

MODELAGEM DO ESCOAMENTO E DA TRANSFERÊNCIA DE CALOR AO LONGO DE EVAPORADORES DO TIPO TUBO ALETADO

Paulo Henrique Neves Pimenta – engmecpaulohenrique@gmail.com

Instituto Federal de Educação, Ciência e Tecnologia de Goiás – IFG, Goiânia (GO)

André Luiz Seixlack – andre@dem.feis.unesp.br

Universidade Estadual Paulista – UNESP, Departamento de Engenharia Mecânica, Ilha Solteira (SP)

R2 – Componentes e Equipamentos

Resumo. Neste trabalho apresenta-se um modelo numérico para simular o escoamento e a transferência de calor entre o fluido refrigerante e ar externo, nos regimes permanente e transiente, ao longo de evaporadores de tubos aletados comumente usados em refrigeradores domésticos do tipo frost-free e sistemas de ar condicionado. Considera-se a queda de pressão do escoamento no interior dos tubos e a condensação do vapor d'água do ar úmido na parte externa dos tubos. As equações fundamentais de conservação da massa, da quantidade de movimento e de conservação da energia que governam o escoamento do refrigerante são resolvidas, respectivamente, para o cálculo da velocidade, da pressão e da entalpia específica do fluido refrigerante. Para o escoamento de ar, são resolvidas as equações de conservação da energia e de conservação da massa (umidade). Resolve-se, também, a equação da conservação da energia para a parede do tubo, para obter sua distribuição de temperatura. As equações governantes são integradas numericamente e o sistema de equações algébricas resultante é solucionado pelo método de Newton-Raphson. O modelo permite a análise de configurações de serpentinas de evaporadores com diferentes circuitos de refrigerante. Os resultados obtidos neste trabalho são comparados com resultados experimentais e numéricos disponíveis na literatura, obtendo-se boas concordâncias, tanto para o regime permanente como transiente.

Palavras-chave: Evaporador de tubos aletados, Refrigerador doméstico, Circuitos de fluido refrigerante.

1. INTRODUÇÃO

Evaporadores do tipo tubo aletado, são comumente usados em sistemas de refrigeração e ar condicionado. Tais evaporadores consistem basicamente de uma série de fileiras paralelas de tubos aletados externamente, no interior dos quais escoam o fluido refrigerante e no exterior dos quais escoam o ar (ver Fig. 1). A adição de aletas na parte externa dos tubos do evaporador aumenta a superfície de transferência de calor, resultando no aumento do coeficiente de transferência de calor por convecção do lado externo dos tubos, que em geral é muito menor do que no interior dos tubos. Nesse tipo de evaporador, as aletas ficam dispostas nos espaços vazios entre os tubos e removem calor da parcela de ar com a qual entram em contato. Isso é uma grande vantagem com relação aos evaporadores de tubos lisos, nos quais a maior parcela do ar circula através dos espaços vazios entre os tubos e, portanto, não entra em contato com sua superfície.

A densidade linear, o formato e a dimensão das aletas, variam em função da aplicação do evaporador. A densidade linear de aletas, por exemplo, deve estar geralmente na faixa entre 39 e 550 aletas/m, sendo uma função da temperatura de operação do evaporador. Evaporadores que operam em baixas temperaturas devem ter menor densidade linear de aletas, usando 79 a 118 aletas/m e evaporadores destinados a aplicações em temperaturas maiores, tais como condicionadores de ar, a quantidade de aletas pode ser de aproximadamente 550 aletas/m. Como o acúmulo de gelo é prejudicial à capacidade de refrigeração, a utilização de evaporadores de tubos aletados no resfriamento de ar deve restringir a casos em que a temperatura mínima seja de 1°C. Caso a temperatura de operação seja inferior, deve-se providenciar algum modo de degelo, visando manter a capacidade de refrigeração do evaporador.

Vários trabalhos teóricos e experimentais, abordando diferentes aspectos relativos à análise e desempenho de evaporadores do tipo tubo aletado são encontrados na literatura: Jia, Tso e Chia (1995), Liang *et al.* (1999), Domanski, Yashar and Kim (2005), Piucco, Melo and Boeng (2005), Jabardo, Zoghbi Filho and Salamanca (2006), Byun, Lee and Choi (2007), Singh, Aute and Radermacher (2009), Knabben, Hermes and Melo (2011), Ding *et al.* (2011), Waltrich *et al.* (2011) and Kaern, Elmegaard and Larsen (2013). Entretanto, verifica-se que apenas no trabalho de Jia, Tso e Chia (1995) foi realizado um estudo a respeito do comportamento transiente desse tipo de evaporador. Verifica-se também que a análise de configurações de circuitos complexos utiliza os métodos de análise zonais, em particular o cálculo tubo a tubo proposto por Domanski (1989). Os modelos distribuídos, praticamente não foram usados na análise de evaporadores com configurações de circuitos complexos. Além disso, alguns parâmetros e efeitos ainda precisam ser analisados para melhorar o entendimento e modelagem dos fenômenos complexos envolvidos neste tipo de problema, por exemplo, a transferência de calor e a queda de pressão do lado do ar.

Neste trabalho apresenta-se um modelo distribuído para simular o desempenho de evaporadores do tipo tubo aletado, comumente usados em refrigeradores domésticos e sistemas de ar condicionado, modelando-se o escoamento e a transferência de calor do fluido refrigerante no interior dos tubos e do ar externo. O escoamento do fluido refrigerante no interior dos tubos é dividido em duas regiões: uma de escoamento bifásico líquido-vapor e uma de escoamento de vapor superaquecido. Considera-se a queda de pressão do escoamento no interior dos tubos, a condensação do vapor d'água do ar úmido que escoa em fluxo cruzado na parte externa dos tubos e a interação entre as diferentes configurações de circuitos de tubos. Para validar o modelo, os resultados obtidos são comparados com os resultados de Jia, Tso e Chia (1995), Liang *et al.* (1999) e Piucco, Melo e Boeng (2005).

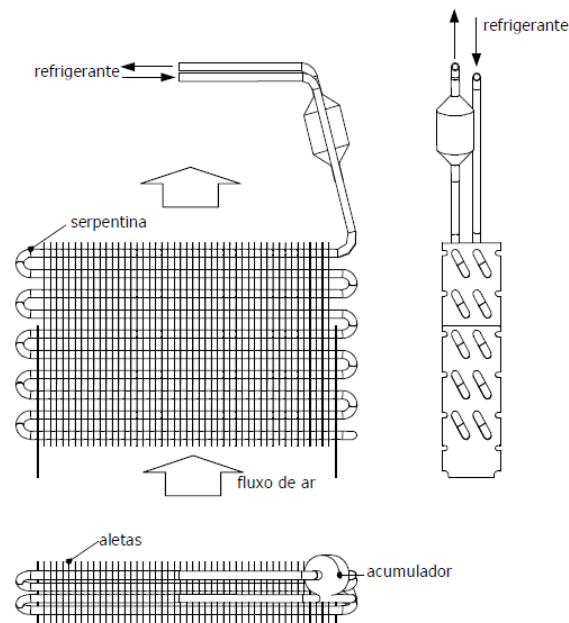


Figura 1. Evaporador do tipo tubo aletado, de quatro fileiras de cinco tubos (Hermes, 2006).

2. FORMULAÇÃO DO PROBLEMA

O escoamento do fluido refrigerante ao longo dos tubos do evaporador é dividido em duas regiões: uma de escoamento bifásico e outra de vapor superaquecido. Considera-se a perda de pressão do escoamento e a aceleração do fluido refrigerante no interior dos tubos, além da condensação do vapor d'água presente no ar que escoa em fluxo cruzado com o fluido refrigerante. Para a análise do escoamento bifásico do fluido refrigerante adota-se o modelo homogêneo.

A modelagem do problema é realizada adotando-se as seguintes hipóteses: (a) os escoamentos e a transferência de calor do refrigerante e do ar são considerados unidimensionais; (b) o fluido refrigerante é considerado como fluido Newtoniano e livre de óleo; (c) serão desconsideradas: a condução de calor na parede dos tubos e na direção axial do escoamento do refrigerante, a dissipação viscosa de energia, a variação de energia cinética e potencial e a pulsação do escoamento do refrigerante, característica de refrigeradores que operam com compressores de deslocamento positivo; (d) o coeficiente de transferência de calor é considerado uniforme do lado do ar, podendo ser diferente nas regiões seca e úmida; (e) a formação de gelo é desconsiderada; (f) o escoamento do lado do ar é assumido incompressível; (g) as propriedades termofísicas do material da parede dos tubos e das aletas são consideradas constantes; (h) o escoamento bifásico ao longo do tubo é considerado homogêneo, ou seja, o escoamento é tratado como um pseudo escoamento monofásico, cujas propriedades são obtidas considerando o título e as propriedades de cada fase individualmente. Consequentemente, ambas as fases têm as mesmas velocidades, pressões e temperaturas e os efeitos de tensão superficial são desconsiderados em qualquer seção transversal ao longo dos tubos.

O escoamento do fluido refrigerante ao longo do tubo é governado pelas equações da conservação da massa, da quantidade de movimento e da conservação da energia escritas na forma unidimensional e transiente. O escoamento de ar externo é governado pelas equações da conservação da massa (umidade) e da conservação da energia na forma unidimensional. A equação da conservação da energia também é escrita na forma transiente para a parede dos tubos e aletas.

As equações apresentadas a seguir referem-se à região de escoamento bifásico, nas quais substituindo-se a fração de zio $\alpha = 1$, obtém-se as equações governantes para a região de vapor superaquecido. Considerando as hipóteses apresentadas, tais equações são:

- Equação da conservação da massa para o fluido refrigerante.

$$\frac{\partial \rho}{\partial t} + \frac{\partial(\rho u)}{\partial z} = 0 \quad (1)$$

na qual t é o tempo [s], z é a coordenada ao longo do tubo [m], u a velocidade média do escoamento do refrigerante na seção transversal do tubo [m/s], $\rho = [(1 - \alpha)\rho_l + \alpha\rho_v]$ é a massa específica da mistura líquido-vapor [kg/m³] e os índices l e v indicam, respectivamente, as fases líquido e vapor. A fração de vazão, α , é dada por

$$\alpha = \left\{ 1 + \left[S \frac{\rho_v}{\rho_l} \left(\frac{1 - x}{x} \right) \right] \right\}^{-1} \quad (2)$$

na qual $S = (u_v/u_l)$ é a razão de deslizamento entre as fases de vapor e líquido. No caso do modelo homogêneo, $S = 1$, ou seja, não existe deslizamento entre as fases, $u_v = u_l$. Em modelos não homogêneos, o valor de S depende das propriedades do fluido, do seu título e do fluxo de massa.

- *Equação da quantidade de movimento linear para o fluido refrigerante.*

$$\frac{\partial(\rho u)}{\partial t} + \frac{\partial(\rho u^2)}{\partial z} = -\frac{\partial p}{\partial z} - F_z \quad (3)$$

na qual p é a pressão absoluta do escoamento no interior dos tubos [Pa] e F_z é a força por unidade de volume em razão do atrito entre o fluido refrigerante e a parede do tubo [N/m³]. Frequentemente esse termo é representado por $F_z = (\partial p / \partial z)_F$, pois representa a parcela da queda de pressão total do fluido ao longo do volume de controle, causada por efeitos viscosos. Com isso, $F_z = (f \rho u^2 / 2d_i)$, na qual f é o fator de atrito de Darcy e d_i é o diâmetro interno do tubo [m].

- *Equação da conservação da energia para o fluido refrigerante.*

$$\frac{\partial(\rho i_r)}{\partial t} + \frac{\partial(\rho u i_r)}{\partial z} = \frac{\partial p}{\partial t} + \frac{P_i}{A_{tub}} q''_{wr} \quad (4)$$

na qual, $i_r = (1 - x)i_l + x i_v$ é a entalpia específica do fluido refrigerante [J/kg], $q''_{wr} = h_r(T_w - T_r)$ é o fluxo de calor da parede do tubo para o refrigerante [W/m²], h_r é o coeficiente de transferência de calor por convecção no interior do tubo [W/m²K], T_w e T_r são, respectivamente, as temperaturas da parede do tubo e do refrigerante [K], $P_i = (\pi d_i)$ é o perímetro interno do tubo [m] e $A_{tub} = (\pi d_i^2 / 4)$ é a área da seção transversal do tubo [m²].

- *Equação da conservação da energia para o ar*

Em evaporadores de tubos aletados, usados em sistemas de refrigeração convencionais, é comum a ocorrência de desumidificação do ar. Com a desumidificação, a superfície da serpentina do lado do ar fica coberta por uma película de água líquida que, em função das baixas temperaturas de evaporação, poderá se congelar. Dessa forma, além da transferência de calor sensível, resultante da variação de temperatura, haverá a transferência de calor latente em razão da condensação. Desconsiderando a inércia térmica do ar, tem-se que (Kuehn, Ramsey e Threlkeld, 1998)

$$\dot{m}_a di_a = h_a P_t dz (T_a - T_w) + h_m P_t dz \lambda_{água} (\omega_a - \omega_{a,sat}) + h_m P_t dz (\omega_a - \omega_{a,sat}) i_{l,água} \quad (5)$$

na qual na qual $P_t = P_r + P_f \eta_f$ é o perímetro total de transferência de calor, P_r é o perímetro externo do tubo não coberto pelas aletas, P_f é a área da superfície das aletas por unidade de comprimento, η_f é a eficiência da aleta (Liang, et al., 1999), i_a é a entalpia específica do ar [J/kg], h_a é o coeficiente de transferência de calor por convecção do lado do ar [W/m²K], T_a é a temperatura do ar [K], ω_a e $\omega_{a,sat}$ são, respectivamente, a umidade absoluta do ar e umidade absoluta do ar saturado na temperatura da parede do tubo [kg_{vapor}/kg_{água}], $\lambda_{água}$ é calor latente de condensação da água na temperatura da parede externa [J/kg], h_m é o coeficiente de transferência de massa calculado pela correlação de Lewis [kg/ms²K], $i_{l,água}$ é a entalpia da água líquida na temperatura da parede do tubo [J/kg], $\dot{m}_a = \rho_a u_a (W_{evap} - L_{evap})$ é a vazão em massa de ar [kg/s], u_a é a velocidade do ar [m/s], W_{evap} é a largura do evaporador [m] e L_{evap} é o comprimento do evaporador [m].

- *Equação da conservação da massa (umidade) do ar*

$$\dot{m}_a d\omega_a = h_m P_t dz (\omega_a - \omega_{a,sat}) \quad (6)$$

- *Equação da conservação da energia para a parede dos tubos e aletas*

$$m_{wf} c_{wf} dz \frac{\partial T_w}{\partial t} = h_a P_t dz (T_a - T_w) + h_m P_t dz \lambda_{\text{água}} (\omega_a - \omega_{a,\text{sat}}) - h_r P_i dz (T_w - T_r) \quad (7)$$

na qual m_{wf} é a massa do tubo e aletas por unidade de comprimento [kg/m] e c_{wf} é o calor específico médio considerando o material do tubo e aletas [J/kg K].

Com isso, o modelo proposto constitui-se do sistema formado pelas Eqs. (1), (3), (4), (5), (6) e (7) que deve ser resolvido para o cálculo das seis incógnitas: u , p , i_r , T_a , ω_a e T_w . Para isso, as propriedades termofísicas do refrigerante e do ar devem ser determinadas e equações constitutivas são requeridas para o cálculo do fator de atrito, dos coeficientes de transferência de calor para o refrigerante e para o ar e do coeficiente de transferência de massa para o ar. Neste trabalho, as propriedades termofísicas do fluido refrigerante são calculadas usando a biblioteca de propriedades termodinâmicas REFPROP 8.0 (Lemmon, Huber e McLinden, 2007) e as do ar são calculadas usando-se os dados apresentados pela ASHRAE (1993). As propriedades termofísicas da água e do material da parede dos tubos e aletas são obtidos por ajustes dos dados fornecidos por Incropera, *et al.* (2014). Além disso, o modelo utiliza as seguintes equações constitutivas para o cálculo dos demais parâmetros: (a) fator de atrito na região de vapor superaquecido: Churchill (1977); (b) queda de pressão devido ao atrito na região bifásica: Paliwoda (1989); (c) coeficiente de transferência de calor monofásico: Dittus-Boelter (1930); (d) coeficiente de transferência de calor bifásico: Jung e Radermacher (1991); (e) coeficiente de transferência de calor no lado do ar: McQuiston (1981).

2.1 Condições de Contorno

Para um dado evaporador de tubo aletado o modelo pode ser usado para: (a) determinar os parâmetros de desempenho do evaporador, tais como: capacidade de refrigeração, temperaturas de saída do refrigerante e do ar, dentre outros, conhecidas as condições de operação e dimensões do evaporador. Nesse caso, um problema direto é resolvido a partir de um conjunto de condições de entrada do refrigerante e do ar; (b) determinar a vazão de refrigerante ao longo do tubo do evaporador, conhecidas suas dimensões e demais condições de operação. Nesse caso, um problema inverso deve ser resolvido, uma vez que as equações governantes dependem da vazão de refrigerante. As condições de contorno para cada um desses casos são:

(a) Problema direto: neste caso a solução das Eqs. (1), (3), (4), (5), (6) e (7) é obtida a partir das condições do refrigerante conhecidas na entrada do tubo ($z=0$): $\dot{m}_r$, x , p e T_r , e das condições do ar conhecidas na entrada do evaporador: T_a , ω_a e $\dot{m}_a$. Conhecendo x e T_r na entrada do tubo, as demais propriedades termodinâmicas são calculadas nesse local: $\rho = \rho(T_r, x)$ e $i_r = i_r(T_r, x)$, usando a biblioteca de propriedades termodinâmicas REFPROP 8.0 (Lemmon, McLinden and Huber, 2007). A temperatura da parede do tubo, é assumida igual à temperatura do refrigerante em $z=0$ e a entalpia específica do ar, também em $z=0$, é obtida em função de T_a e ω_a , $i_a = i_a(T_a, \omega_a)$, segundo os dados apresentados em ASHRAE (1993). A massa específica e a temperatura do refrigerante também são obtidas por meio da biblioteca REFPROP 8.0, usando a pressão e a entalpia específica do refrigerante na região monofásica: $\rho = \rho(p, i_r)$ e $T_r = T_r(p, i_r)$ e usando a pressão do refrigerante e o título na região bifásica: $\rho = \rho(p, x)$ e $T_r = T_r(p)$.

(b) Problema inverso: No problema inverso é necessário calcular a vazão em massa de refrigerante ao longo do evaporador, conhecidas sua geometria e demais condições de operação à entrada do tubo: x , p e T_r , e as condições do ar conhecidas na entrada do evaporador. O problema é não-linear porque as equações governantes são dependentes da vazão em massa.

3. METODOLOGIA DE SOLUÇÃO

A solução numérica do sistema de Eqs. (1), (3), (4), (5), (6) e (7) é obtida por integração numérica. As Equações (1), (3) e (4) são integrados no tempo e no espaço, direção z , entre os pontos $k-1$ e k ao longo do tubo (ver Fig. 2), as Eqs. (5) e (6) são integradas na direção y e a Eq. (7) é integrada no tempo. Os termos transientes das equações governantes são discretizadas segundo a aproximação: $\partial \phi / \partial t = [(\phi - \phi^o) / \Delta t]$, na qual Δt é o intervalo de tempo e o índice superior o representa o instante de tempo imediatamente anterior. Para realizar as integrais no tempo, utiliza-se o esquema completamente implícito, com a finalidade de garantir estabilidade numérica ao algoritmo, independentemente do incremento de tempo usado.

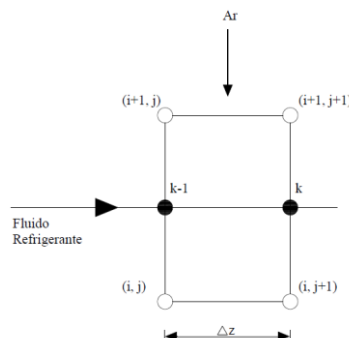


Figura 2. Volume de controle ao longo do evaporador.

O evaporador é dividido em Mk volumes de comprimentos Δz , como mostrado nas Figs. 2 e 3. As equações discretizadas para o cálculo das variáveis apresentam a mesma forma para todos os pontos. Para evitar a utilização de uma equação diferente para o ponto $K = 1$, entrada do evaporador, utiliza-se um volume fictício nessa posição. As variáveis u , p , i_r e T_w são armazenados nos pontos $k-1$ e k , mostrados na Fig. 2, enquanto as variáveis T_a e ω_b são armazenadas nas posições (i,j) , $(i,j+1)$, $(i+1,j)$ e $(i+1,j+1)$, também mostradas na Fig. 2.

Para o problema direto, a solução do sistema de equações algébricas resultante é obtida ao longo do evaporador e as variáveis, u , p , i_r , T_w , ω_b e T_a são calculadas em cada ponto. Para melhorar a eficiência do processo de solução usa-se um método iterativo de dois níveis. Em primeiro lugar, as variáveis do refrigerante e da parede do tubo são calculadas e, em segundo lugar, as variáveis de ar são calculadas. O método de Newton-Raphson é aplicado ponto a ponto ao longo do evaporador para resolver o sistema de equações.

Do lado do ar, os valores de temperatura e umidade são corrigidos para toda a malha e não ponto a ponto. A convergência do procedimento iterativo é alcançada quando o somatório de todas as correções das condições do ar, T_a e ω_b , for menor do que 10^{-4} . Considera-se que o regime estacionário é alcançado quando a diferença entre os valores de u , p , i_r e T_w , de um instante de tempo para outro for inferior a 10^{-3} . Uma vez que o regime estacionário tenha sido alcançado, a vazão em massa de refrigerante é aumentada ou diminuída para simular o comportamento transiente do evaporador. Essa perturbação faz com que, após um período transiente, um novo regime estacionário se estabeleça. A alteração da vazão em massa de refrigerante simula a variação das condições de operação do sistema, às quais um equipamento de refrigeração, ou de ar-condicionado, está frequentemente submetido.

Para a malha apresentada nas Fig.3 o índice NR refere-se a fileira, ii refere-se à posição vertical dos tubos e jj refere-se à posição horizontal ao longo dos tubos.

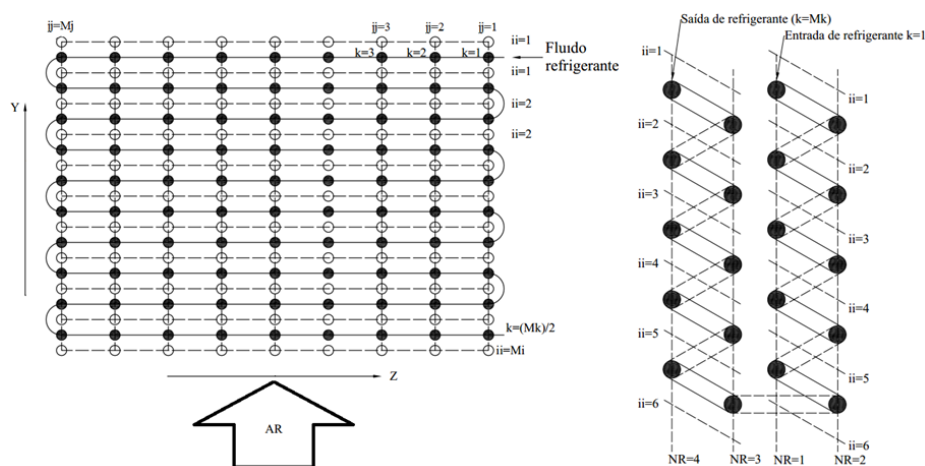


Figura 3. Vista frontal e lateral da divisão dos tubos do evaporador de tubo aletado.

No caso do problema inverso, os cálculos seguem o mesmo procedimento do problema direto, mas um procedimento de solução adicional é necessário, pois as equações governantes são dependentes da vazão em massa de refrigerante, $\dot{m}_r$. Dessa forma, $\dot{m}_r$ é inicialmente estimada e a temperatura do refrigerante na saída do evaporador, $T_{r,Mk}$, é calculada pelo problema direto e comparada com o respectivo valor medido ou calculado por outros modelos, $T_{r,m}$. Caso o módulo da diferença entre essas temperaturas seja maior do que a tolerância adotada, o valor de $\dot{m}_r$ é corrigido por meio do método de estimativa de parâmetros não lineares de Levenberg-Marquardt e novamente a temperatura de saída do refrigerante é calculada até que a convergência entre $T_{r,Mk}$ e $T_{r,m}$ seja obtida.

4. RESULTADOS E DISCUSSÃO

A validação do modelo desenvolvido é realizada por meio de comparações com resultados experimentais e numéricos disponíveis na literatura. Para a obtenção dos resultados em regime permanente utilizam-se os dados fornecidos por Liang *et al.* (1999), os quais simularam um evaporador com escoamento de fluido refrigerante R134a em um circuito de apenas uma fileira com quatro tubos, em fluxo cruzado com o escoamento de ar. Os parâmetros geométricos do evaporador simulado por Liang *et al.* (1999) são apresentados na Tab. 1.

Tabela 1. Parâmetros geométricos do evaporador simulado por Liang *et al.* (1999).

Parâmetros geométricos			
Comprimento do tubo reto (m)	1,0	Diâmetro interno do tubo (mm)	8,83
Espaçamento transversal dos tubos (m)	0,025	Espessura das aletas (mm)	0,12
Espaçamento longitudinal dos tubos (m)	0,0216	Espaçamento das aletas (mm)	2,41
Diâmetro externo do tubo (mm)	9,53	Número de aletas	394

Na Figura 4(a) apresentam-se as variações da vazão em massa de refrigerante, em função da umidade relativa do ar na entrada do evaporador, obtidas pelo presente modelo e pelo modelo de Liang *et al.* (1999). Nesse caso, a vazão em massa de refrigerante é calculada resolvendo-se o problema inverso. Os valores das vazões em massa calculados são comparados com aqueles obtidos por Liang *et al.* (1999) para uma faixa de umidades relativas do ar de 20 a 90 %. Na Fig. 4(b) apresentam-se as comparações entre as taxas de transferências de calor sensível, calor latente e calor total em função da umidade relativa do ar na entrada do evaporador obtidas pelo presente modelo e pelo modelo de Liang *et al.* (1999).

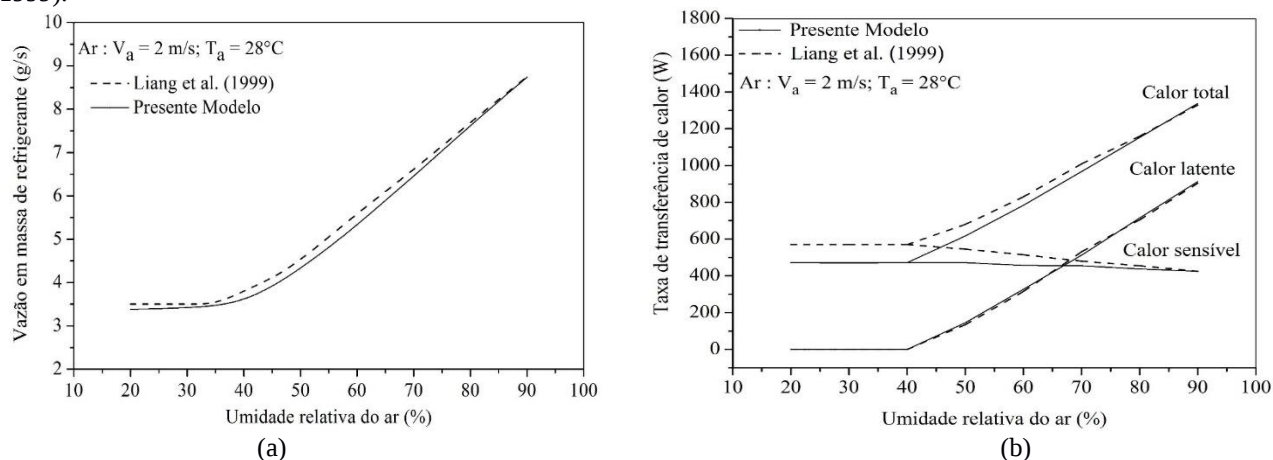


Figura 4. (a) Vazão em massa de refrigerante em função da umidade relativa do ar na entrada do evaporador; (b) Taxa de transferência de calor em função da umidade relativa do ar na entrada do evaporador.

Verifica-se na Fig. 4(a) que as duas curvas apresentam a mesma tendência e ótima concordância entre os resultados. Considerando toda a faixa de umidades relativas do ar analisada, 20 a 90 %, o desvio relativo médio em relação aos resultados de Liang *et al.* (1999) foi de 3,3 %. Observa-se também um aumento significativo da vazão em massa de refrigerante para umidades relativas do ar acima de 40 %. De acordo com Liang *et al.* (1999), esse comportamento é resultado do aumento da potência de refrigeração requerida, que, aproximadamente, dobra de valor para umidades na faixa entre 50 e 90 %. O aumento na potência de refrigeração deve-se principalmente, ao rápido aumento na parcela de calor latente em razão do aumento da umidade relativa do ar como é mostrado na Fig. 4(b).

Observa-se também na Fig. 4(b) que os resultados do presente modelo apresentam a mesma tendência e uma boa concordância com os resultados de Liang *et al.* (1999). Considerando toda a faixa de umidades relativas do ar analisada, 20 a 90 %, os desvios relativos médios em relação aos resultados de Liang *et al.* (1999) foram: 2,2 % para a taxa de transferência de calor latente, 10,7 % para a taxa de transferência de calor sensível e 9,0 % para a taxa de transferência de calor total.

Nota-se ainda na Fig. 4(b) um aumento significativo da taxa de transferência de calor para umidades relativas acima de 40 % e verifica-se que a concordância entre os resultados é maior para maiores valores da umidade relativa do ar na entrada do evaporador. O presente modelo subestima a transferência de calor sensível para umidades relativas do ar inferiores a 80 %. Para a faixa de umidade relativa de 20 a 80 %, o desvio relativo médio em relação aos resultados de Liang *et al.* (1999) foi de 12,2 %.

Para simular a resposta transiente do evaporador, pode-se partir de um regime permanente anteriormente atingido e aumentar ou reduzir a vazão em massa de refrigerante na entrada do evaporador. Como o evaporador encontrava-se em regime permanente, essa perturbação faz com que, após um período transiente, um novo regime permanente se estabeleça. Nesta etapa, o evaporador utilizado nos testes é o mesmo de Jia, Tso e Chia (1995), cujos parâmetros geométricos e condições de operação são, respectivamente, apresentados nas Tabs. 2 e 3.

Tabela 2. Parâmetros geométricos do evaporador testado por Jia, Tso e Chia (1999).

Parâmetros Geométricos		Parâmetros Geométricos	
Diâmetro externo do tubo (mm)	12,70	Número de fileiras de tubos	9
Diâmetro interno do tubo (mm)	11,84	Número de tubos por fileira	6
Comprimento do tubo reto (m)	1,632	Espessura das aletas (mm)	0,12
Espaçamento transversal dos tubos (mm)	27,5	Tipo de aletas	Lisa
Espaçamento longitudinal dos tubos (mm)	31,78	Número de aletas	514

Tabela 3. Condições de operação do evaporador testado por Jia, Tso e Chia (1995).

Parâmetros na entrada		Parâmetros na entrada	
Temperatura do refrigerante ($^\circ\text{C}$)	-2,0	Título	0,359
Pressão do refrigerante (kPa)	273	Temperatura do ar ($^\circ\text{C}$)	14,5
Vazão em massa de refrigerante (kg/s)	0,00811	Velocidade do ar (m/s)	2,0

No experimento de Jia, Tso e Chia (1995), para obter a resposta transiente do evaporador à variação da vazão em massa de refrigerante, aguardou-se inicialmente que as condições de regime permanente fossem atingidas e, em seguida, a vazão em massa de refrigerante foi aumentada em 9,5 % abrindo-se a válvula de expansão eletrônica.

Na Tabela 2 observa-se que o evaporador testado por Jia, Tso e Chia (1995) possuía nove fileiras de tubos, entretanto os resultados experimentais apresentados referem-se apenas a uma fileira, o que permite a comparação com os resultados obtidos pelo presente modelo para um evaporador com uma única fileira de tubos.

Jia, Tso e Chia (1995) mediram a variação da temperatura de saída do ar, ao longo do tempo, na extremidade inferior esquerda do evaporador. As medições de temperatura realizada por Jia, Tso e Chia (1995) apresentam incerteza de $\pm 0,5$ °C. A malha computacional usada neste trabalho para obtenção dos resultados em regime transiente possui 180 pontos uniformemente distribuídos e o intervalo de tempo usado para o avanço no tempo é de 10 segundos.

Na Figura 5(a) apresenta-se a comparação entre as distribuições do grau de superaquecimento (diferença entre a temperatura do refrigerante na saída do evaporador, $T_{r,o}$, e a temperatura de evaporação T_{sat}) no regime transiente calculado pelo presente modelo e medido por Jia, Tso e Chia (1995). Na Fig. 5(b) apresenta-se a comparação entre as distribuições de temperaturas do ar na saída do evaporador calculada pelo presente modelo e os resultados experimentais fornecidos por Jia, Tso e Chia (1995).

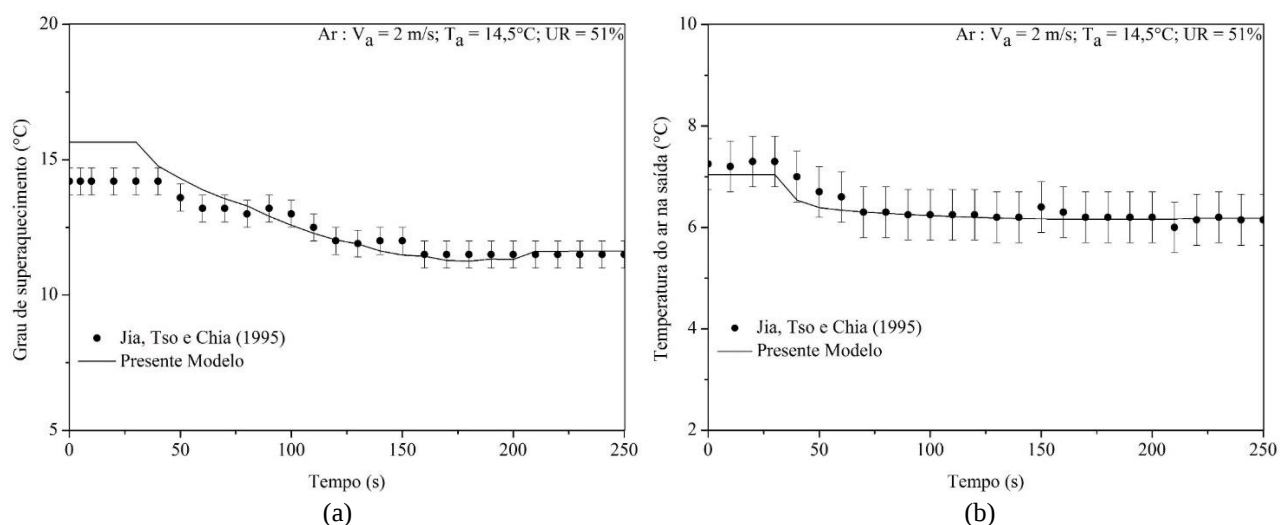


Figura 5. (a) Comparação entre os graus de superaquecimento calculados e medidos; (b) Comparação entre as temperaturas de saída do ar do evaporador calculadas e medidas (Jia, Tso e Chia (1995)).

Verifica-se na Fig. 5(a) que os resultados calculados apresentam o mesmo comportamento dos dados experimentais de Jia, Tso e Chia (1995), mantendo-se dentro da incerteza de medição aproximadamente a partir do início do período transiente, 30 s. Nota-se também que o modelo proposto superestima o grau de superaquecimento na saída do evaporador no funcionamento em regime permanente, $t < 30$ s, o que demonstra a perda de precisão do modelo para baixas vazões em massa de refrigerante. Decorridos 30 s a partir do início do período transiente a vazão em massa é aumentada em 9,5 %. Considerando todo o intervalo de tempo analisado, o desvio relativo médio em relação os dados de Jia, Tso e Chia (1995) foi de 3,12 %.

Observa-se na Fig. 5(b) a boa concordância entre os resultados obtidos pelo presente modelo e os resultados experimentais, principalmente a partir do instante de tempo de 70 s. Entretanto, o período transiente calculado é menor do que aquele apresentado pelos dados experimentais.

Esse comportamento pode estar relacionado ao fato de, na simulação, considerar-se a temperatura do ar na entrada do evaporador constante durante o período transiente, o que segundo Jia, Tso e Chia (1995), na prática não ocorreu, pois, a temperatura de entrada do ar diminuiu suavemente após o aumento da vazão em massa de refrigerante, em função de aspectos construtivos da bancada experimental.

Nota-se também na Fig. 5(b) que os resultados calculados pelo presente modelo se mantêm dentro da incerteza de medição dos dados experimentais de Jia, Tso e Chia (1995), de modo que o desvio relativo médio entre os resultados foi de 1,7 %.

Os resultados obtidos para o regime permanente são também comparados com os dados experimentais de Piuccio, Melo e Boeng (2005), para um evaporador de quatro fileiras com cinco tubos (vide Fig. 1). Os parâmetros geométricos do evaporador testado por Piuccio, Melo e Boeng (2005) são apresentados na Tab. 4. As comparações realizadas referem-se a um conjunto de testes no qual somente a vazão em massa de refrigerante e a temperatura do ar foram alterados, como mostrado na Tab. 5. As demais condições de operação foram mantidas constantes: temperatura do refrigerante na entrada do tubo = -33 °C; pressão de evaporação = 0,73 bar; título na entrada do tubo = 0,42; vazão volumétrica do ar na entrada do evaporador = 0,0106 m³/s.

Tabela 4 – Parâmetros geométricos do evaporador testado por Piucco, Melo e Boeng (2005).

Parâmetros Geométricos		Parâmetros Geométricos	
Número de fileiras de tubos	4	Diâmetro interno do tubo (mm)	6,97
Número de tubos por fileira	5	Espaçamento entre aletas (mm)	6,35
Comprimento total da serpentina (m)	7,814	Espessura das aletas (mm)	0,15
Espaçamento vertical dos tubos (mm)	19,2	Tipo de aletas	Lisa
Espaçamento horizontal dos tubos (mm)	11,1	Número de aletas	47
Diâmetro externo do tubo (mm)	7,94		

Tabela 5 – Condições de operação do evaporador testado por Piucco, Melo e Boeng (2005).

	Testes					
	1	2	3	4	5	6
Vazão em massa de refrigerante (kg/h)	2,62	2,98	3,22	3,48	3,52	3,6
Temperatura do ar na entrada (°C)	-12,5	-17,6	-20,5	-20,8	-20,8	-21

Na Figura 6(a) apresentam-se as comparações entre os valores da capacidade de refrigeração em função da vazão em massa de refrigerante, obtidos segundo o presente modelo e os dados experimentais fornecidos por Piucco, Melo e Boeng (2005). Na Figura 6(b) apresenta-se a comparação entre os valores do grau de superaquecimento do refrigerante na saída do evaporador, obtidos segundo o presente modelo e os dados experimentais fornecidos por Piucco, Melo e Boeng (2005) em função da vazão em massa de refrigerante. Os dados fornecidos por Piucco, Melo e Boeng (2005) apresentam incerteza de medição de $\pm 0,2$ °C.

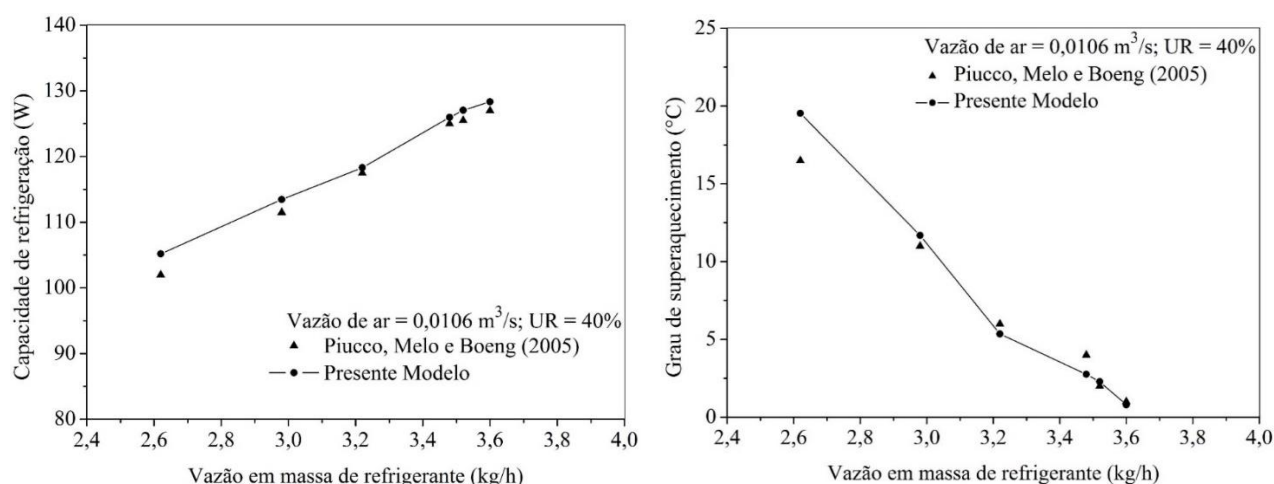


Figura 6. (a) Capacidade de refrigeração em função da vazão em massa de refrigerante; (b) Grau de superaquecimento em função da vazão em massa de refrigerante.

Observa-se na Figura 6(a) que os resultados calculados seguem a mesma tendência e apresentam uma boa concordância com os dados experimentais. Nota-se também que o modelo tende a superestimar levemente a capacidade de refrigeração do evaporador. Considerando toda a faixa de vazão em massa analisada, 2,4 a 3,6 kg/s, o desvio relativo médio em relação aos dados de Piucco, Melo e Boeng (2005) foi de 1,44 %.

Verifica-se na Figura 6(b) que os resultados calculados também seguem a mesma tendência e apresentam uma boa concordância com os dados experimentais. Nota-se que o modelo superestima o grau de superaquecimento do refrigerante na saída do evaporador para a faixa da vazão em massa entre 2,62 e 2,98 kg/h. O maior desvio ocorreu para a vazão em massa de 2,62 kg/h, na qual o desvio absoluto entre o grau de superaquecimento calculado e o fornecido por Piucco, Melo e Boeng (2005) foi de 3,0 °C.

Piucco, Melo e Boeng (2005) comentaram sobre a dificuldade de se medir graus de superaquecimento menores do que 2 °C em razão da presença de líquido em suspensão no escoamento, o que reduz a precisão da medição. Considerando toda a faixa de vazão em massa analisada, 2,4 a 3,6 kg/h, o desvio absoluto médio em relação aos dados experimentais de Piucco, Melo e Boeng (2005) foi de 1,0 °C.

5. CONCLUSÕES

Neste trabalho apresentou-se um modelo para simular o escoamento e a transferência de calor do fluido refrigerante

no interior dos tubos e do ar externo nos regimes permanente e transiente ao longo de evaporadores do tipo tubo aletado comumente usados em sistemas de refrigeração e ar condicionado. O modelo permite o cálculo dos parâmetros que definem o desempenho do evaporador, conhecidas sua geometria e as condições de operação, ou o cálculo da vazão em massa de fluido refrigerante necessária para atender um conjunto de condições de operação ao longo de uma geometria conhecida. O escoamento do refrigerante é dividido em duas regiões: uma de escoamento bifásico líquido-vapor e uma de escoamento de vapor superaquecido, nas quais são resolvidas as equações de conservação da massa, da quantidade de movimento e de conservação de energia, ponto a ponto ao longo da serpentina. Resolve-se também a equação de conservação de energia ao longo da parede dos tubos. Do lado do escoamento de ar, resolvem-se as equações de conservação de energia e de conservação de massa (umidade) do ar.

Simulou-se o desempenho de três evaporadores diferentes operando em regime permanente e em regime transiente. Estimou-se também a vazão em massa de fluido refrigerante requerida pelo evaporador para atender as condições de operação prescritas do refrigerante na entrada e na saída da serpentina e condições prescritas do ar na entrada do evaporador.

O modelo permitiu analisar a influência da umidade relativa do ar na entrada sobre o desempenho do evaporador, podendo-se constatar que a capacidade de refrigeração e a vazão em massa de refrigerante aumentam significativamente a partir da condição em que se inicia a condensação do vapor d'água do ar. Observou-se que a capacidade de refrigeração dobrou de valor quando a umidade relativa do ar na entrada aumentou de 50 % para 90 %. Esse aumento foi causado principalmente pelo grande aumento na taxa de transferência de calor latente, em razão da condensação do vapor d'água, pois a taxa de transferência de calor sensível apresentou uma pequena redução com o aumento de umidade relativa do ar na entrada.

As comparações dos resultados calculados pelo modelo com aqueles obtidos experimentalmente por Jia, Tso e Chia (1995) mostraram que o modelo apresenta a mesma tendência dos dados experimentais, no entanto superestima o grau de superaquecimento do refrigerante na saída do evaporador antes da operação em regime transiente. Em relação à temperatura do ar na saída do evaporador, os resultados calculados pelo presente modelo mantiveram-se dentro da incerteza de medição de $\pm 0,5$ °C dos dados experimentais de Jia, Tso e Chia (1995), para todo o período de tempo analisado. Para esse caso, o desvio relativo médio entre os dados calculados e medidos foi de 1,7 %.

As comparações entre os resultados calculados para capacidade de refrigeração mostraram uma boa concordância com os dados experimentais de Piucco, Melo e Boeng (2005), embora os resultados calculados superestimem levemente os dados experimentais. Considerando toda a faixa de vazão em massa analisada, 2,4 a 3,6 kg/s, o desvio relativo médio entre os resultados foi de 1,44 %. As comparações dos resultados calculados para o grau de superaquecimento do refrigerante na saída do evaporador também apresentaram boa concordância com aqueles obtidos por Piucco, Melo e Boeng (2005), embora o modelo superestime o grau de superaquecimento do refrigerante na saída do evaporador para vazões em massa inferiores a 2,98 kg/h. Considerando toda a faixa de vazão em massa analisada, 2,4 a 3,6 kg/h, o desvio absoluto médio entre os resultados calculados e medidos foi de 1,0 °C.

4 REFERÊNCIAS

- ASHRAE, 1993. *Fundamental Handbook*, American Society of Heating, Refrigerating and Air-Conditioning Engineers, chapter 06.
- Byun, J., Lee, J. and Choi, J., 2007. "Numerical analysis of evaporation performance in a finned-tube heat exchanger". *International Journal of Refrigeration*, v.30, p. 812-820.
- Churchill, S. W., 1977. "Friction factor equation spans all fluid flow regimes". *Chemical Engineering*, v. 84, p. 91-92.
- Ding, W.K., Fan, J.F., He, Y.L., Tao, W.Q., Zheng, Y.X., Gao, Y.F. and Song, J., 2011, "A general simulation model for performance prediction of plate fin-and-tube heat exchanger with complex circuit configuration". *Applied Thermal Engineering*, v.31, p. 3106-3116.
- Dittus, F., and Boelter, L., 1930. "Heat transfer in automobile radiators of the tubular type". *University of California Publications in Engineering*, v.12, p. 443-461.
- Domanski, P.A., 1989. EVSIM: An evaporator simulation model accounting for refrigerant and one dimensional air distribution. [S.l.]: US Department of Commerce, National Institute of Standards and Technology.
- Domanski, P.A., Yashar, D., Kim, M., 2005. "Performance of a finned-tube evaporator optimized for different refrigerants and its effect on system efficiency". *International Journal of Refrigeration*, London, v.28, p. 820-827.
- Incropera, F.P., Dewitt, D.P., Bergman, T.L., Lavine, A.S., 2014, *Fundamentos de Transferência de Calor and Massa*, Editora: LTC, ISBN 8521625049, 7ª. Ed., Rio de Janeiro, 650 p.
- Jabardo, J. M. S.; Zoghbi Filho, J. R. B.; Salamanca, A., 2006. "Experimental study of the air side performance of louver and wave fin-and-tube coils". *Experimental Thermal and Fluid Science*, v. 30, p. 621-631.
- Jia, X.; Tso, C. P.; Chia, A, P. K. 1995, A distributed model for prediction of the transient response of an evaporator. *International Journal of Refrigeration*, Singapore, v. 18, n. 5, p. 336-342.
- Jung, D. S., Radermacher, R. 1991, Prediction of heat transfer coefficients of various refrigerants during evaporation. *ASHRAE Transactions College Park*, v. 97, n. 2, p. 48-53.
- Kaern, M.R., Elmegaard, B. and Larsen, L.F., 2013. "Comparison of fin-and-tube interlaced and face split evaporators with flow maldistribution and compensation". *International Journal of Refrigeration*, v.36, p. 203-214.

- Knabben, F.T., Hermes, C.J. and Melo, C., 2011, "In-situ study of frosting and defrosting processes in tube-fin evaporators of household refrigerating appliances". *International Journal of Refrigeration*, v.34, p. 2031-2041.
- Kuehn, H. T.; Ramsey, J. W.; Threlkeld, J. L. 1998, *Thermal environmental engineering*. 3rd ed. New Jersey: Prentice Hall, 740 p.
- Lemmon, E. W., Huber, M. L., McLinden, M. O., 2007, *NIST Reference Fluid Thermodynamic and Transport Properties – REFPROP, Version 8.0*. NIST, Standard Reference Database 23, Gaithersburg.
- Liang, S.Y., Liu, M., Wong, T.N, and Nathan, G.K., 1999, "Analytical Study of Evaporator Coil in Humid Environment", *Applied Thermal Engineering*, v. 19, pp. 1129-1145.
- McQuiston, F. C. 1981, Finned tube heat exchangers: state of the art for the air side. *ASHRAE transactions*, Chicago, v. 87, n. 1, p. 1077-1085.
- Paliwoda, A., 1989. "Generalized method of pressure drop and tube length calculation with boiling and condensing refrigerants within the zone of saturation". *International Journal of Refrigeration*, v.12, p. 314-322.
- Piucco, R.O., Melo, C., Boeng, J., 2005. "In-situ performance evaluation of air distribution systems of no-frost refrigerators, In: *VII Congresso Iberoamericano de Ar Condicionado, Aquecimento e Refrigeração –CIAR, Anais*, Montevideo, Uruguai. (in Portuguese)
- Singh, V., Aute, V. and Radermacher, R.A., 2009. "A heat exchanger model for air-to-refrigerant fin-and-tube heat exchanger with arbitrary fin sheet". *International Journal of Refrigeration*, v.32, p. 1724-1735.
- Turaga, M. L., and Fazio, P. P., 1988. "Correlation for heat transfer and pressure drop for direct expansion air cooling and dehumidifying coils". *ASHRAE transactions* , v.92, p.616-619.
- Waltrich, P.J., Barbosa Junior, J.R., Hermes, C.J. and Melo, C., 2011. "Air-side heat transfer and pressure drop characteristics of accelerated flow evaporators". *International Journal of Refrigeration*, v.34, p. 484-497.

Abstract. This work presents a numerical model to simulate the steady and unsteady flow and heat transfer between the refrigerant fluid and outside air along tube-fin evaporators, commonly used in 'no-frost' household refrigerators and air conditioning systems. The refrigerant pressure drop and the moisture condensation on the airflow crossing the outside of the tubes are taken into account. The fundamental equations of mass conservation, momentum and energy conservation governing the refrigerant flow are solved in order to evaluate the velocity, pressure and specific enthalpy of the refrigerant fluid, respectively. The energy and mass (humidity) conservation equations for the air flow are solved in order to evaluate the temperature and absolute humidity of the air crossing the evaporator, respectively. The energy conservation equation for the evaporator tube wall is also solved to obtain the wall temperature distribution. The governing equations are integrated numerically and the resulting algebraic system of equations is solved by Newton-Raphson's method. The model allows analysis of evaporator coil configurations with different refrigerant circuits. The results are compared with experimental data and numerical results available in the literature, obtaining good agreements for both steady and unsteady state.

Key words: Tube fin evaporator, Household refrigerator, Fluid refrigerant circuitry.