



## SIMULAÇÃO DE TROCADORES DE CALOR EVAPORATIVOS

**Luben Cabezas Gómez**

**Jose M. Saiz Jabardo**

Departamento de Engenharia Mecânica, Escola de Engenharia de São Carlos, USP. Av. Dr. Carlos Botelho, N° 1465, São Carlos, SP. CEP 13560-250.

**Resumo.** *Trocadores de calor evaporativos encontram inúmeras aplicações na indústria, especialmente no resfriamento de líquidos, em geral água, e condensação de vapores. Embora o processo psicrométrico envolvendo o mecanismo de transferência de calor e massa entre o ar e água seja razoavelmente conhecido, a geometria sinuosa da interface constitui um complicante não desprezível do problema. O estudo de que trata o presente artigo envolveu a simulação desse tipo de trocador visando, especialmente, condensadores evaporativos para aplicações frigoríficas, além do resfriamento de água escoando no interior de tubos. O modelo foi desenvolvido com base em balanços de energia e massa entre o ar e a superfície da água e desta com o fluido que escoava no interior dos tubos. Exaustivas avaliações e análise de correlações para os coeficientes de transferência de calor e massa da literatura aberta foram realizadas, envolvendo tanto o lado exterior quanto o interior aos tubos. Os resultados proporcionados pelo modelo foram comparados aos disponíveis de fabricantes, tendo sido verificada uma razoável concordância.*

**Palavras-chave:** *Trocadores de calor evaporativos, refrigerantes, condensadores evaporativos.*

### 1. INTRODUÇÃO

O resfriamento evaporativo da água é um dos mecanismos mais difundidos em processos que envolvem transferência de calor com a água. Na atualidade pode ser encontrado em torres de resfriamento, resfriadores de água, lavadores de ar e condensadores evaporativos para a indústria frigorífica. Apesar do largo espectro de aplicações e de seu uso intensivo em indústrias de processos, os mecanismos intervenientes ainda carecem de melhor interpretação e análise. É interessante observar que, apesar do significativo avanço no conhecimento dos processos psicrométricos em distintos equipamentos, o resfriamento evaporativo entre eles, os mecanismos físicos intervenientes ainda não tenham sido adequadamente correlacionados, pelo menos, no âmbito da literatura aberta. A necessidade de otimização de processos impõe ao projetista moderno o conhecimento do desempenho de equipamentos em condições operacionais distintas daquela de projeto, com o objetivo, por exemplo, de simulação da instalação por computador. Por

outro lado, os fabricantes de resfriadores evaporativos, em reduzido número no mundo, fornecem catálogos com dados de desempenho bastante confiáveis, o que levaria a especular sobre a possibilidade de utilizar aqueles dados para levantar o desempenho através de ajustes de curva. Tal procedimento tem sido efetivamente utilizado, mas, como seria de se esperar, os polinômios resultantes não incorporam todos os parâmetros físicos que intervêm no problema, o que limita o alcance de sua utilização. Algumas publicações, especialmente no âmbito da ASHRAE (“American Society of Heating Refrigerating and Air Conditioning Engineers”), tem tratado desse procedimento abordando especialmente problemas de simulação por computador (Stoecker, 1975). Outra abordagem seria a de utilizar os dados de catálogo, mas através do ajuste dos modelos físicos dos mecanismos de transferência de calor e massa tanto no lado do ar quanto no interior dos tubos, onde ocorre o resfriamento da água ou a condensação de um refrigerante. Este procedimento constitui o principal objetivo deste trabalho. Nesse sentido, inicialmente será desenvolvido um modelo matemático relativamente simples do trocador de calor, envolvendo duas regiões: a do lado do ar e a que envolve a água de resfriamento (denominada neste trabalho de água de transmissão), a parede do tubo e o fluido interior. O trabalho se estenderá na análise dos coeficientes exterior e interior e, finalmente, apresentará os resultados do modelo aplicado a uma unidade, comparando-os com os dados de catálogos dos fabricantes.

## 2. DESENVOLVIMENTO DO MODELO

Os resfriadores (ou condensadores) evaporativos são constituídos, como regra geral, de um banco de tubos, operando como serpentina, sobre os quais é borrifada a água de transmissão que circula em contra corrente ou em correntes cruzadas com o ar ambiente circulado por um ventilador. No interior dos tubos circula o fluido de processo (ou refrigerante, no caso do condensador). A Fig. 1 ilustra esquematicamente um resfriador evaporativo em que o ar circula em contra corrente, condição de escoamento que será assumida no modelo. A água de transmissão atua como meio de resfriamento do tubo, através de mecanismos de transferência de calor e massa com o ar.

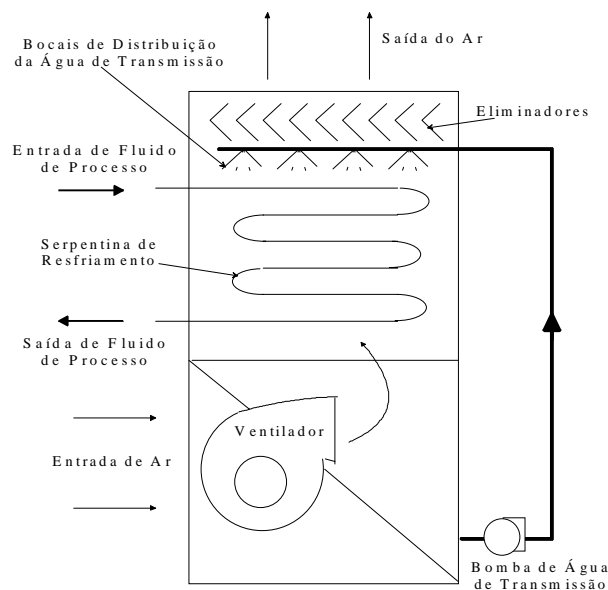


Figura 1 - Diagrama esquemático de um resfriador evaporativo, Zalewski *et al.* (1997).

No desenvolvimento do modelo serão consideradas as seguintes hipóteses básicas:

- (1) Regime permanente
- (2) Fluidos incompressíveis e propriedades de transporte uniformes.
- (3) O número de Schmidt para misturas ar/vapor d'água unitário.
- (4) Ar escoando em contra corrente em relação à água de transmissão.
- (5) Temperatura da água de transmissão uniforme ao longo do resfriador.
- (6) Fluido de processo dividido em um certo número de circuitos paralelos. As condições físicas em cada circuito são as mesmas, de modo que o modelo será desenvolvido para um único circuito.
- (7) Desprezam-se os efeitos das curvas de retorno na serpentina.
- (8) No caso do condensador, desprezam-se os efeitos da perda de carga no lado do refrigerante.

O processo isotérmico na água de transmissão é razoável, uma vez que, caso não o fosse haveria um aquecimento (ou resfriamento) progressivo da água na bacia, o que efetivamente não ocorre. Esta hipótese é fundamental para o desenvolvimento do modelo. Este, como sugerido na introdução, considera duas regiões distintas: (a) Região 1: lado do ar e (b) Região 2: envolvendo a água de transmissão e a de processo (ou refrigerante, caso se trate de condensador), além da parede do tubo. Como a temperatura da água de transmissão é admitida constante ao longo do trocador de calor, tudo se passa como se o comprimento total de tubo num circuito paralelo correspondesse àquele de um tubo reto em que o fluido que escoar pelo seu interior troca calor com um meio a temperatura constante, como indicado na Fig. 2 (a), resultando, assim, numa variação exponencial da temperatura do fluido de processo. No lado do ar, a uniformidade da temperatura da água de transmissão, implica numa troca de calor e massa entre a superfície da mesma e o ar, num processo em que a entalpia do ar junto à superfície úmida é uniforme (pois a temperatura da água é uniforme ao longo do resfriador). A Fig. 2 (b) é ilustrativa desse processo. Considerando as hipóteses e comentários supra mencionados, as equações do modelo podem ser propostas.

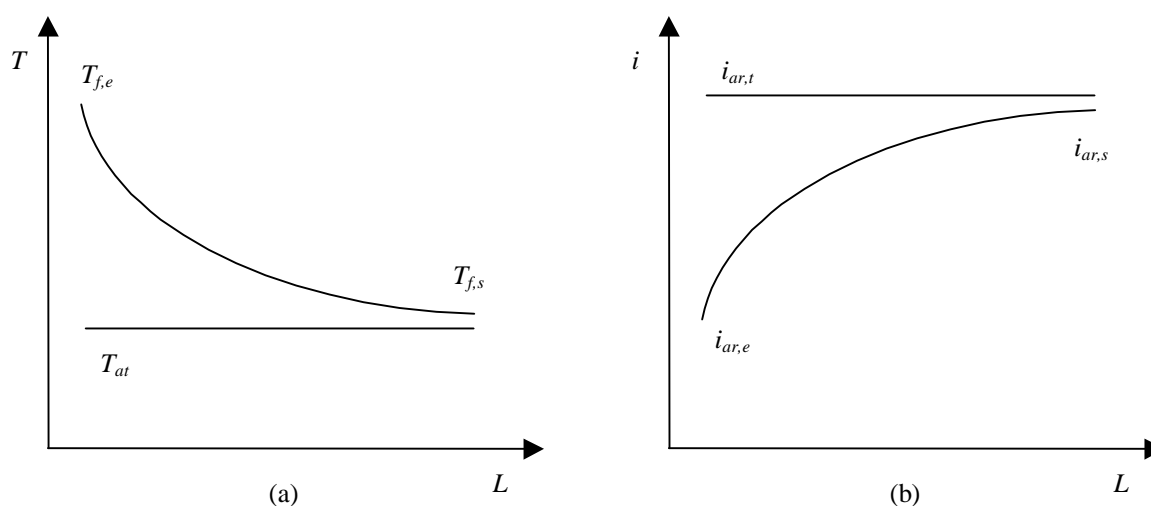


Figura 2 (a) - Variação das temperaturas do fluido de processo e da água de transmissão ao longo do resfriador; (b) variação das entalpias do ar junto à superfície da água de transmissão.

## 2.1 Região 1: lado do ar desde a superfície da água de transmissão

A Conservação de Energia para o ar pode ser escrita como

$$Q = \dot{m}_{ar} (i_{ar,s} - i_{ar,e}) \quad (1)$$

onde  $i_{ar,s}$  e  $i_{ar,e}$  representam a entálpia do ar na saída e na entrada do trocador respectivamente,  $Q$  é a quantidade de calor trocado, e  $\dot{m}_{ar}$  é a vazão de ar. Por outro lado, para um volume de controle elementar, a Equação do Salto Entálpico representa-se por

$$\delta Q = (h_c / c_{par,u}) (i_{ar,t} - i_{ar}) dA \quad (2)$$

sendo  $h_c$  o coeficiente de transferência de calor por convecção,  $c_{par,u}$  é o calor específico do ar úmido,  $i_{ar}$  e  $i_{ar,t}$  são as entalpias média do ar numa seção qualquer do trocador e junto a superfície da água de transmissão, e  $dA$  a área de troca de calor elementar.

Como a temperatura da água de transmissão,  $T_{at}$ , é uniforme ao longo do resfriador,  $i_{ar,t}$  também permanece constante, uma vez que admite-se o equilíbrio termodinâmico junto a superfície livre da água. Referindo-se à Fig. 2 (b) é fácil perceber que a integração da Eq. (2) resulta em

$$Q = K_{ar} \Delta i_m \quad (3)$$

onde  $K_{ar}$  corresponde a uma “condutância” média de massa e  $\Delta i_m$  a diferença média logarítmica de entalpias pelo lado do ar,

$$K_{ar} = \frac{h_c A_{ext}}{c_{par,u}} \quad (4)$$

e

$$\Delta i_m = \frac{i_{ar,s} - i_{ar,e}}{\ln \frac{i_{ar,s} - i_{ar,t}}{i_{ar,e} - i_{ar,t}}} \quad (5)$$

onde  $A_{ext}$  é a área total exterior de transferência de calor do trocador determinada por

$$A_{ext} = \pi D_o \cdot L \cdot N_f \cdot N_t = \pi D_o \cdot L_t \cdot N_t \quad (6)$$

$D_o$  e  $L$  são, respectivamente, o diâmetro externo e o comprimento horizontal dos tubos,  $N_f$  é o numero de fileiras,  $N_t$  é o número de circuitos (paralelos) e  $L_t$  o comprimento total de um tubo em cada circuito, dado pelo produto de  $N_f$  por  $L$ , como ilustrado na Eq. (6).

## 2.2 Região 2: água de transmissão, parede do tubo e fluido de processo

**Fluido de processo: água.** Analogamente ao lado do ar, no caso em que o fluido de processo é a água,

$$Q = \dot{m}_f c_{p,f} (T_{f,e} - T_{f,s}) \quad (7)$$

onde  $T_{f,e}$ ,  $T_{f,s}$ , são as temperaturas de entrada e saída,  $c_{p,f}$ , o calor específico à pressão constante e  $\dot{m}_f$  a vazão do fluido de processo, no caso, a água. Pelo fato da água de transmissão apresentar temperatura uniforme ao longo do resfriador, como se observa na Fig. 2 (a),

$$Q = U_{ext} A_{ext} \Delta T_m \quad (8)$$

sendo  $\Delta T_m$ , a diferença média de temperaturas, e,  $U_{ext}$ , o coeficiente “global” de transferência de calor relativo à Região 2, referido à área exterior, dados pelas seguintes expressões:

$$U_{ext} = \frac{1}{\frac{D_o}{D_i} \frac{1}{h_i} + \frac{D_o}{2k_{aço}} \ln\left(\frac{D_o}{D_i}\right) + \frac{1}{h_e}} \quad (9)$$

$$\Delta T_m = \Delta T_{ln} = \frac{T_{f,e} - T_{f,s}}{\ln \frac{T_{f,e} - T_{at}}{T_{f,s} - T_{at}}} \quad (10)$$

onde  $D_i$  é o diâmetro interno do tubo, e  $h_i$  é o coeficiente de transferência de calor por convecção do fluido de processo. O coeficiente de transferência de calor por convecção da água de transmissão,  $h_e$ , é calculado usando a correlação proposta por Tezuka *et al.* (1971)

$$\bar{h}_e = (0,244) \cdot \left(\frac{A_{ar} H}{A_{ext}}\right) \cdot \left(\frac{\dot{m}_{at}}{A_{at}}\right)^{0,18} \cdot \left(\frac{\dot{m}_{ar}}{A_{ar}}\right)^{1,17} \quad (11)$$

Na Eq. (11),  $\dot{m}_{at}$  é a vazão da água de transmissão,  $H$  a altura da superfície de troca de calor, sendo as áreas  $A_{ar}$  e  $A_{at}$  a área frontal com relação ao escoamento de ar, também denominada de “área de fase”, e a área da planta do resfriador com relação ao escoamento de água de transmissão, respectivamente. Tais parâmetros podem ser calculados pelas seguintes expressões:

$$A_{at} = A_{ar} = (N_t/2) \cdot S_h \cdot L \quad (12)$$

$$H = (2 \cdot N_f - 1) \cdot S_v \quad (13)$$

sendo  $S_h$  o espaçamento horizontal entre dois tubos numa fileira e  $S_v$  o espaçamento vertical entre duas fileiras de tubos. Neste caso, ambas as áreas coincidem em virtude do ar e da água escoarem em sentidos opostos na direção vertical.

**Fluido de processo: refrigerante.** Para o caso em que o fluido de processo envolve um refrigerante em processo de condensação,

$$Q = \dot{m}_{cond} i_{lv} \quad (14)$$

Como foram desprezados os efeitos da perda de carga no lado do refrigerante durante a condensação, a temperatura de condensação permanece constante ao longo do resfriador. Por esta razão, a diferença média de temperatura,  $\Delta T_m$ , entre o refrigerante e a água de transmissão é constante. Neste caso, na Eq. (8)

$$\Delta T_m = T_{cond} - T_{at} \quad (15)$$

Nas Eqs. (14) e (15),  $\dot{m}_{cond}$  é a vazão de refrigerante,  $i_{lv}$ , é o calor latente de condensação e  $T_{cond}$  é a temperatura de condensação do refrigerante.

### 2.3 Coeficientes de transferência de calor

**Lado do Ar.** Para o cálculo do coeficiente de transferência de massa,  $K_{ar}$ , utiliza-se a correlação empírica de Tezuka *et al.* (1971)

$$K_{ar} = \left( \frac{A_{ar} H}{3600} \right) \left\{ 3.6 \left( 3600 \frac{\dot{m}_{at}}{A_{at}} \right)^{0.6} \left( 3600 \frac{\dot{m}_{ar}}{A_{ar}} \right)^{0.35} \right\} \quad (16)$$

**Água como fluido de processo.** Na simulação do resfriador evaporativo com a água como fluido de processo, o coeficiente médio de transferência de calor,  $\bar{h}_i$ , é calculado usando a conhecida correlação de Dittus & Boelter apud Incropera (1992),

$$\bar{h}_i = 0.023 \cdot \left( \frac{k_f}{D_i} \right) \text{Re}_D^{0.8} \cdot \text{Pr}_f^{0.3} \quad (17)$$

onde  $\text{Pr}_f$  e  $\text{Re}_D$  são os números de Prandtl e de Reynolds, respectivamente,  $\mu_f$  é a viscosidade dinâmica da água de processo e  $k_f$  sua condutividade térmica,

$$\text{Pr}_f = \frac{\mu_f c_{p,f}}{k_f} \quad (18)$$

$$\text{Re}_D = \frac{G \cdot D_i}{\mu_f} \quad (19)$$

O número de Reynolds,  $\text{Re}_D$ , baseia-se no diâmetro interno do tubo e calcula-se através da velocidade mássica da água de processo,  $G$ , onde

$$G = \frac{\dot{m}_f}{\left( N_t \cdot \frac{\pi D_i^2}{4} \right)} \quad (20)$$

**Condensação de um refrigerante.** Para o cálculo do coeficiente local de transferência de calor na condensação considera-se a correlação de Shah (1979). Esta correlação baseia-se numa extensa base de dados experimentais para várias substâncias e condições de trabalho e permite calcular o coeficiente local de transferência de calor na condensação em função do título,  $x$ ,

$$\text{Nu}(x) = \text{Nu}_l \left[ (1-x)^{0.8} + \frac{3.8x^{0.76}(1-x)^{0.04}}{p_r^{0.38}} \right] \quad (21)$$

e

$$h_i(x) = \frac{\text{Nu}(x) \cdot k_f}{D_i} \quad (22)$$

onde  $p_r$  é a pressão reduzida do refrigerante, definida em termos da pressão crítica,  $p_c$ .  $\text{Nu}_l$  é o número de Nusselt que seria obtido se o refrigerante escoasse como líquido saturado, podendo ser avaliado pela correlação de Dittus-Boelter, anteriormente referida,

$$\text{Nu}_l = 0,023 \cdot \text{Re}_l^{0.8} \text{Pr}_l^{0.4} \quad (23)$$

Para calcular o coeficiente médio de transferência de calor, é necessário integrar a Eq. (22) ao longo da extensão total do tubo do condensador. Para tanto, admite-se um fluxo de calor específico uniforme, o que permite relacionar linearmente a distância,  $z$ , com o título, facilitando, com isso a integração. Assumindo que o fluido refrigerante entra no condensador como vapor saturado seco e o deixa como líquido saturado,

$$\bar{h}_i = \frac{1}{L_t} \int_0^{L_t} h_i(z) dz = \int_0^1 h_i(x) dx \quad (24)$$

### 3. RESULTADOS

O modelo desenvolvido nas seções precedentes se caracteriza por uma certa simplicidade, o que facilita sua aplicação a problemas de simulação de sistemas ou no projeto de trocadores de calor evaporativos. Entretanto, os resultados dependem de uma adequada avaliação dos coeficientes de transferência de calor e massa. Estes, especialmente na região envolvendo a água

de transmissão e o ar, estão associados a mecanismos físicos relativamente complexos, o que dificulta a referida avaliação. As correlações das seções precedentes foram sugeridas na literatura aberta, envolvendo desenvolvimentos estritamente empíricos, o que exige uma verificação de seu desempenho no âmbito do modelo de simulação proposto. Nesse sentido, dados de catálogo de um fabricante internacional foram utilizados. Para não alongar demasiadamente a análise, foram considerados três modelos de resfriador evaporativo de água e dois de condensadores evaporativos. Em todos os casos, a simulação foi realizada a partir da geometria dos trocadores de calor. No caso do resfriador, dois efeitos foram avaliados através do comportamento da temperatura de saída da água de processo: o de sua vazão,  $V_f$ , e o da temperatura de bulbo úmido do ar ambiente,  $T_{ar,bu}$ . Os resultados do primeiro efeito são apresentados nas Figs. 3(a) e (b), para dois modelos, onde a temperatura da água de processo na saída é avaliada em função da sua vazão para as demais condições físicas constantes. O efeito da temperatura de bulbo úmido pode ser avaliado pelos resultados das Figs. 4(a) e (b), em que se comparam as temperaturas de saída da água do processo resultantes do modelo e as sugeridas no catálogo do fabricante para uma faixa relativamente ampla da temperatura de bulbo úmido do ar ambiente e três vazões distintas da água do processo. Considerando os reduzidos desvios apresentados pelos resultados do modelo em relação aos de catálogo, como se nota nas Figs. 3 e 4, pode-se concluir que o procedimento proposto é adequado. O mesmo podendo ser dito relativamente às correlações utilizadas, objeto de comentários em parágrafos precedentes.

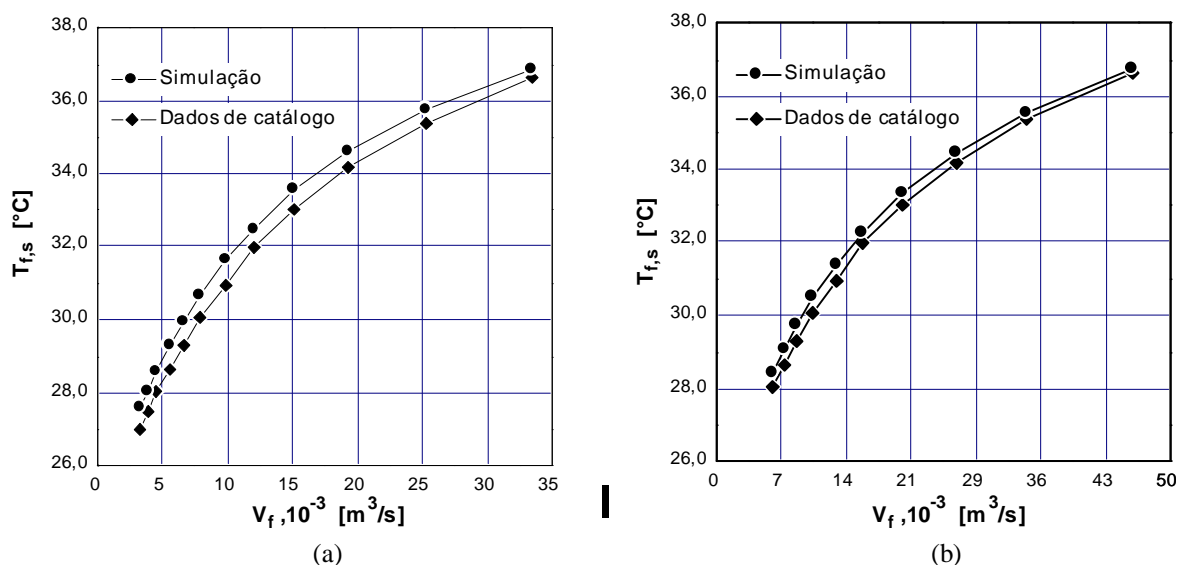


Figura 3 - Comparação dos valores da temperatura da água de processo na saída da serpentina,  $T_{f,s}$  em função da vazão,  $V_f$ , para:  $T_{f,e} = 42^\circ\text{C}$  e  $T_{ar,bu} = 24^\circ\text{C}$ . (a) modelo 1,  $A_{ext} = 92,81 \text{ m}^2$ ,  $V_{ar} = 14,6 \text{ m}^3/\text{s}$ ,  $V_{at} = 0,0139 \text{ m}^3/\text{s}$ ; (b) modelo 2,  $A_{ext} = 128,67 \text{ m}^2$ ,  $V_{ar} = 20,8 \text{ m}^3/\text{s}$ ,  $V_{at} = 0,0192 \text{ m}^3/\text{s}$ .

Os resultados obtidos na simulação de condensadores evaporativos são ilustrados nas Figs. 5(a) e (b). Nestas, avaliou-se o efeito de temperaturas de bulbo úmido sobre a taxa de rejeição de calor, para três temperaturas de condensação distintas. O refrigerante considerado foi o HCFC-22.

Os resultados proporcionados pelo modelo podem ser considerados adequados, especialmente na faixa de temperaturas de projeto típicas no país (temperatura de bulbo úmido



variando entre 14 e 25 °C). Os maiores desvios se verificam nas condições extremas, o que pode ser considerado razoável. O desvio máximo observado foi de 32 %, para o modelo 4 e temperatura de bulbo úmido e de condensação, respectivamente, iguais a 29 °C e 35 °C.

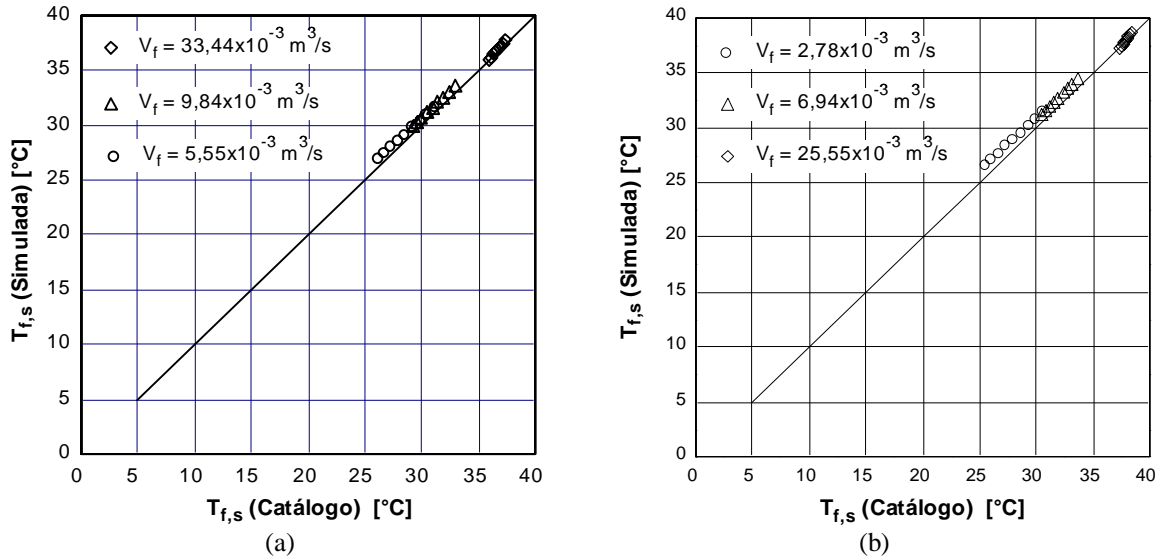


Figura 4 - Comparação dos valores da temperatura da água de processo na saída da serpentina,  $T_{f,s}$ , determinados pelo modelo proposto e os de catálogo, para:  $T_{f,e} = 42^\circ\text{C}$  e  $T_{ar,bu}$  variando entre  $20^\circ\text{C}$  e  $28^\circ\text{C}$ . (a) modelo 1,  $A_{ext} = 92,81 \text{ m}^2$ ,  $V_{ar} = 14,6 \text{ m}^3/\text{s}$ ,  $V_{at} = 0,0139 \text{ m}^3/\text{s}$ ; (b) modelo 3,  $A_{ext} = 60 \text{ m}^2$ ,  $V_{ar} = 7,1 \text{ m}^3/\text{s}$ ,  $V_{at} = 0,0073 \text{ m}^3/\text{s}$ .

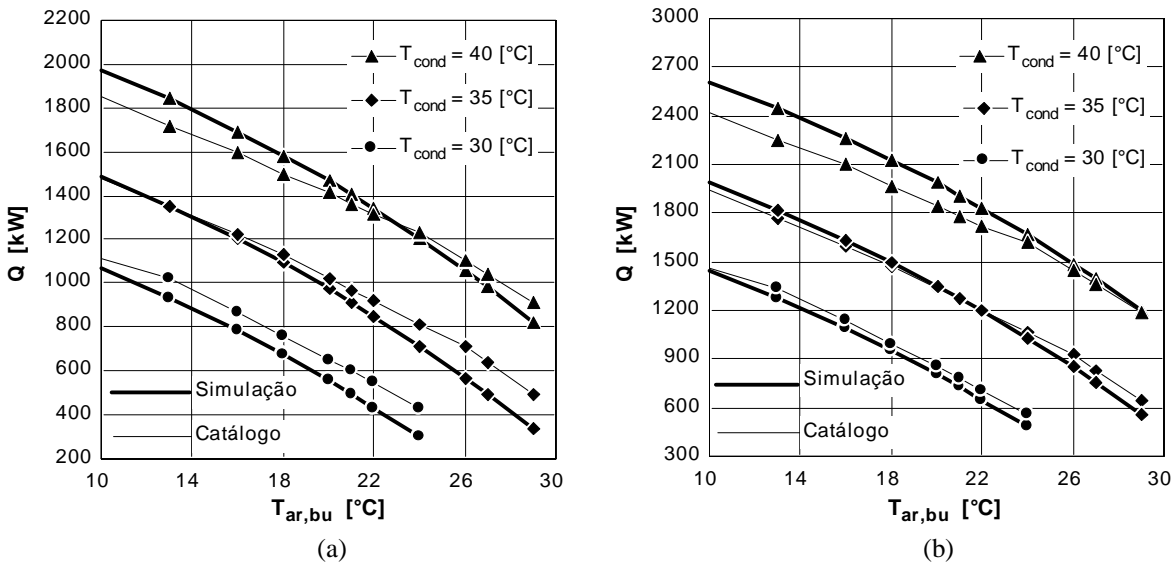


Figura 5 – Taxa de rejeição de calor no condensador em termos da temperatura de bulbo úmido do ar ambiente. Resultados do modelo proposto comparados aos de catálogo. Refrigerante HCFC-22. (a) modelo 4,  $A_{ext} = 192 \text{ m}^2$ ,  $V_{ar} = 22,2 \text{ m}^3/\text{s}$ ,  $V_{at} = 0,0192 \text{ m}^3/\text{s}$ ; (b) modelo 5,  $A_{ext} = 243 \text{ m}^2$ ,  $V_{ar} = 27,7 \text{ m}^3/\text{s}$ ,  $V_{at} = 0,0308 \text{ m}^3/\text{s}$ .

## 4. CONCLUSÕES

O modelo de simulação proposto para trocadores de calor de tipo evaporativo, apesar de sua simplicidade, proporciona resultados satisfatórios. No caso dos resfriadores verifica-se um comportamento mais adequado do modelo. Tal comportamento não se confirmou no caso dos condensadores, embora os resultados obtidos possam ser considerados satisfatórios. Neste caso a correlação utilizada para o cálculo do coeficiente de transferência de calor na condensação pode ter tido alguma influência, já que a resistência térmica dominante é a interna associada à condensação do refrigerante. Uma pesquisa bibliográfica levada a efeito no sentido de levantar as correlações para o coeficiente de transferência de calor na condensação de refrigerantes revelou uma significativa dispersão entre os resultados proporcionados pelas mesmas. Nesse sentido, um trabalho de avaliação do desempenho das distintas correlações no âmbito do modelo está em fase de desenvolvimento, devendo ser objeto de futura publicação.

## REFERÊNCIAS

- Incropera, F. P., and Dewitt, D. P., 1992, Fundamentos da Transferência de Calor e de Massa, Terceira edição, Editora Afiliada, RJ, Brasil.
- Shah, M. M., 1979, A general correlation for heat transfer during film condensation inside pipes, International Journal of Heat and Mass Transfer, vol. 22, p. 547-556.
- Stoecker, W. F., (editor), 1975, Procedures for simulating the performance of components and systems for energy calculations, ASHRAE, 3rd Ed.
- Tezuka, S., Takada, T., and Kasai, S., 1971, Comportement des refroidisseurs à évaporation d'eau, Proceedings of XIII International Congress of Refrigeration, Washington, DC., vol. 2, p. 257-266.
- Zalewski, W., and Gryglaszewski, P. A., 1997, Mathematical model of heat and mass transfer processes in evaporative fluid coolers, Chemical Engineering and Processing, vol. 36, p. 271-280.

## SIMULATION OF EVAPORATIVE HEAT EXCHANGERS

**Abstract.** *Evaporative heat exchangers have found applications in a great number of industrial processes, specially in water cooling and vapors condensation. The heat and mass transfer mechanism at the air water interface is a fairly well known psychrometric process. On the other hand the complex geometry of this interface makes the problem a rather intractable one. Present study deals with a simulation model of evaporative water coolers and condensers for refrigeration applications. It is based upon evaluations of the energy and mass transfer mechanisms involving two regions: the one from bulk air to the air-water interface and the one from water surface to the internal fluid (process fluid). Exhaustive analysis has been performed of several correlations from the literature for the heat and mass transfer processes involved in evaporative coolers. Results from the model have been compared to those from manufacturers catalogues with an expressive degree of agreement between them.*

**Key-words:** *Evaporative heat exchangers, refrigerants, evaporative condensers.*