}_{aux} = \dot{m}_{aux} C_{p,w} (T_p - T_{aux}) \quad (12)$$

RESULTADOS

Neste estudo analisou-se o sistema SA – DSHP através da simulação transiente realizada no ambiente do software TRNSYS. Concomitantemente, simulou-se o sistema ASHP, sendo este composto apenas por uma bomba de calor de fonte de calor a ar. A Fig. 1 e Fig. 2 ilustram os esquemas dos sistemas.

Sistema SA – DSHP

Esse sistema apresenta três modalidades de aquecimento, a bomba de calor operando com o evaporador à água, operando com o evaporador à ar e a bomba de calor desligada, mas com o aquecimento direto pelos coletores (by-pass). Analisando a operação dos sistemas no dia 26 de Março conforme ilustrado nas Fig. 3 e Fig. 4, observa-se que as 3 horas da manhã o evaporador à água deixa de operar pois a temperatura de saída do coletor ($T_{col,o}$) atingiu o nível mínimo permitido (7°C), conseqüentemente, o evaporador a ar é utilizado. As 7 horas da manhã os coletores fornecem água a 10°C, possibilitando a utilização do evaporador à água, permanecendo nesta modalidade de aquecimento até as 9h. A partir deste ponto a bomba de calor é desligada e o aquecimento é realizado pelos coletores até as 12h, instante em que a piscina atinge 28°C (T_p). Observa-se também que a temperatura da água na saída do evaporador ($T_{wshp,c,o}$) varia entre 5 a 27°C, sendo esta, a temperatura de entrada no coletor solar. Com esses níveis de temperatura o coletor pode atingir eficiências elevadas, próximas de 1, ou até superiores, uma vez que a temperatura de entrada está abaixo da temperatura ambiente (T_{amb}). Na Fig. 4 ilustra a curva do coeficiente de desempenho (COP) da bomba de calor, que como pode-se ver varia, de 7,5 a 24, como consequência da variação da temperatura da água fornecida pelos coletores.

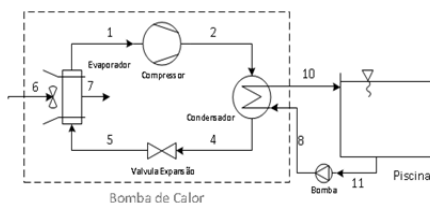


Fig. 1. Diagrama do sistema ASHP.

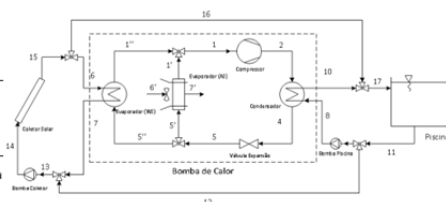


Fig. 2. Diagrama do sistema SA - DSHP.

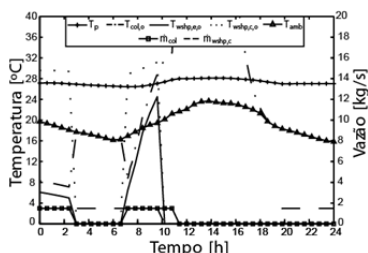


Fig. 3. Temperatura e vazão de operação SA-DSHP com o evaporador a água.

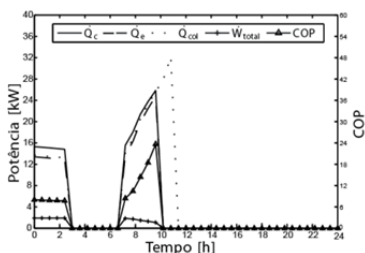
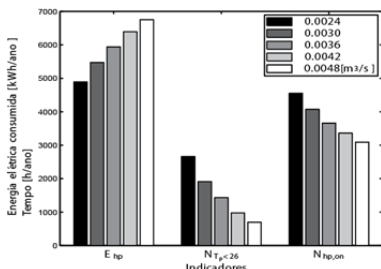
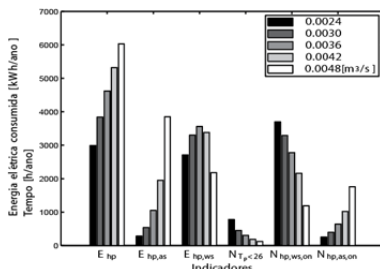


Fig. 4. Fluxos de calor e COP da operação SA-DSHP com o evap. a água.

Influência da Taxa de Deslocamento Volumétrico no Desempenho dos Sistemas

No sentido de analisar a influência da capacidade de aquecimento da bomba de calor sobre o desempenho do sistema, decidiu-se por variar a taxa de deslocamento volumétrico do compressor, e por conseguinte o fluxo de massa de fluido refrigerante. Três indicadores são utilizados para analisar o sistema, a energia elétrica consumida pela bomba de calor E_{hp} , o número de horas em que a temperatura da piscina se encontra abaixo de 26°C $N_{T_p < 26}$ e o número de horas que a bomba de calor opera $N_{hp, on}$. Na Fig. 5 e Fig. 6 pode-se observar a influência da taxa de deslocamento volumétrico para os dois sistemas. A variável $N_{hp, on}$ é um indicador de conforto. No sentido de comparar os sistemas adota-se uma taxa de deslocamento volumétrico que proporcione o mesmo nível de conforto. Resulta para o sistema ASHP uma taxa $N_{hp, on} = 32$ h, já pra o sistema SA - DSHP, $N_{hp, on} = 18$ h. O sistema assistido por energia solar requer uma bomba de calor com menor capacidade de aquecimento para suprir a demanda térmica da piscina, proporcionando um menor custo de operação e menor custo do equipamento.

Fig. 5. Influência de $N_{hp, on}$ no desempenho anual do sistema ASHP.Fig. 6. Influência de $N_{hp, on}$ no desempenho anual do sistema SA - DSHP.

CONCLUSÕES

A utilização do sistema solar combinado com a bomba de calor proporciona um alto desempenho, pois a bomba de calor opera com um maior COP (temperatura de evaporação mais alta) e os coletores solares apresentam uma maior eficiência (baixa temperatura da água na entrada do coletor). Utilizando-se a taxa de deslocamento volumétrico determinada anteriormente, o consumo anual de energia elétrica para o sistema ASHP é de 6749kWh, enquanto que o consumo para o sistema SA – DSHP é de 3840kWh. Esses resultados nos permitem concluir que o custo operacional do sistema SA – DSHP é 43,1% menor que o custo respectivo ao sistema ASHP.

REFERÊNCIAS

- Auer, T., 1996. Trnsys-Type 144: Assessment of an indoor or outdoor swimming pool, TRANSSOLAR.
- Freeman, T. L., Mitchell, J. W. & Audit, T. E., 1979. Performance of combined solar-heat pump systems. *Solar Energy*, 22(2), pp. 125-135.
- Hahne, E. & Kübler, R., 1994. Monitoring and simulation of the thermal performance of solar heated outdoor swimming pools. *Solar Energy*, 53(1), pp. 9-19.
- Klein, A. S., 2007. TRNSYS: A transient systems simulation program. s.l.:Madison, Winsconsin: Solar Energy Laboratory.
- Klein, A. S., 2011. EES: Egeineering Equation Solver. Version 8.939: Madison, Winsconsin: Solar Energy Laboratory.
- Mcmahan, A. C., 2006. Design and optimization of organix Rankine cycle solar-thermal powerplants. Dissertação (Mestrado) – University of Wisconsin-Madison, Madison, Winsconsin, 2006.
- Nam, Y., Ooka, R. & Shiba, Y., 2010. Development of dual-source hybrid heat pump system using groundwater and air. *Energy and Buildings*, 42(6), pp. 909-916.
- Patnode, A. M. Simulation and performance evaluation of parabolic trough solar power plants. Dissertação (Mestrado) – University of Wisconsin-Madison, Madison, Winsconsin, 2006.
- Stoecker, W. F., 1985. Refrigeração e ar condicionado. 3ª ed. São Paulo: McGraw-Hill.
- SWERA, 2001. Solar and Wind Energy Resource Assessment. s.l.:s.n.
- VanWylen, G., Sonntag, R. & Borgnakke, C., 2003. Fundamentos da termodinâmica. 6ª ed. São Paulo: Edgard Blücher.