

MODELAGEM DA EFICIÊNCIA DE RESFRIAMENTO (η) EVAPORATIVO EM SISTEMAS DE PLACAS POROSAS UMEDECIDAS

TADAYUKI YANAGI JR ¹, VALCIMAR F. DE CARVALHO ², SÍLVIA N. M. YANAGI³,
FLÁVIO A. DAMASCENO ⁴

1 Eng. Agrícola, Prof. Doutor, DEG/UFLA, Lavras, MG

2 Bacharel em Ciência da Computação, Mestrando em Eng. Agrícola, UFLA, Lavras, MG.

3 Meteorologista, Doutoranda em Meteorologia Agrícola, UFV, Viçosa, MG.

4 Graduando em Eng. Agrícola, UFLA, Lavras, MG

Escrito para apresentação no
XXXV Congresso Brasileiro de Engenharia Agrícola
31 de julho a 4 de agosto de 2006 – João Pessoa – PB

RESUMO: O objetivo do presente trabalho é a modelagem da eficiência de resfriamento evaporativo (η) de placas porosas umedecidas (PAD) com base em equações de transferência de calor e massa em regime permanente. Como dado de entrada para o modelo, utilizou-se a temperatura, umidade relativa e vazão mássica do ar que atravessa o PAD; a temperatura e vazão mássica da água que molha o material poroso umedecido; a área específica e diâmetro médio do material para preenchimento do PAD; e as dimensões do PAD. O modelo pode ser usado na determinação da η de sistemas de resfriamento evaporativo compostos por materiais aproximadamente esféricos, tal como a argila expandida. Ademais, propicia melhor compreensão dos processos envolvidos no resfriamento evaporativo do ar que atravessa a placa porosa umedecida, fornecendo *insights* sobre o sistema.

PALAVRAS-CHAVE: resfriamento evaporativo, modelo matemático, simulação

MODELING EVAPORATIVE COOLING EFFICIENCY (η) OF PAD SYSTEMS

ABSTRACT: The goal of the present work is modeling the pad cooling efficiency (η) based on steady-state heat and mass transfer equations. As input data to model, it was used the temperature, humidity and mass flow rate of air that pass through the PAD; the temperature and mass flow rate of water that wet the PAD material; the specific area and diameter of the material used to fill the PAD and PAD dimensions. The model can be used in the determination of η of evaporative cooling systems composed by approximately spherical materials, such as the expanded clay. In addition it can provide a better understanding of the processes involved in the evaporative cooling of the air that pass through the PAD, providing insights about the system.

KEYWORDS: evaporative cooling, mathematical model, simulation

INTRODUÇÃO: Sistemas de resfriamento evaporativo do tipo material poroso umedecido (PAD) têm sido amplamente utilizados em galpões climatizados para criação de frangos de corte devido à boa relação custo/benefício. Nestes sistemas, a quantificação da eficiência de resfriamento (η) é de grande importância para avaliar a sua condição de funcionamento, sendo η dependente das temperaturas de bulbo seco e bulbo úmido do ar antes de atravessar o PAD ($T_{bs,i}$, $T_{wb,i}$, respectivamente, °C) e de bulbo seco após atravessá-lo ($T_{bs,o}$, °C), conforme equação 1 (ASHRAE, 1992).

$$\eta = \left[\frac{(T_{bs,i} - T_{bs,o})}{(T_{bs,i} - T_{wb,i})} \right] \cdot 100 \quad (1)$$

Diversos estudos têm sido conduzidos visando avaliar e/ou comparar a η de sistemas PADs (KOCA et al., 1991; SILVA, 2002; VIGODERIS, 2002). Dentre os materiais utilizados em sistemas PAD, as placas de celulose têm sido amplamente utilizadas, porém, a baixa durabilidade, a fragilidade física e o alto custo, são inconvenientes observados neste tipo de material. Assim, tem-se buscado o uso de materiais alternativos na construção de PADs, tal como a argila expandida, que possui leveza, resistência, inércia química, estabilidade dimensional, incombustibilidade e baixo custo (SILVA, 2002). Atualmente, a seleção do diâmetro médio da argila expandida e a espessura da placa porosa têm sido feitas por meio de resultados obtidos em ensaios de laboratório e experimentos de campo. Desta forma, verifica-se a necessidade de um estudo mais teórico, utilizando a modelagem matemática, para que se possa conhecer os processos envolvidos nas transferências de calor e massa. Neste contexto, o desenvolvimento de um modelo para prever η é de grande importância, pois auxilia no estudo do grau de sensibilidade das variáveis relacionadas ao projeto do PAD sobre a η , permitindo assim, auxiliar no desenvolvimento de projetos de placas porosas mais eficientes para uso em instalações zootécnicas. Assim, com base no exposto, objetivou-se com o presente trabalho modelar a η em sistemas de resfriamento evaporativo do tipo material poroso umedecido.

DESENVOLVIMENTO DO MODELO: Um modelo matemático para a predição da η de sistemas de resfriamento do tipo material poroso umedecido (PAD) foi desenvolvido com base em equações de transferências de calor e massa. A transferência de calor sensível entre o ar e a película de água existente sobre o material poroso pode ser expressa pela equação 2, que após ser integrada (equação 3), resulta na equação 4, que prediz a temperatura do ar após atravessar o PAD.

$$dq_{a,s} = \dot{m}_a \cdot c_{p,a} \cdot dT_{bs} = h \cdot (T_w - T_{bs}) \cdot dA \quad (2)$$

$$\int_{T_{bs,i}}^{T_{bs,o}} \frac{1}{(T_w - T_{bs})} \cdot dT_{bs} = \frac{h}{\dot{m}_a \cdot c_{p,a}} \cdot \alpha \cdot W \cdot H \cdot \int_0^L dx \quad (3)$$

$$T_{a,o} = T_w + (T_{a,i} - T_w) \cdot e^{-\frac{h}{\dot{m}_a \cdot c_{p,a}} \cdot \alpha \cdot W \cdot H \cdot L} \quad (4)$$

De forma análoga ao balanço de calor, pode-se fazer o balanço de massa (equação 5), que após algumas substituições e posteriormente integrada (equação 6), resulta na equação 7, usada para a predição da razão de mistura do ar após atravessar o PAD ($\omega_{a,o}$).

$$\dot{m}_a \cdot d\omega_A = k_d \cdot [\omega_{A,s}(T_w) - \omega_A] \cdot dA \quad (5)$$

$$\int_{\omega_{a,i}}^{\omega_{a,o}} \frac{1}{\omega_{A,s}(T_w) - \omega_A} \cdot d\omega_A = \frac{h_m \cdot \rho_a}{\dot{m}_a} \cdot \alpha \cdot W \cdot H \cdot \int_0^L dx \quad (6)$$

$$\omega_{a,o} = \omega_{a,s}(T_w) - [\omega_{a,s}(T_w) - \omega_{a,i}] \cdot e^{-\frac{h_m \cdot \rho_a}{\dot{m}_a} \cdot \alpha \cdot W \cdot H \cdot L} \quad (7)$$

Para o cálculo do coeficiente de transferência de massa (h_m) foi utilizada a equação 8, em que o fator j_h de Colburn foi calculado pela equação 9, proposta por INCROPERA & WITT (1992). A equação 9 é válida para o número de Prandtl de aproximadamente 0,7 e número de Reynolds entre 90 e 4000.

$$h_m = 0,929 \cdot j_h \cdot V \quad (8)$$

$$j_h = (2,06 \cdot Re_D^{-0,575}) / \epsilon \quad (9)$$

Com base nos dados de entrada da temperatura e umidade relativa do ar antes de atravessar o PAD ($T_{bs,i}$ e UR_i , respectivamente), calculou-se a temperatura de bulbo úmido ($T_{wb,i}$). Com os valores de

$T_{bs,i}$ e $T_{wb,i}$ associados ao de $T_{bs,o}$, obtido pela equação 4, obteve-se a η (equação 1). Para o cálculo das demais variáveis psicrométricas utilizou-se a metodologia proposta por WILHELM (1976).

SIMULAÇÕES: Diversas simulações foram feitas para a predição do comportamento da $T_{bs,o}$, UR_o e η em função da temperatura do ar antes de atravessar o PAD ($T_{bs,i}$ de 25°C a 45°C) (Figura 1). Considerou-se que as dimensões da placa eram de 11,70m x 2,00m x 0,075m, diâmetro do material usado no preenchimento da placa de resfriamento evaporativo (D) de 10 mm, umidade relativa externa (UR_i) de 45%, pressão atmosférica (P_{atm}) de 101,32 kPa, velocidade média do ar no interior do galpão (V) de 1,2 m s⁻¹, vazão mássica do ar que atravessa o PAD (\dot{m}_a) de 41 kg s⁻¹, temperatura da água aplicada na placa porosa (T_w) de 20°C e a relação entre a área superficial e volume de material poroso (α) de 170 m² m⁻³. Pela Figura 1 pode-se verificar a capacidade de redução da temperatura e variação da UR_o à medida que se aumenta a $T_{bs,i}$, causando o aumento da η . Posteriormente, adotando-se $T_{bs,i}$ igual a 35°C, D igual a 5, 10, 15 e 20 mm, correspondendo a valores de α de 157,08, 78,54, 52,36 e 23,56 m² m⁻³, respectivamente e, assumindo-se os valores das demais variáveis descritas anteriormente, simulou-se o comportamento da $T_{bs,o}$, UR_o e η (Figura 2). À medida que se aumenta o D reduz-se a capacidade de resfriamento do ar, UR_o e η . Para placas com 5 cm de espessura e V variando de 1,0 a 1,3 m s⁻¹, VIGODERIS (2002) encontrou valores de η entre 43% a 55%, sendo que, neste estudo obteve-se o valor de 54%.

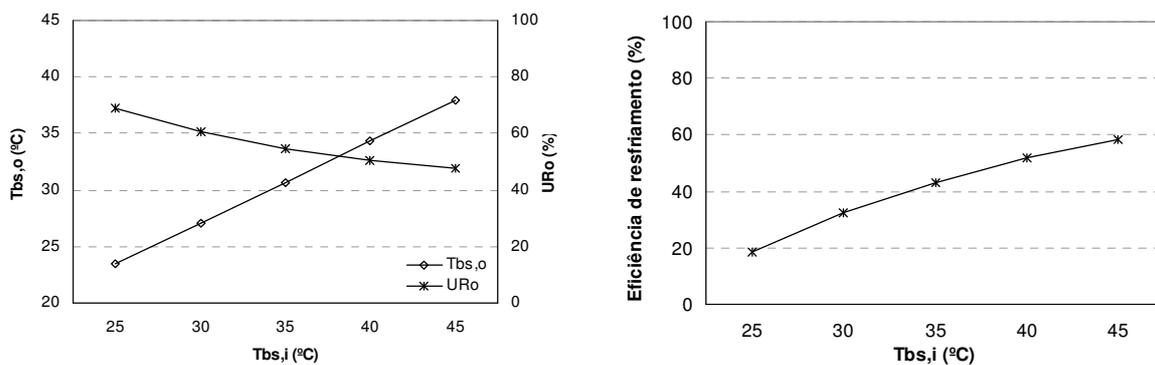


Figura 1. Comportamentos da temperatura ($T_{bs,o}$) e umidade relativa (UR_o) do ar após atravessar a placa porosa umedecida e eficiência de resfriamento evaporativo em função da variação da temperatura do ar antes de atravessar a placa porosa umedecida ($T_{bs,i}$).

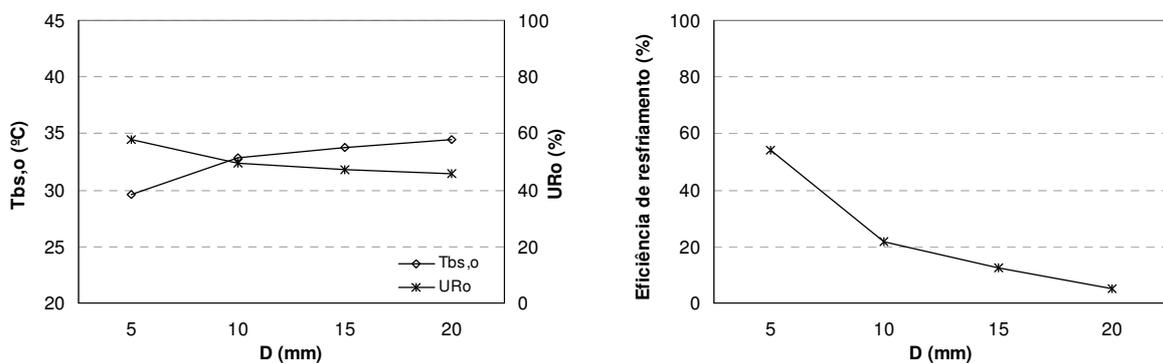


Figura 2. Comportamentos da temperatura ($T_{bs,o}$) e umidade relativa (UR_o) do ar após atravessar a placa porosa umedecida e eficiência de resfriamento evaporativo em função da variação do diâmetro do material usado no preenchimento da placa de resfriamento evaporativo.

CONCLUSÕES: O modelo para predição da eficiência de resfriamento evaporativo em sistemas de resfriamento evaporativo com placas porosas umedecidas permite simular diversas configurações do sistema, podendo assim, auxiliar no seu dimensionamento.

REFERÊNCIAS:

ASHRAE. Evaporative air cooling, Ch. 19. In 1992 **HVAC Systems and Equipment Handdbook**. Atlanta, Ga.: Am. Soc. of Heating, Refrigerating, and Air-Conditioning Engineers, Inc. 1992.

INCROPERA, F. P.; DeWITT, D. P. **Fundamentals of heat and mass transfer**. New York, John Willey & Sons, 4th edition, 1996. 886p.

KOCA, R.W.; HUGLES, W.C.; CHRISTIANSON, L.L. Evaporative cooling pads: test procedure and evaluation. **Transactions of the ASAE**, St. Joseph, v. 7, n. 4, p. 485-490, 1991.

SILVA, C.E. **Comparação de painéis evaporativos de argila expandida e celulose para sistemas de resfriamento adiabático do ar em galpões avícolas com pressão negativa em modo túnel**. 2002. 67p. Tese (Mestrado em Engenharia Agrícola) – Universidade Federal de Viçosa, Viçosa, MG.

VIGODERIS, R.B. **Desenvolvimento de um protótipo para resfriamento adiabático evaporativo, em instalações climatizadas para animais, usando argila expandida**. 2002. 53p. Tese (Mestrado em Engenharia Agrícola) – Universidade Federal de Viçosa, Viçosa, MG..

WILHELM, L.R. Numerical Calculation of Psychrometric Properties in SI Units. **Transactions of the ASAE**, St. Joseph, v. 19, n. 2, p. 318-321 e 325, 1976.

LISTA DE SÍMBOLOS:

$c_{p,a}$	Calor específico do ar ($\text{kJ kg}^{-1} \text{K}^{-1}$);
$dA, d\omega_a$	Gradientes de área e razão de mistura (m^2 e kg kg^{-1} , respectivamente);
$dq_{a,s}, dT_{bs}$	Gradientes de calor sensível e de temperatura do ar (W e $^{\circ}\text{C}$, respectivamente);
dx	Variação de espessura do PAD (m);
ε	Porosidade do material de preenchimento do PAD (decimal);
H	Altura do PAD (m);
h, h_m	Coefficientes de transferência de calor e de massa ($\text{W m}^{-2} \text{K}$ e m s^{-1} , respectivamente);
j_h	Fator j de Colburn (adimensional);
k_d	Coefficiente de transferência de massa baseado no uso da razão de mistura ($\text{kg m}^{-2} \text{s}^{-1}$);
L	Espessura do PAD (m);
\dot{m}_a	Vazão mássica de ar que atravessa o PAD (kg s^{-1});
ρ_a	Densidade do ar (kg m^{-3});
Re_D	Número de Reynolds definido em função do diâmetro das esferas (adimensional);
$T_{bs,i}, T_{bs,o}$	Temperaturas de bulbo seco do ar antes e depois de atravessar o PAD ($^{\circ}\text{C}$), respectivamente;
T_w	Temperatura da água usada no molhamento do PAD ($^{\circ}\text{C}$);
V	Velocidade do ar que atravessa o PAD (m s^{-1});
W	Largura do PAD (m);
$\omega_{A,s}(T_w)$	Razão de mistura para condição de saturação, calculada em função de T_w (kg kg^{-1});
ω_A	Razão de mistura do ar na saturação calculada para temperatura da água (kg kg^{-1});
$\omega_{a,i}$	Razão de mistura do ar que atravessa o PAD (kg kg^{-1});
α	Área superficial da placa porosa umedecida por unidade de volume ($\text{m}^2 \text{m}^{-3}$).