

## CORRELAÇÕES DE TRANSFERÊNCIA DE CALOR E MASSA PARA RESFRIADORES EVAPORATIVOS – ESTUDO COMPARATIVO

Luben Cabezas Gómez – e-mail: [lubencg@sc.usp.br](mailto:lubencg@sc.usp.br)

João Roberto Bastos Zoghbi Filho – e-mail: [jrzoghbi@sc.usp.br](mailto:jrzoghbi@sc.usp.br)

José M. Saiz Jabardo – e-mail: [mjabardo@sc.usp.br](mailto:mjabardo@sc.usp.br)

Departamento de Engenharia Mecânica, Escola de Engenharia de São Carlos, USP. Av. Trabalhador São-carlense, N° 400-Centro, São Carlos, SP. CEP 13566-590.

**Resumo.** Resfriadores evaporativos são extensivamente utilizados em processos industriais nas operações de resfriamento de água. Os mecanismos físicos de transferência de calor e massa são complexos, devido a geometria sinuosa da interface ar-água. Como resultado, as correlações que representam estes mecanismos são escassas. Este artigo considerou algumas das mais representativas correlações da literatura. Com intuito de avaliar o desempenho destas, um modelo de simulação, desenvolvido em outro trabalho, foi aplicado para quatro resfriadores evaporativos comerciais. Correlações para os coeficientes de transferência de calor e massa foram sucessivamente introduzidas no modelo de simulação e seus resultados comparados com os dados de catálogo do fabricante. O desvio máximo obtido foi de 6%, sendo a correlação de Tezuka et al. (1971) a que mostrou-se mais ajustada aos dados de catálogo.

**Palavras-chave:** Resfriadores evaporativos, transferência de calor e massa, correlações.

### 1. INTRODUÇÃO

O resfriamento evaporativo da água é um dos mecanismos mais difundidos em processos que envolvem transferência de calor com a água. Atualmente pode ser encontrado em torres de resfriamento, resfriadores de água, lavadores de ar e condensadores evaporativos para a indústria frigorífica. Apesar do amplo espectro de aplicações e de seu uso intensivo na indústria 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, os mecanismos físicos intervenientes, o resfriamento evaporativo entre eles, ainda não foram adequadamente correlacionados, pelo menos, no âmbito da literatura aberta. Embora se reconheça a necessidade de ensaios experimentais, a análise crítica dos modelos e correlações da literatura constitui um passo indispensável para uma melhor compreensão daqueles mecanismos. Tal análise constitui o objetivo principal deste trabalho. Nesse sentido, inicialmente serão apresentadas várias correlações da literatura envolvendo a transferência de calor e massa entre a água de transmissão e o ar exterior à superfície. O trabalho

se estenderá à aplicação de um modelo matemático relativamente simples do trocador de calor (Cabezas e Jabardo, 1999) para teste das correlações estudadas e, finalmente, apresentará os resultados do modelo aplicado a várias unidades comerciais, comparando-os com dados de catálogo dos fabricantes. Finalmente, é importante lembrar que análises “integrals”, como a levada a cabo no presente trabalho, em que pese sua simplicidade e importância na análise do comportamento global de determinado equipamento, podem mascarar certos mecanismos físicos locais.

## 2. MODELO MATEMÁTICO

Os resfriadores evaporativos são constituídos, como regra geral, de um banco de tubos, operando como serpentina, sobre os quais é borrifada água, denominada 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 (normalmente água). A Fig. 1 ilustra, esquematicamente, um resfriador evaporativo em que o ar circula em contra corrente, condição de escoamento que é assumida no modelo. A água de transmissão atua como meio de resfriamento do tubo, através da transferência de calor e massa com o ar.

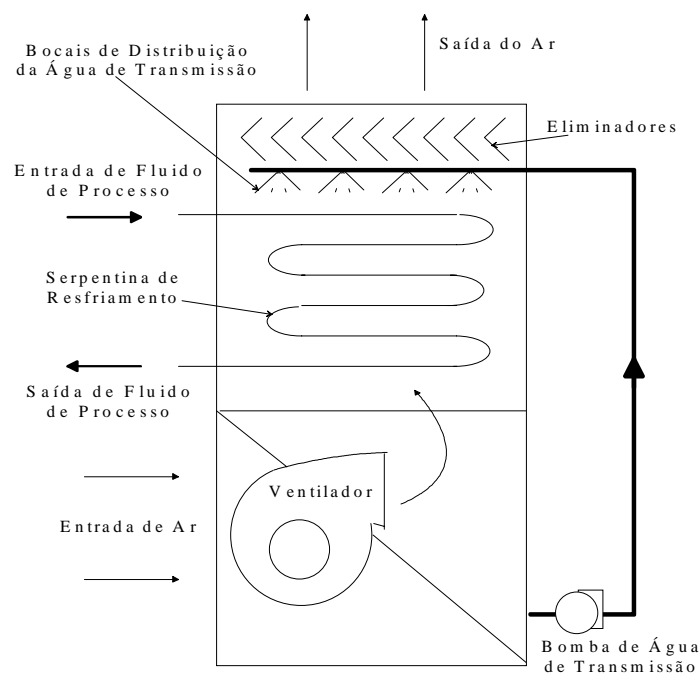


Figura 1. – Diagrama esquemático de um resfriador evaporativo, Zalewski *et al.* (1997).

No desenvolvimento do modelo matemático foram consideradas várias hipóteses, sendo a mais significativa a consideração de um processo isotérmico na água de transmissão. Esta hipótese é fundamental para o desenvolvimento do modelo, que considera duas regiões distintas: (a) Região 1: lado do ar e (b) Região 2: envolvendo a água de transmissão e a de processo, 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, dos circuitos paralelos, correspondesse àquele de um tubo reto em que o fluido que escoar pelo seu interior troca calor

com um meio a temperatura constante, resultando, assim, uma 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) (Cabezas e Jabardo, 1999). Para efeito de melhor esclarecimento proceder-se-á a uma breve descrição do modelo.

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

A análise da região no lado do ar envolve as seguintes hipóteses básicas: propriedades de transporte constantes; temperatura uniforme da água de transmissão ao longo do trocador; número de Lewis,  $Le$ , unitário para efeito de aplicação da analogia de Chilton – Colburn (entre as transferências de calor e massa). Nessas condições, as equações da Conservação da Energia e do Salto Entálpico (análoga à equação do resfriamento de Newton, mas envolvendo uma diferença de entalpias resultante da transferência simultânea de calor e massa) aplicadas a um volume elementar podem ser integradas ao longo do trocador de calor, resultando:

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

onde  $i_{ar,s}$  e  $i_{ar,e}$  representam a entalpia do ar na saída e na entrada do trocador, respectivamente,  $Q$  é a taxa de transferência,  $\dot{m}_{ar}$  é a vazão de ar,  $K_{ar}$  corresponde a uma “condutância” média de massa e  $\Delta i_m$  a diferença média (logarítmica) de entalpias no lado do ar,

$$K_{ar} = \frac{h_c A_{ext}}{c_{par,u}} \quad (2)$$

e

$$\Delta i_m = \frac{i_{ar,s} - i_{ar,e}}{\ln \frac{i_{ar,s} - i_{ar,t}}{i_{ar,e} - i_{ar,t}}} \quad (3)$$

sendo  $h_c$  o coeficiente de transferência de calor por convecção,  $c_{par,u}$  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  $A_{ext}$  a área total exterior de transferência de calor do trocador determinada por

$$A_{ext} = \pi D_o \cdot L \cdot N_f \cdot N_t = \pi D_o \cdot L_t \cdot N_t \quad (4)$$

onde  $D_o$  e  $L$  são, respectivamente, o diâmetro externo e o comprimento horizontal dos tubos,  $N_f$  é o número 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. (4)”.

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

A taxa de transferência de calor pode ser escrita como:

$$Q = \dot{m}_f c_{p,f} (T_{f,e} - T_{f,s}) = U_{ext} A_{ext} \Delta T_m \quad (5)$$

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. O coeficiente “global” de transferência de calor, referido à área exterior,  $U_{ext}$ , é dado pela seguinte expressão:

$$U_{ext} = \left( \frac{D_o}{D_i} \frac{1}{h_i} + \frac{D_o}{2k_{aço}} \ln \left( \frac{D_o}{D_i} \right) + \frac{1}{h_e} \right)^{-1} \quad (6)$$

ao passo que a diferença média entre as temperaturas da água de transmissão e a de processo,  $\Delta T_m$ , é dada por:

$$\Delta T_m = \Delta T_{ln} = \frac{T_{f,e} - T_{f,s}}{\ln \frac{T_{f,e} - T_{at}}{T_{f,s} - T_{at}}} \quad (7)$$

onde  $D_i$  é o diâmetro interno do tubo, e  $h_i$  é o coeficiente de transferência de calor por convecção entre o fluido de processo e a superfície interior do tubo. As equações utilizadas na determinação dos coeficientes de transferência de massa,  $K_{ar}$ , e de transferência de calor por convecção no lado exterior,  $h_e$  são apresentadas na seguinte seção. Para o cálculo de  $h_i$  utiliza-se a conhecida correlação de Dittus & Boelter apud Incropera and DeWitt (1992), ver Cabezas e Jabardo (1999).

### 3. CORRELAÇÕES DA LITERATURA

#### 3.1 Coeficiente de transferência de calor, $h_e$

O coeficiente de transferência de calor médio por convecção da água de transmissão,  $\bar{h}_e$ , de acordo com Tezuka *et al.* (1971), é expresso por:

$$\bar{h}_e = (0,244) \cdot \left( \frac{A_{ar} H}{A_{ext}} \right) \cdot \left( \frac{\dot{m}_{at}}{A_{at}} \right)^{0,18} \cdot \left( \frac{\dot{m}_{ar}}{A_{ar}} \right)^{1,17} \quad (8)$$

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

$$A_{at} = A_{ar} = (N_t / 2) \cdot S_h \cdot L \quad (9)$$

$$H = (2 \cdot N_f - 1) \cdot S_v \quad (10)$$

onde  $S_h$  é 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.

Parker and Treybal (1961) propuseram uma correlação, também utilizada por Peterson *et al.* (1988), segundo o qual:

$$\bar{h}_e = (982 + 15,58 \cdot T_{at}) \cdot (\Gamma/D_o)^{1/3} \quad \text{para } 1,36 < (\Gamma/D_o) < 3 \quad (11)$$

onde  $\Gamma$  representa a vazão mássica de água de transmissão por circuito por unidade de comprimento, isto é,

$$\Gamma = \dot{m}_{at} / (N_t L) \quad (12)$$

Zalewski and Gryglashewski (1997) sugerem o uso da correlação de Tovar *et al.* apud Zalewski and Gryglashewski (1997), para película descendente da água em tubos horizontais, segundo a qual:

$$\bar{h}_e = k_{at} Nu_{at} \left( \frac{g}{v_{at}^2} \right)^{1/3} \quad (13)$$

onde  $k_{at}$  e  $v_{at}$  são, respectivamente, a condutividade térmica e a viscosidade cinemática da água de transmissão,  $g$ , a aceleração da gravidade e  $Nu_{at}$ , o número de Nusselt, dado pelas seguintes expressões:

- $Nu_{at} = 3,3 \cdot 10^3 Re_{at}^{0,3} Re_{ar}^{0,15} Pr_{at}^{0,61}$  para  $690 < Re_{ar} < 3000$  (14)

- $Nu_{at} = 1,1 \cdot 10^{-2} Re_{at}^{0,3} Pr_{at}^{0,62}$  para  $3000 < Re_{ar} < 6900$  (15)

- $Nu_{at} = 0,24 Re_{at}^{0,3} Re_{ar}^{-0,36} Pr_{at}^{0,62}$  para  $Re_{ar} > 6900$  (16)

válidas para a seguinte faixa de valores dos números de Prandtl e Reynolds associados à água de transmissão: ( $4,3 < Pr_{at} < 11,3$ ) e ( $160 < Re_{at} < 1360$ ).  $Re_{ar}$  é o número de Reynolds relativo ao escoamento de ar. Os números de Reynolds são definidos através das seguintes relações:

$$Re_{at} = \frac{4G_{at}}{\mu_{at}} \quad (17)$$

$$Re_{ar} = \frac{w_o D_o \rho_{ar}}{\mu_{ar}} \quad (18)$$

onde  $G_{at}$  representa a vazão mássica de água de transmissão por unidade de comprimento considerando apenas um lado do tubo, podendo ser calculado como:

$$G_{at} = \frac{\dot{m}_{at}}{2N_t L} \quad (19)$$

O termo da Eq. (19) merece alguns comentários. Trata-se da velocidade relativa do ar (em relação à água de transmissão), tendo sido introduzido para incorporar seu efeito no coeficiente de transferência de calor. Deve-se observar que  $w_o$  é avaliado na seção de área mínima de passagem, levando em consideração a espessura da película de água de transmissão. Para um arranjo triangular pode ser avaliado pela seguinte equação (Zalewski, 1993):

$$w_o = (3G_{at}) / (2\delta_{at}\rho_{at}) + AV_{ar} \quad (20)$$

onde a primeira parcela representa a velocidade da água de transmissão e a segunda representa a velocidade máxima do ar, sendo: A um coeficiente determinado pelo procedimento de Grimison apud Incropera and DeWitt (1992) e Zalewski (1993) para escoamento de ar através de um banco de tubos. A espessura do filme de água de transmissão,  $\delta_{at}$ , pode ser determinada a partir do problema de película descendente em uma parede plana, de acordo com a seguinte expressão:

$$\delta_{at} = \left( \frac{3G_{at}\mu_{at}}{g\rho_{at}^2} \right)^{1/3} \quad (21)$$

onde  $\rho_{at}$  e  $\mu_{at}$ , são respectivamente, a densidade e a viscosidade dinâmica da água de transmissão.

A correlação proposta por Webb and Villacres (1984) para coeficiente de transferência de calor,  $\bar{h}_e$ , pode ser descrita como:

$$\bar{h}_e = (232,466) \cdot \left( 735,786 \cdot \frac{\dot{m}_{at}}{\rho_{at} A_{at}} \right)^{1/3} \quad (22)$$

### 3.2 Coeficiente de transferência de massa, $K_{ar}$

O coeficiente de transferência de massa,  $K_{ar}$ , proposto por Tezuka *et al.* (1971) é dado pela seguinte expressão:

$$K_{ar} = 3.6 \left( \frac{A_{ar} H}{3600} \right) \left( 3600 \frac{\dot{m}_{at}}{A_{at}} \right)^{0.6} \left( 3600 \frac{\dot{m}_{ar}}{A_{ar}} \right)^{0.35} \quad (23)$$

Parker and Treybal (1961), por seu lado, propuseram uma expressão, também adotada por Peterson *et al.* (1988), segundo a qual:

$$K_{ar} = 0,0493 \left\{ \frac{\dot{m}_{ar}}{(S_h - D_o) \cdot (N_t/2) \cdot L} (1 + W_m) \right\}^{0,905} \quad (24)$$

onde  $W_m$  representa a umidade absoluta do ar na entrada do trocador de calor.

Zalewski and Gryglashewski (1997) avaliam o coeficiente de transferência de massa,  $K_{ar}$ , pela relação de Lewis, resultado da analogia entre a transferência de calor e massa:

$$\frac{\bar{h}_{ar}}{K_{ar} c_{par,u}} = Le^{1-n} \quad (25)$$

O número de Lewis,  $Le$ , é considerado constante e igual a 0,865 para misturas psicrométricas de ar/vapor de água. O valor do expoente  $n$  depende do regime de escoamento do ar, sendo  $n = 0,33$ , para um escoamento turbulento. O coeficiente de transferência de calor do ar úmido,  $h_{ar}$ , entre a película da água de transmissão e o ar é obtido utilizando a relação sugerida no trabalho de Grimison apud Zalewski and Gryglashewski (1997):

$$\bar{h}_{ar} = \frac{Nu_{ar} k_{ar}}{D_o} \quad (26)$$

sendo o número de Nusselt para o ar úmido,  $Nu_{ar}$ , calculado pelas seguintes relações em função da geometria do banco de tubos. Para um arranjo triangular do banco de tubos:

$$Nu_{ar} = a_0 \left( \frac{S_h}{D_o} \right)^{a_1} \left( \frac{S_v}{D_o} \right)^{a_2} \left( \frac{S_h}{S_v} \right)^{a_3} R_s^{a_4} Re_{ar}^{a_5} Pr_{ar}^{0,33} \quad (27)$$

onde:  $a_0 = 0,55101$ ;  $a_1 = 9,8464$ ;  $a_2 = -9,8979$ ;  $a_3 = -9,8556$ ;  $a_4 = 0,064556$ ; e  $a_5 = 0,56537$  e  $R_s$  é dado pela relação:

$$R_s = \left( \frac{S_h}{D_o} - 1 \right) \left[ 2 \left( 0,25 \left( \frac{S_h}{D_o} \right) + \left( \frac{S_v}{D_o} \right) \right)^{0,5} - 1 \right]^{-1} \quad (28)$$

Estas equações são válidas para trocadores de calor com 10 ou mais fileiras de tubos. No caso de  $N_f < 10$ , o número de Nusselt pode ser calculado por:

$$Nu_{ar} = Nu_{ar}(10) \left( \frac{N_f}{10} \right)^{0,12} \quad (29)$$

Mizushina *et al.* apud Webb and Villacres (1984) sugerem o uso da seguinte correlação:

$$K_{ar} = (1,1121 \cdot 10^{-4} A_{ext}) \left( 1472,687 \cdot \frac{\dot{m}_{at}}{\rho_{at} A_{at}} \right)^{0,15} \left( 196,85 \cdot \frac{\dot{m}_{ar}}{\rho_{ar} A_{ar}} \right)^{0,9} \left( \frac{D_o}{0,3048} \right)^{-0,55} \quad (30)$$

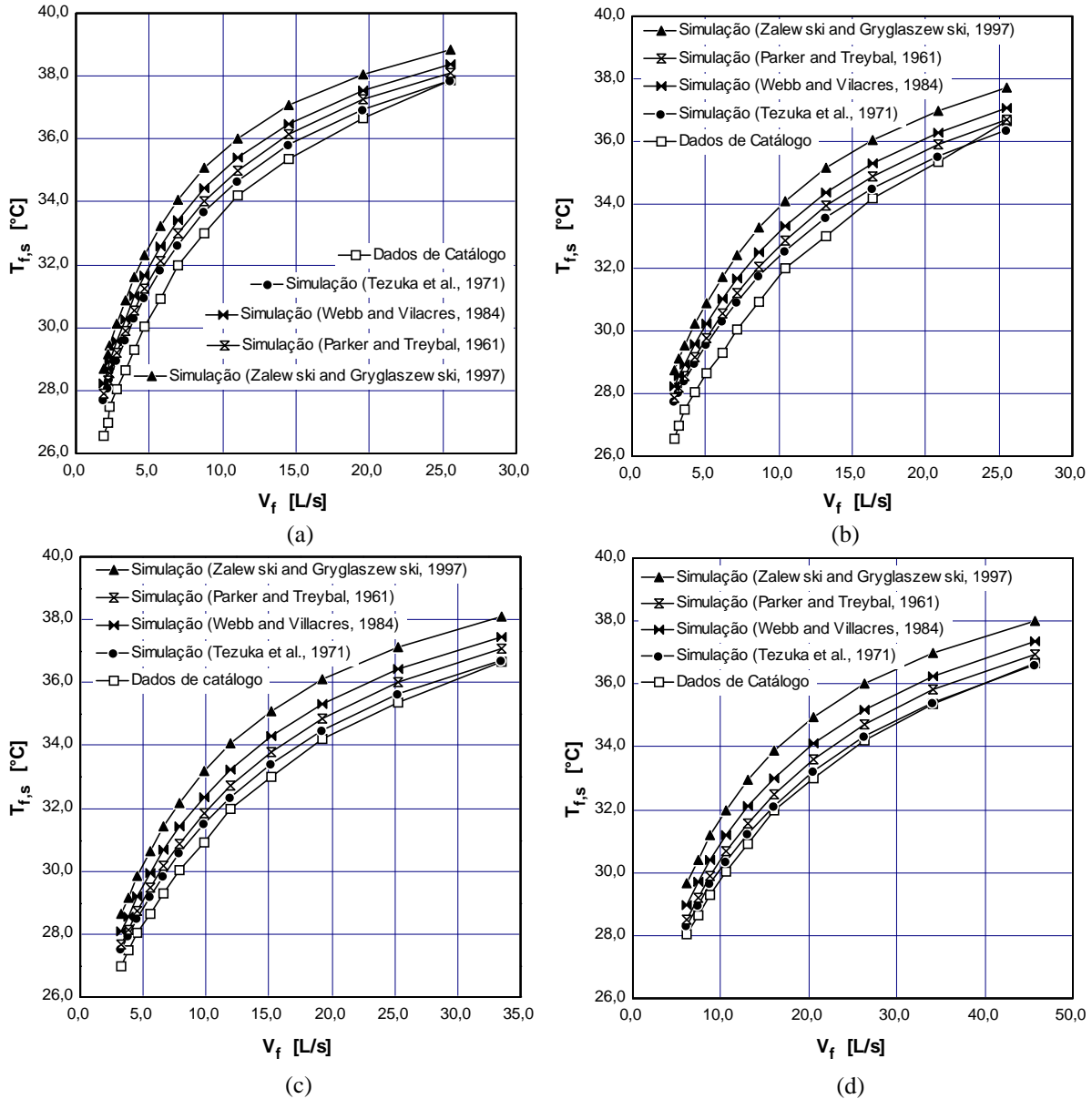
#### 4. RESULTADOS

O modelo descrito nas seções precedentes caracteriza-se por uma certa simplicidade, o que facilita sua aplicação em problemas de simulação de sistemas e projeto de resfriadores evaporativos. Entretanto, sua precisão depende de uma adequada avaliação dos coeficientes de transferência de calor e massa envolvidos. Estes, especialmente aqueles da região que envolve o ar e a superfície da água de transmissão, estão associados a mecanismos físicos relativamente complexos, o que dificulta sua avaliação. As correlações das seções precedentes caracterizam-se por envolver um certo empirismo, o que torna questionável sua generalização a condições operacionais distintas daquelas para as quais foram levantadas. É necessário, portanto, avaliá-las no âmbito de aplicação do modelo proposto. Nesse sentido, para efeito de referência, foram utilizados quatro modelos de resfriador evaporativo de água de um fabricante internacional, com desempenho térmico e geometria obtidos de catálogo técnico. A simulação dos resfriadores foi realizada em termos da temperatura de saída da água do processo,  $T_{f,s}$ , em função de sua vazão,  $V_f$ , permanecendo constantes os demais parâmetros operacionais. Nas curvas das Figs 2(a) a (d), o modelo foi implementado incorporando, sucessivamente, as distintas correlações para os coeficientes de transferência de calor e massa das seções precedentes. Uma análise criteriosa das referidas figuras permite extrair conclusões interessantes sobre o desempenho das distintas correlações, sendo a seguir sumariamente apresentadas e discutidas.

- (1) Como seria de esperar, todas as correlações proporcionam resultados qualitativamente semelhantes, embora apresentem desvios em relação aos dados de catálogo que variam com o modelo adotado e a vazão da água de processo.
- (2) As correlações que proporcionam maiores desvios em relação aos dados de catálogo foram as de Zalewski *et al.* (1997), apresentando um afastamento máximo da ordem de 6%, que, dadas as circunstâncias, pode ser considerado um excelente resultado.
- (3) As correlações de Tezuka *et al.* (1971) foram as que melhor se adequaram aos dados de catálogo, tendo apresentado desvios reduzidos, certamente inferiores ao nível das incertezas envolvidas em sua avaliação. Tais correlações também foram avaliadas aplicando o modelo de simulação a outros resfriadores e a condensadores evaporativos, tendo se mostrado, de forma geral, adequada aos dados de catálogo dos fabricantes.
- (4) Os desvios mínimos tendem a ocorrer a vazões reduzidas da água de processo, embora, para certas correlações, ocorram na faixa de vazões mais elevadas, como é o caso daquelas de Tezuka *et al.* (1971).
- (5) O comportamento do item anterior deixa claro que a adequação das correlações aos resultados de catálogo (supostamente obtidos por ensaios em bancos de prova) depende da faixa de valores dos parâmetros operacionais e, eventualmente, geométricos, para os quais foram ajustadas empiricamente. É interessante notar que as correlações de Tezuka *et al.* (1971), levantadas a partir de ensaios com protótipos de resfriadores, tenham proporcionado melhores resultados que as outras, ajustadas empiricamente a partir de condições operacionais e geometrias que não correspondem aos equipamentos reais.
- (6) Os resultados da Fig. 2 revelam que o modelo, independentemente da particular correlação adotada, tende a superestimar a temperatura de saída do fluido de processo em relação àquela de catálogo. É difícil justificar tal comportamento face a alguma característica peculiar do modelo ou das correlações associadas em virtude das limitadas informações disponíveis relativamente às condições para as quais os dados de catálogo foram levantados.



(7) Os resultados das Figs. 2(a) a (d) deixam clara a adequação do modelo “global” proposto e, até certo ponto, das correlações levantadas neste estudo, especialmente as de Tezuka *et al.* (1971), à simulação e projeto de resfriadores evaporativos. A utilização de tal modelo na simulação de sistemas térmicos compostos de um número elevado de componentes é recomendada por sua simplicidade e precisão.



**Figura 2.** – Temperatura de saída,  $T_{f,s}$ , em função da vazão da água de processo,  $V_f$ , para:  $T_{f,e} = 42^\circ\text{C}$  e  $T_{ar,bu} = 24^\circ\text{C}$ . (a) unidade 1,  $A_{ext} = 60\text{ m}^2$ ,  $V_{ar} = 7,1\text{ m}^3/\text{s}$ ,  $V_{at} = 0,0073\text{ m}^3/\text{s}$ ; (b) unidade 2,  $A_{ext} = 80,55\text{ m}^2$ ,  $V_{ar} = 10,9\text{ m}^3/\text{s}$ ,  $V_{at} = 0,0095\text{ m}^3/\text{s}$ ; (c) unidade 3,  $A_{ext} = 92,81\text{ m}^2$ ,  $V_{ar} = 14,6\text{ m}^3/\text{s}$ ,  $V_{at} = 0,0139\text{ m}^3/\text{s}$ ; (d) unidade 4,  $A_{ext} = 128,67\text{ m}^2$ ,  $V_{ar} = 20,8\text{ m}^3/\text{s}$ ,  $V_{at} = 0,0192\text{ m}^3/\text{s}$ .

## 5. CONCLUSÕES

Embora os resultados proporcionados pelas distintas correlações consideradas neste estudo sejam satisfatórios, como demonstrado nas Figs. 2 (a) a (d), sua aplicação a problemas de simulação e projeto de resfriadores evaporativos deve obedecer a critérios de compatibilidade com as condições operacionais (e geométricas) a partir das quais foram empiricamente ajustadas. De forma geral, os desvios em relação aos dados de catálogo resultaram inferiores a 6%, índice obtido para a correlação de Zalewski *et al.* (1997). A correlação de Tezuka *et al.* (1971) proporcionou os resultados que melhor se adequaram aos dados de catálogo, razão pela qual sua utilização é recomendada em modelos globais de simulação de resfriadores evaporativos.

## REFERÊNCIAS

- Cabezas, L. G., Jabardo, J. S. M., 1999, Simulação de Trocadores Evaporativos, XV Congresso Brasileiro de Engenharia Mecânica, Águas de Lindóia, São Paulo, Brasil. (CD-Rom).
- Incropera, F. P., and DeWitt, D. P., 1992, Fundamentos da Transferência de Calor e de Massa, Terceira edição, Editora Afiliada, RJ, Brasil.
- Parker, R. O., Treybal, R. E., 1961, Heat and Mass Transfer Characteristics of Evaporative Cooler, Chemical Engineering Progress Symposium Series, vol.57, no. 32, p. 138-149.
- Peterson, D., Glasser, D., Williams, D., Ramsden, R., 1988, Predicting the performance of an evaporative condenser, Journal of Heat Transfer, Transactions of the ASME, vol.110, p.748-753.
- 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.
- Webb, R. L. and Villacres, A., 1984, Algorithms for Performance Simulation of Cooling Towers, Evaporative Condensers, and Fluid Coolers, ASHRAE Transactions 90 (Part 2B), p.416-458.
- Zalewski, W., 1993, Mathematical Model of Heat and Mass Transfer Process in Evaporative Condensers, International Journal of Refrigeration, Vol.16, No.1, p.23-30.
- 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.

### HEAT AND MASS TRANSFER CORRELATIONS FOR EVAPORATIVE CONDENSERS – COMPARATIVE STUDY

**Abstract.** *Evaporative coolers are extensively used by the process industry for water cooling operations. Physical mechanisms of heat and mass transfer involved are complex and so is the geometry of the air/water interface. As a result, heat and mass transfer correlations representative of these mechanisms are scarce. This paper has considered some of the most representative correlations of the literature. In order to evaluate their performance, a simulation model developed elsewhere has been applied to four commercial evaporative coolers. Heat and mass transfer correlations have been successively introduced into the simulation model and results compared with manufacturer catalogue data. The maximum obtained deviation was 6%, the correlation by Tezuka *et al.* (1971) being the one that best fitted the catalogue data.*

**Key-words:** *Evaporative Coolers, Heat-and-Mass Transfer, Correlations.*