

## ANÁLISE DE EVAPORADORES DE SERPENTINA COM TUBOS ALETADOS USANDO UM MODELO DISTRIBUÍDO

**Paulo Eduardo Barbieri**

UNESP/Ilha Solteira – Faculdade de Engenharia - Departamento de Engenharia Mecânica - 15385-000 - Ilha Solteira, SP – Brasil  
[paulobarbieri@yahoo.com.br](mailto:paulobarbieri@yahoo.com.br)

**André Luiz Seixlack**

UNESP/Ilha Solteira – Faculdade de Engenharia - Departamento de Engenharia Mecânica - 15385-000 - Ilha Solteira, SP – Brasil  
[andre@dem.feis.unesp.br](mailto:andre@dem.feis.unesp.br)

**Resumo.** Neste trabalho apresenta-se um modelo numérico distribuído para a simulação do escoamento em evaporadores de expansão seca de serpentina com tubos aletados, comuns em sistemas de refrigeração e ar condicionado. O modelo proposto considera a queda de pressão no interior dos tubos e a condensação do vapor d'água do ar que escoar em fluxo cruzado na parte externa dos tubos. O escoamento bifásico no interior dos tubos é simplificado como um escoamento unidimensional e homogêneo. Para o escoamento do refrigerante resolvem-se as equações da conservação da massa, da quantidade de movimento e da conservação da energia. Para o escoamento de ar, são resolvidas as equações da conservação da energia e da conservação da massa (umidade). Resolve-se, também, a equação da conservação da energia para a parede do tubo, para se obter a sua temperatura. O método de volumes finitos é utilizado na discretização das equações governantes e o método de Newton-Raphson é utilizado para a solução do sistema de equações resultante. Os resultados obtidos são comparados com resultados disponíveis na literatura em termos de perfis de temperatura do ar, temperatura do refrigerante e temperatura da parede do tubo. Apresenta-se, também, uma análise da influência das equações constitutivas e de alguns parâmetros do problema sobre os resultados do modelo.

**Palavras chave:** evaporadores de serpentina aletados, escoamento bifásico, refrigeração, modelo distribuído.

### 1. Introdução

Os sistemas de refrigeração e ar condicionado são responsáveis por aproximadamente 11% do consumo total de energia elétrica no Brasil, segundo os dados do Programa de Combate ao Desperdício de Energia Elétrica do governo brasileiro, PROCEL (1998). Esse consumo deve-se às irreversibilidades termodinâmicas inerentes aos processos de transferência de calor e do escoamento do fluido refrigerante no interior dos componentes do sistema de refrigeração. Dentre esses componentes, os compressores, os trocadores de calor (evaporadores e condensadores) e os dispositivos de expansão, em particular os tubos capilares, usados em sistemas de pequeno porte, com capacidade até 10 kW, tem sido extensivamente analisados.

A motivação do presente trabalho é a análise de evaporadores de serpentina com tubos aletados, comuns em aplicações relacionadas com sistemas de ar condicionado e refrigeração. Tais evaporadores consistem de uma série de tubos aletados, em que processo de transferência de calor e massa entre o refrigerante, no interior dos tubos, e o ar, externamente aos tubos, geralmente, ocorre em escoamento de fluxo cruzado, como mostrado na Fig. (1).

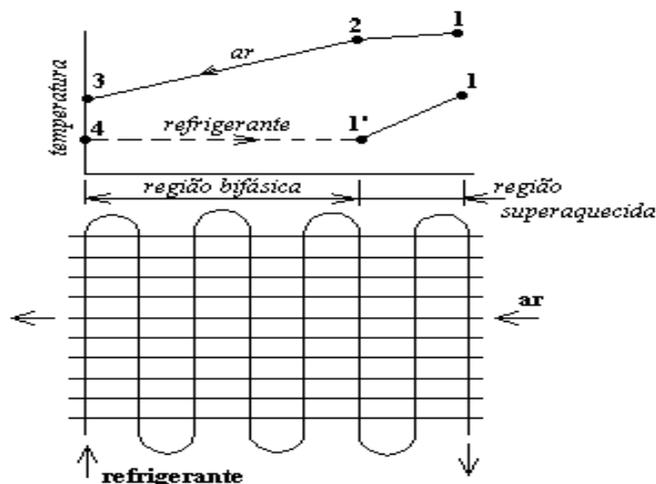


Figura 1. Representação esquemática de um evaporador de serpentina com tubos aletados

O escoamento do fluido refrigerante no interior dos tubos de um evaporador é bastante complexo, identificando-se em alguns casos, devido à mudança de fase, até três regiões: uma de escoamento líquido, uma de escoamento bifásico líquido-vapor e uma de escoamento de vapor. Além disso, durante a operação do sistema de refrigeração, grandes períodos transientes podem surgir como consequência, por exemplo, do início do funcionamento do sistema, dos ciclos de parada e acionamento do compressor ou da variação das condições de operação do sistema. Durante tais períodos as regiões líquida, bifásica ou de vapor podem se formar ou desaparecer, dificultando ainda mais a modelagem do escoamento. Dessa forma, o conhecimento das características dinâmicas de um evaporador é importante para o projeto e para o controle de muitos sistemas de condicionamento de ar e refrigeração.

Em razão do complexo padrão do escoamento do ar sobre as superfícies externas dos tubos e aletas, a determinação teórica de coeficientes de transferência de calor é frequentemente impedida. A combinação entre os processos de transferência de calor, massa e quantidade de movimento complicam a análise, tornando necessário recorrer-se a trabalhos experimentais para a obtenção de dados empíricos a serem utilizados em modelos teóricos.

Esse grande número de fenômenos envolvidos mostra que os sistemas de refrigeração e condicionamento de ar operam sob condições variáveis e, assim, uma condição única de regime permanente não existe, especialmente se os controles de capacidade do sistema estiverem ajustados para uma dada situação. Além disso, para melhorar a eficiência da transferência de calor ou buscar as condições ideais de funcionamento, várias configurações de tubos são empregadas e vários métodos para se escolher o melhor circuito são usados. Essa diversidade torna a modelagem do escoamento ainda mais complexa e faz com que os modelos que usam a formulação distribuída, conhecidos como modelos distribuídos, sejam cada vez mais utilizados em razão da flexibilidade e aplicabilidade em descrever, além do comportamento dinâmico, a diversidade geométrica dos evaporadores de serpentina com tubos aletados.

Vários estudos sobre evaporadores de serpentina com tubos aletados, tanto experimentais quanto computacionais, tem sido realizados e documentados na literatura. A maioria das pesquisas apresentadas referem-se a trocadores de calor usados em sistemas de refrigeração comerciais e em aplicações de ar condicionado. Em muitos desses estudos, a velocidade do escoamento e parâmetros geométricos tais como: tipos de aletas, número de fileiras e disposição de tubos são consideravelmente diferentes daqueles de um evaporador de um sistema de pequeno porte (sistemas domésticos).

Dentre os trabalhos encontrados na literatura, a partir dos anos noventa, destacam-se aqueles de: Oskarsson *et al.* (1990), Wang e Toubert (1991), Domanski (1991), Jia *et al.* (1999) e Liang *et al.* (1999). Em função do grande número de fenômenos envolvidos no funcionamento dos evaporadores, cada trabalho enfoca aspectos específicos tais como: análise dos efeitos da distribuição de ar no desempenho do evaporador; efeito do tipo de circuito; efeito do tipo da aleta; estudo do comportamento dinâmico do evaporador quando submetido a variações das condições de operação.

Neste trabalho apresenta-se um modelo distribuído para a simulação do escoamento ao longo de evaporadores de expansão seca do tipo serpentina com tubos aletados. Esse modelo já foi apresentado em detalhes por Barbieri e Seixlack (2001), enfatizando-se o comportamento dinâmico de evaporadores. No presente trabalho, um resumo do modelo é apresentado e o código computacional é testado para problemas no regime permanente procurando-se destacar algumas de suas potencialidades.

Inicialmente, uma vez que os resultados obtidos são dependentes das equações constitutivas adotadas, o modelo é investigado em maiores detalhes, com o intuito de verificar a influência das diferentes correlações adotadas. A seguir os resultados obtidos são comparados com resultados disponíveis na literatura em termos de perfis de temperatura do ar, temperatura do refrigerante e temperatura da parede do tubo.

## 2. Equações Governantes

O escoamento ao longo da serpentina do evaporador é dividido em duas regiões: uma de escoamento bifásico líquido-vapor e outra na qual o fluido refrigerante encontra-se no estado de vapor superaquecido. Considera-se a queda de pressão no interior dos tubos e a condensação do vapor d'água do ar que escoar em fluxo cruzado externamente ao tubo. Para simplificar o problema, as seguintes hipóteses são consideradas:

- O evaporador possui um único circuito [vide Fig. (2)], uma vez que a vazão em massa de refrigerante é considerada uniforme ao longo de cada circuito e a condução de calor entre esses circuitos é ignorada;
- O escoamento bifásico no interior dos tubos é considerado unidimensional e homogêneo;
- A variação das energias cinética e potencial do refrigerante é desconsiderada;
- O coeficiente de transferência de calor do lado do ar é uniforme (pode ser diferente nas regiões seca e úmida);
- A condução de calor na parede do tubo é desconsiderada;
- O escoamento do ar é incompressível;
- Desconsidera-se a formação de gelo;
- Assume-se que o fluido refrigerante seja isento de óleo.

As equações governantes do escoamento no interior do tubo são divididas conforme o tipo de escoamento: monofásico ou bifásico. As equações apresentadas a seguir referem-se à região de escoamento bifásico. Substituindo-se  $\alpha = 1$  (fração de vazio) nessas equações, obtém-se as equações governantes para a região monofásica (região de vapor superaquecido).

Com base nas considerações mencionadas acima, considerando os parâmetros geométricos do evaporador mostrados na Fig. (2) e aplicando os princípios de conservação de massa, de quantidade de movimento e de energia para o refrigerante, de energia para o ar e para a parede do tubo e de massa (umidade) para o ar, obtém-se, respectivamente, as equações governantes do problema, dadas por:

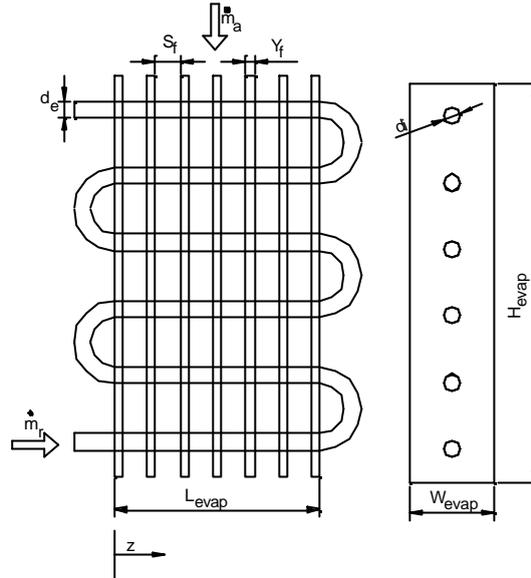


Figura 2. Parâmetros geométricos do evaporador.

- *Equações de Conservação Para o Refrigerante:*

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

na qual  $\tilde{p} = [\alpha\rho_v + (1-\alpha)\rho_l]$  é a massa específica da mistura líquido-vapor,  $u = [G_r / \tilde{p}]$  é a velocidade na direção do escoamento,  $\alpha = 1 / \{1 + [\rho_v(1-x)/\rho_l x]\}$  é a fração de vazio,  $x$  é o título da mistura,  $G_r$  é o fluxo de massa de refrigerante,  $t$  é tempo,  $z$  é a coordenada ao longo do tubo do evaporador e  $\rho_l$  e  $\rho_v$  são, respectivamente, a massa específica do líquido e do vapor.

$$\frac{\partial(\tilde{p}u)}{\partial t} + \frac{\partial(\tilde{p}u^2)}{\partial z} = -\frac{\partial p}{\partial z} - f_x \quad (2)$$

na qual  $p$  é a pressão do escoamento no interior do tubo e  $f_x = (dp_F / dz)$  é a redução de pressão devido ao atrito.

$$\frac{\partial(\tilde{p}h_r)}{\partial t} + \frac{\partial(\tilde{p}uh_r)}{\partial z} = \frac{A_i}{A_{tub}} dq_{wr} + \frac{\partial p}{\partial t} \quad (3)$$

na qual  $h_r = [xh_v + (1-x)h_l]$  é a entalpia do refrigerante,  $h_l$  e  $h_v$  são, respectivamente, a entalpia do líquido e do vapor,  $A_i$  é a área interna do tubo por unidade de comprimento,  $A_{tub}$  é a área da seção transversal do tubo,  $dq_{wr} = [H_r(T_w - T_r)]$  é o fluxo de calor da parede do tubo para o refrigerante,  $H_r$  é o coeficiente de transferência de calor no interior do tubo,  $T_w$  é a temperatura da parede do tubo e  $T_r$  é a temperatura do refrigerante.

- *Equações de Conservação Para o Ar:*

$$\dot{m}_a dh_a = H_a A_t dz (T_a - T_w) + H_m A_t dz \lambda_{\text{água}} (\omega_a - \omega_{a,sat}) + H_m A_t dz (\omega_a - \omega_{a,sat}) h_{l,\text{água}} \quad (4)$$

$$\dot{m}_a d\omega_a = H_m A_t dz (\omega_a - \omega_{a,sat}) \quad (5)$$

nas quais  $\dot{m}_a = [r_a V_a (W_{evap} L_{evap})]$  é a vazão em massa de ar seco,  $\rho_a$  é a massa específica do ar seco,  $V_a$  é a velocidade do ar,  $L_{evap}$  é o comprimento do trecho reto do evaporador,  $W_{evap}$  é a espessura do evaporador,  $H_a$  é o coeficiente de transferência de calor do ar,  $A_t = (A_r + A_f \eta_f)$  é a área total de transferência de calor por unidade de comprimento,  $A_r$  é a área externa não coberta pelas aletas por unidade de comprimento,  $A_f$  é a área da superfície da

aleta por unidade de comprimento,  $\eta_f$  é a eficiência da aleta apresentada por McQuiston et al (1994),  $H_m$  é o coeficiente de transferência de massa, calculado pela correlação de Lewis,  $[H_m=H_a/(Le c_{p,a})]$ ,  $Le = [k_a / (\rho_a c_{p,a} D_{ab})]$  é o número de Lewis,  $D_{ab}$  é a difusividade de massa água-ar,  $k_a$  é a condutividade térmica do ar seco e  $c_{p,a}$  é o calor específico à pressão constante do ar seco,  $\lambda_{\text{água}}$  é o calor latente de condensação da água na temperatura  $T_w$ ,  $\omega_a$  é a umidade absoluta do ar,  $\omega_{a,\text{sat}}$  é a umidade do ar saturado na temperatura  $T_w$  e  $h_{l,\text{água}}$  é a entalpia da água líquida na temperatura  $T_w$ .

- *Equação da Conservação da Energia Para a Parede do Tubo:*

$$M_{wf} c_{p,wf} \frac{\partial T_w}{\partial t} = H_a A_t dz (T_a - T_w) + H_m A_t dz \lambda_{\text{água}} (\omega_a - \omega_{a,\text{sat}}) - H_r A_i dz (T_w - T_r) \quad (6)$$

na qual  $M_{wf}$  é a massa da parede do tubo e aletas por unidade de comprimento e  $c_{p,wf}$  é o calor específico médio à pressão constante considerando o material do tubo e o material das aletas, apresentados por Barbieri (2001).

O sistema formado pelas Eqs. (1) a (6) deve ser resolvido para o cálculo das seis incógnitas  $\tilde{p}$ ,  $u$ ,  $h_r$ ,  $T_a$ ,  $T_w$  e  $\omega_a$ . Para isso, equações auxiliares são requeridas para o cálculo das propriedades termofísicas do refrigerante e do ar, 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, obtém-se as propriedades termofísicas do ar usando-se os dados apresentados pela ASHRAE (1993) e as do fluido refrigerante são calculadas pelos dados fornecidos por McLinden *et al.* (1998).

O modelo utiliza as seguintes equações constitutivas para o cálculo dos demais parâmetros:

1. Fator de atrito na região monofásica (vapor superaquecido): correlação de Churchill (1977);
2. Perda de pressão devido ao atrito na região bifásica: correlação de Paliwoda (1989);
3. Coeficiente de transferência de calor monofásico: correlação de Dittus-Boelter (1930);
4. Coeficiente de transferência de calor bifásico: correlação de Jung e Rademacher (1991) e Chen (1966);
5. Coeficiente de transferência de calor no lado do ar: correlação de McQuiston (1981) e Turaga (1988).

## 2.1. Condições Iniciais

Quando o modelo é usado para verificar a resposta dinâmica do evaporador às variações das condições de operação, as condições iniciais são aquelas estabelecidas no regime permanente, ou seja, o escoamento do refrigerante ao longo do evaporador e o escoamento do ar do lado externo, são assumidos inicialmente em regime permanente (Barbieri, 2001). No presente trabalho apenas o regime permanente é analisado e, dessa forma, o escoamento é governado pelas Eqs. (1), (2), (3) e (6), com os termos transientes anulados, e as Eqs. (4) e (5). As condições iniciais usadas para a solução desse sistema de equações são aquelas do refrigerante na entrada do tubo,  $z = 0$  [vide Fig. (2)] e do ar sobre o evaporador, dadas por,

$$(i) \ z = 0: \quad \dot{m}_r = \dot{m}_{r,\text{en}} \quad x = x_{\text{en}} \quad T_r = T_{r,\text{en}} \quad (7)$$

$$(ii) \ \text{sobre o evaporador:} \quad T_a = T_{a,\text{so}} \quad \omega_a = \omega_{a,\text{so}} \quad \dot{m}_a = \dot{m}_{a,\text{so}} \quad (8)$$

nas quais o subíndice “en” indica as condições na entrada do tubo e o subíndice “so” indica as condições sobre o evaporador.

## 2.2. Metodologia de Solução

Para a solução numérica do sistema de equações governantes do problema, Eqs. (1) a (6), utiliza-se o método de volumes finitos. O arranjo desencontrado é usado para a localização relativa das variáveis na malha computacional.

Uma vez que o problema é predominantemente convectivo o esquema *upwind* é usado na discretização das equações governantes, pois o uso de diferenças centrais na aproximação dos termos convectivos cria, quase sempre, coeficientes negativos. O uso de coeficientes negativos, associados à natureza do método iterativo usado na solução do sistema de equações, pode impedir totalmente a obtenção da solução.

Analisando o sistema formado pelas Eqs. (1) a (6), observa-se a necessidade de uma equação de estado para o cálculo da pressão, pois a natureza segregada do processo de solução requer que cada variável tenha uma equação evolutiva para ser avançada.

Se  $\tilde{p}$  tem variação considerável com a pressão, então a equação de estado relaciona a pressão com uma função de  $\tilde{p}$  e  $h_r$ . A equação de estado e a equação da continuidade são usadas, respectivamente, para o cálculo da pressão e da massa específica. Essa formulação, na qual todas as variáveis dependentes possuem a sua equação de evolução, é

conhecida como formulação compressível. A equação de estado  $p=p(\tilde{p}, h_r)$  usada no presente modelo pode ser encontrada em Barbieri (2001).

A solução do sistema de Eqs. (1) a (6) é obtida ao longo do evaporador, dividindo-o em pequenas células, em um total de MT, conforme mostrado na Fig. (3a). Para cada célula, sete variáveis devem ser calculadas:  $\tilde{p}$ ,  $u$ ,  $p$ ,  $h_r$ ,  $T_w$ ,  $T_a$  e  $\omega_a$ . As variáveis  $\tilde{p}$ ,  $p$ ,  $h_r$  e  $T_w$  são armazenadas no centro da célula, ponto P mostrado na Fig. (3b), enquanto que a velocidade,  $u$ , é armazenada nas faces “w” e “e” da célula, mostradas na Fig. (3b). As variáveis  $T_a$  e  $\omega_a$  são armazenadas nas faces “n” e “s” mostradas também na Fig.(3b).

Observa-se que as Eqs. (1) a (3) e (6), para o refrigerante e parede do tubo, e as Eqs. (4) e (5), para o ar, formam dois sistemas de equações não-lineares, que podem ser resolvidos utilizando-se o método de Newton-Raphson.

Para melhorar a eficiência do processo de solução, utiliza-se neste trabalho um método iterativo de dois níveis para a solução das equações. Tais níveis são:

(i) *Nível 1 – Cálculo das variáveis do refrigerante e da parede do tubo:*

Neste nível, é assumido que as condições do ar ( $T_a, \omega_a$ ) ao longo de todo o domínio de solução sejam conhecidas. Assim, um método de Newton-Raphson de célula em célula, iniciando-se da entrada do tubo, é usado para resolver o sistema de equações para o cálculo de  $\tilde{p}$ ,  $u$ ,  $h_r$  e  $T_w$ , sendo  $p$  calculado pela equação de estado  $p=p(\tilde{p}, h_r)$  (vide Barbieri, 2001).

A solução numérica inicia-se na entrada do tubo ( $m=1$ ), onde o escoamento é bifásico, e prossegue célula a célula até que o título da mistura atinja o valor unitário, passando o escoamento a ser monofásico. Quando a temperatura da parede do tubo atinge a temperatura do ponto de orvalho do ar, para a condição especificada na face horizontal da célula, tem início o processo de condensação do vapor d’água do escoamento de ar sobre os tubos.

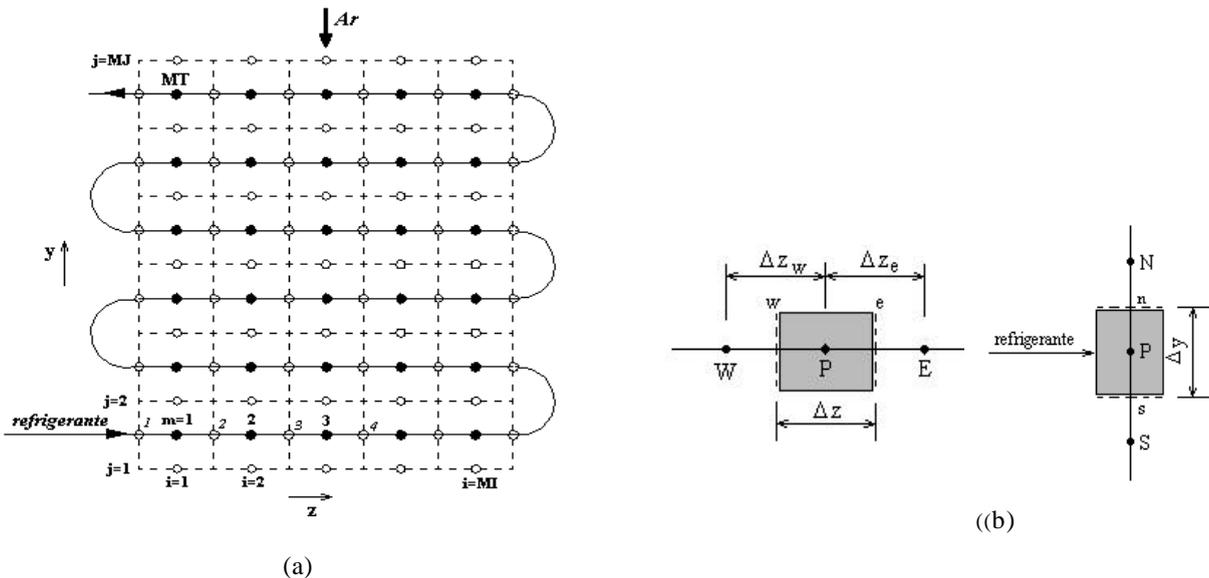


Figura 3. (a) Divisão do evaporador para a solução numérica; (b) volumes de controle para o refrigerante e para o ar.

(ii) *Nível 2 – Cálculo das variáveis para o lado do ar:*

Neste nível realiza-se a correção dos valores da temperatura e umidade do ar resolvendo-se as Eqs. (4) e (5), pelo método de Newton-Raphson. Essa correção é realizada para toda a malha e não célula a célula, constituindo um sistema de ordem igual a 2 MT. A convergência é obtida quando os somatórios das correções das condições do ar ( $T_a, \omega_a$ ) forem inferiores a  $10^{-4}$ .

Para a malha apresentada na Fig. (3) os índices  $i, j$  e  $m$  são relacionados pela equação dada por,

$$m = i + (j-1)MI \quad (i = 1, 2, 3, \dots, MI; \quad j = 1, 2, 3, \dots, MJ) \quad (9)$$

Considera-se que o regime permanente é alcançado quando a variação de  $\tilde{p}$ ,  $u$ ,  $h_r$  e  $T_w$ , de um passo de tempo para o outro, for menor do que  $10^{-3}$ .

**3. Resultados e Discussão**

Visando a análise das características gerais de evaporadores de serpentina, Liang *et al.* (1999) simularam um evaporador com o escoamento de refrigerante em apenas um único circuito de quatro tubos em fluxo cruzado com o

escoamento de ar, cujos parâmetros geométricos são apresentados na Tab. (1). Para esse caso, os resultados obtidos por Liang *et al.* (1999) foram comparados com os resultados obtidos com o presente modelo.

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

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

As condições de operação empregadas nos testes realizados por Liang *et al.* (1999) são apresentadas na Tab. (2). A entalpia na entrada do evaporador é determinada pelas condições na saída do condensador (temperatura de condensação 45 °C, grau de sub-resfriamento 5 °C).

Tabela 2 – Condições de operação usadas por Liang *et al.* (1999).

Condições de operação na entrada	Caso 01	Caso 02	Caso 03
Temperatura do refrigerante (°C)	10,5	10,5	11,0
Vazão em massa de refrigerante (kg/s)	0,0036	0,0055	0,0086
Título	0,22	0,22	0,22
Temperatura do ar (°C)	28,0	28,0	28,0
Umidade relativa (%)	30	60	90
Velocidade do ar (m/s)	2,0	2,0	2,0

Uma vez que os resultados obtidos são dependentes das equações constitutivas mencionadas no Item 2, o modelo é investigado em maiores detalhes, com o intuito de verificar a influência das diferentes correlações adotadas. A seguir são apresentados os resultados dos testes realizados, os quais utilizam o Caso 02 apresentado na Tab. (2).

### 3.1. Influência do Coeficiente de Transferência de Calor Bifásico

Na literatura, encontram-se disponíveis várias correlações, com diferentes concepções, para o cálculo do coeficiente de transferência de calor, CTC, em escoamentos bifásicos de fluidos refrigerantes no interior de tubos. Neste item, analisa-se a influência de algumas dessas correlações sobre os resultados obtidos com o modelo proposto.

Na Fig. (4a) são mostradas as distribuições do CTC do lado do refrigerante. Nesse caso, o CTC bifásico é calculado pelas correlações de: Chen (1966), Jung e Radermacher (1991), Kandlikar (1990) e Bandarra Filho *et al.* (1997b). As descontinuidades observadas nos perfis do coeficiente de transferência de calor mostrados na Fig. (4a) devem-se à transição do escoamento bifásico para o monofásico.

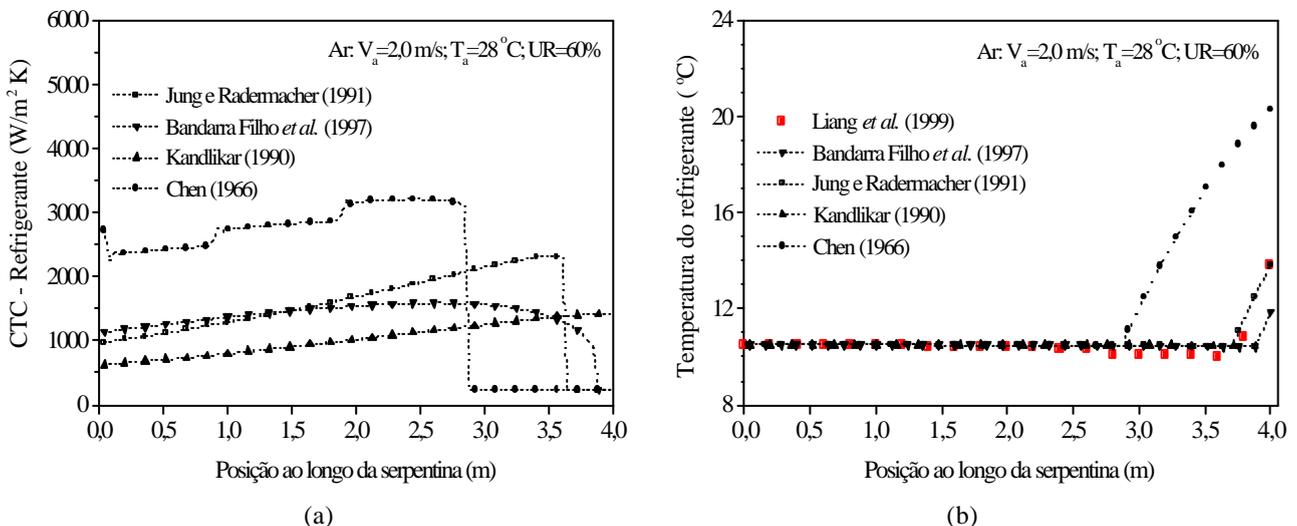


Figura 4. (a) Distribuições do coeficiente de transferência de calor no lado do refrigerante; (b) Efeito do coeficiente de transferência de calor no escoamento bifásico.

Observa-se na Fig. (4a) que as correlações para o CTC bifásico apresentam comportamentos claramente diferentes, sendo que a correlação de Kandlikar (1990) fornece os valores menores, acarretando vaporização incompleta do fluido refrigerante. Tal fato pode ser melhor observado na Fig. (4b), na qual apresentam-se os perfis de temperatura do refrigerante ao longo da serpentina calculado pelo presente modelo e comparados com aquele obtido por Liang *et al.* (1999). O maior grau de superaquecimento é obtido quando a correlação de Chen (1966) é empregada, uma vez que tal correlação fornece os maiores valores do coeficiente de transferência de calor [vide Fig. (4a)].

Na Fig. 4(b), verifica-se que o perfil de temperatura obtido quando a correlação de Jung e Radermacher (1991) é usada, é o que melhor se ajusta ao resultado de Liang *et al.* (1999).

### 3.2. Influência do Coeficiente de Transferência Calor Monofásico

Em evaporadores de serpentina com tubos aletados de expansão seca, a região de escoamento monofásico de vapor superaquecido, geralmente, compreende 20 % do comprimento total da serpentina. Para verificar a influência do coeficiente de transferência de calor nessa região, foram testadas as correlações dadas por: Dittus-Boelter (1930), Gnielinski (1976), Sieder e Tate (1936) e Sleicher e Rouse (1975). Os perfis do coeficiente de transferência de calor monofásico, calculados por essas correlações, são apresentados na Fig. (5a).

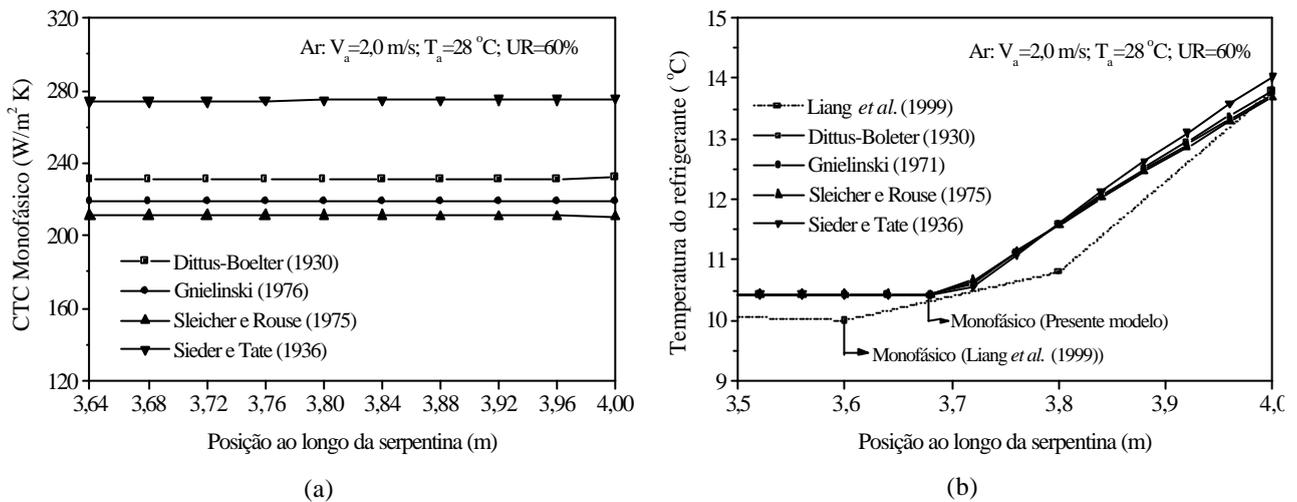


Figura 5. (a) Distribuições do CTC monofásico; (b) Efeito do coeficiente de transferência de calor no escoamento monofásico.

Verifica-se na Fig. (5a), que dentre as correlações testadas, com exceção da correlação de Sieder e Tate (1936), cujos valores do CTC monofásico estão próximos de 270 W/m<sup>2</sup> K, as demais equações fornecem valores muito próximos entre si, na faixa de 215 a 230 W/m<sup>2</sup> K. Esse comportamento faz com que os perfis de temperatura do refrigerante na região monofásica sejam praticamente coincidentes, como mostrado na Fig. (5b). Tal fato demonstra que os resultados obtidos independem da correlação usada para o cálculo do coeficiente de transferência de calor monofásico.

Observa-se na Fig. (5b) que os perfis de temperatura apresentados, referem-se apenas à região de escoamento monofásico, que compreende aproximadamente 0,4 m da serpentina.

Na Fig. (5b), mostra-se também o perfil de temperatura calculado por Liang *et al.* (1999), cujas temperaturas, ao longo da região monofásica, são inferiores àquelas calculadas pelo presente modelo.

### 3.3. Influência do Modelo de Cálculo da Força de Atrito entre o Refrigerante e a Parede do Tubo

Um termo da equação da quantidade de movimento do refrigerante que merece atenção é aquele referente ao atrito entre o refrigerante e a parede do tubo ( $f_x$ ). Dentre os vários modelos disponíveis na literatura para descrever esse termo, são aqui analisados o modelo dos multiplicadores bifásicos, usando as equações de Friedel (1979), Whalley (1987) e Paliowoda (1989), que fornece diretamente o valor de  $f_x$ .

Na Fig. (6a) apresentam-se os perfis de  $f_x$ , calculados pelas três correlações analisadas e na Fig. (6b), apresentam-se as respectivas distribuições de pressão do refrigerante, ao longo da serpentina. Na Fig. (6a), observa-se que na região monofásica os valores de  $f_x$  são coincidentes, uma vez que o fator de atrito nessa região é calculado pela correlação de Churchill (1977), nos três casos apresentados.

Nota-se também nas Figs. (6a) e (6b) uma relação direta entre o modelo de cálculo do termo  $f_x$  e a distribuição de pressão do refrigerante, ou seja, um maior valor de  $f_x$  fornece o maior gradiente de pressão. Nos três casos mostrados na Fig. (6a), a força  $f_x$  cresce continuamente ao longo da serpentina, sendo que valores máximos são atingidos próximo

do ponto de vaporização completa do refrigerante, quando se usam as correlações de Friedel (1979) e Paliwoda (1989). A correlação de Whalley (1987) fornece um perfil de  $f_x$  aproximadamente linear.

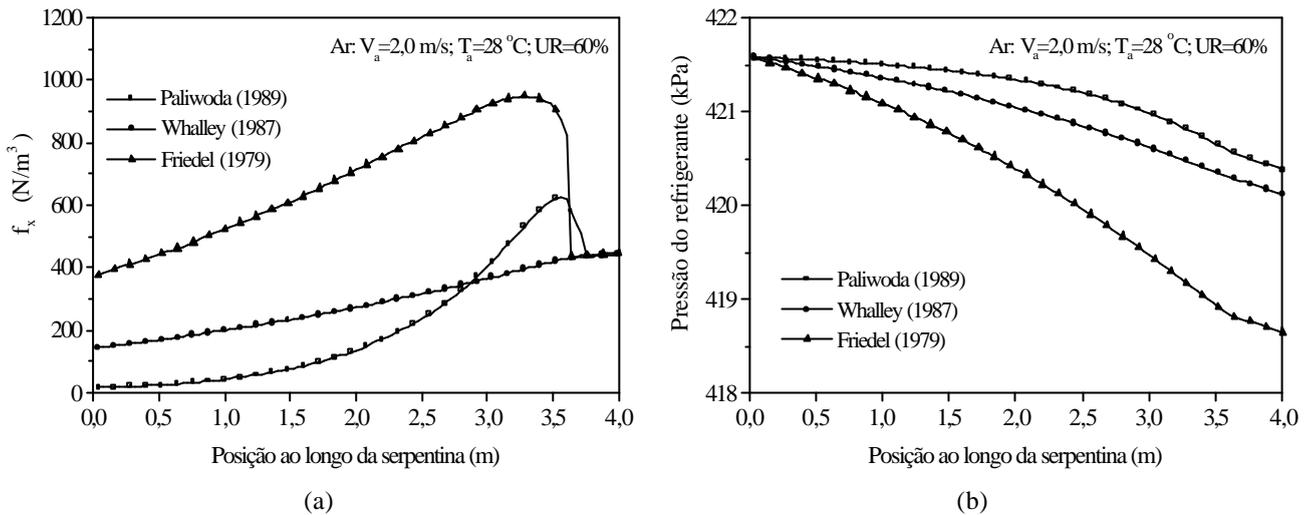


Figura 6. (a) Distribuições da força  $f_x$  ao longo da serpentina; (b) Distribuições de pressão do refrigerante ao longo da serpentina.

O efeito do modelo de cálculo da força  $f_x$  sobre a distribuição de temperatura do refrigerante é mostrada na Fig. (7), comparados com a distribuição de temperatura calculada por Liang *et al.* (1999). Observa-se que os perfis de temperatura são muito próximos entre si ao longo do maior trecho da serpentina. Dentre os perfis de temperatura calculados com o presente modelo, nota-se na Fig. (7), um gradiente de temperatura ligeiramente maior durante a mudança de fase, quando a correlação de Friedel (1979) é usada, provocando um grau de superaquecimento maior.

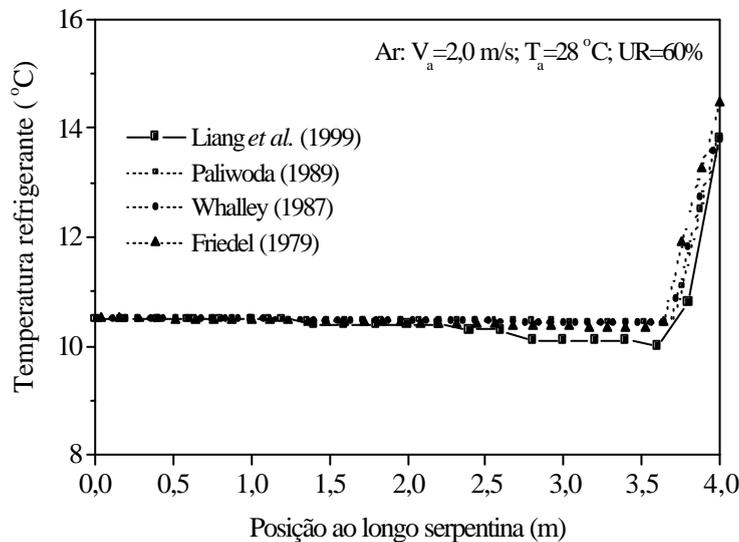


Figura 7. Influência do modelo de cálculo da força  $f_x$  na região de escoamento bifásico.

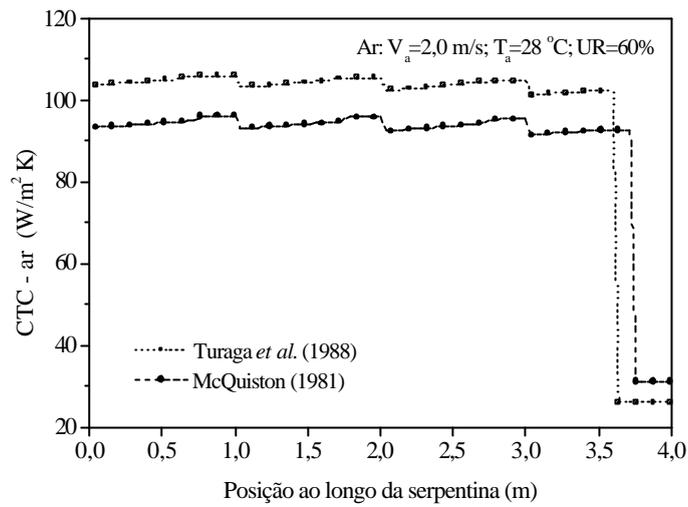
### 3.4. Influência do Coeficiente de Transferência de Calor do Ar

Considerando ainda o Caso 02 da Tab. (2), foram testadas as correlações de Turaga *et al.* (1988) e a de McQuiston (1981) para o cálculo do coeficiente de transferência de calor no lado do ar. A Fig. (8a) mostra as distribuições do coeficiente de transferência de calor do ar, considerando a presença de aletas e a condensação do vapor d'água.

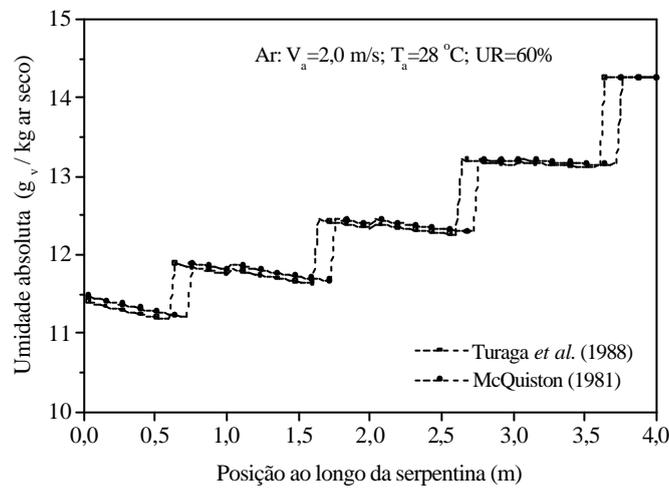
Observa-se na Fig. (8a) que os dois perfis do CTC do ar apresentam o mesmo comportamento, embora a correlação de McQuiston (1981) forneça valores menores do que aqueles de Turaga *et al.* (1988). Nota-se que a descontinuidade dos perfis ocorre em razão da desumidificação do ar. No trecho final da serpentina, os valores menores do CTC indicam que, nessa região, ocorre somente transferência de calor sensível.

Na região de desumidificação, que ocupa aproximadamente 90 % da serpentina, ocorre transferência de calor sensível e latente e os valores do CTC do ar são significativamente maiores. A redução da umidade absoluta do ar ao

longo dessa região é mostrada na Fig. (8b), que apresenta os perfis de umidade absoluta do ar ao longo do evaporador obtidos quando as correlações de McQuiston (1981) e Turaga *et al.* (1988) são usados no cálculo do CTC do ar.



(a)



(b)

Figura 8. (a) Distribuição do coeficiente de transferência de calor no lado do ar; (b) Perfis de umidade absoluta do ar ao longo do evaporador.

Os perfis de umidade absoluta mostrados na Fig. (8b) apresentam o mesmo comportamento e são praticamente coincidentes. O mesmo é observado na Fig. (9) com relação aos perfis de temperatura do ar obtidos pelo presente modelo, independente da correlação usada para o cálculo do CTC do ar.

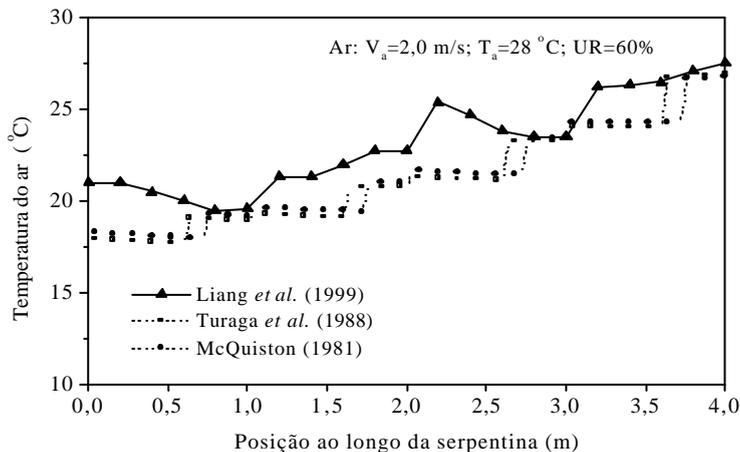


Figura 9. Perfis de temperatura do ar ao longo do evaporador.

Na Fig (9), observa-se que as temperaturas obtidas pelo presente modelo são menores do que aquelas obtidas por Liang et all (1999), sendo que a diferença máxima entre os valores calculados pelos dois modelos foi de 15 %, que provavelmente é causado pela correlação de transferência de calor do ar de Fisher e Rice (1983) usada por Liang et al. (1999), a qual não foi obtida pelo presente autor.

### 3.5. Comparações dos Resultados

Neste item são apresentadas as comparações entre os resultados calculados usando-se o presente modelo e os resultados obtidos por Liang et al. (1999). Além disso, avalia-se a influência da umidade relativa do ar na entrada do evaporador sobre o seu comportamento no regime permanente.

Nas Figs. (10) a (12) apresentam-se, respectivamente, para as umidades relativas do ar na entrada de 30 %, 60 % e 90 %, as comparações entre os perfis de temperatura do ar, temperatura do refrigerante e temperatura da parede do tubo calculados pelo presente modelo com aqueles calculados por Liang et al. (1999).

Verifica-se nas Figs. (10) a (12) uma boa concordância entre os resultados apresentados por Liang et al. (1999) e aqueles calculados pelo presente modelo, principalmente os perfis de temperatura do refrigerante e da parede do tubo. Entretanto, para a umidade relativa de entrada do ar de 30% [vide Fig. (10)], observa-se que o presente modelo não prevê a vaporização completa do refrigerante. Nesse caso, o título do refrigerante na saída da serpentina é de 0,81 o que difere do resultado de Liang et al. (1999). Apesar disso, os perfis de temperatura do ar, do refrigerante e da parede do tubo estão próximos, apresentando uma diferença mais acentuada apenas na região de vapor superaquecido.

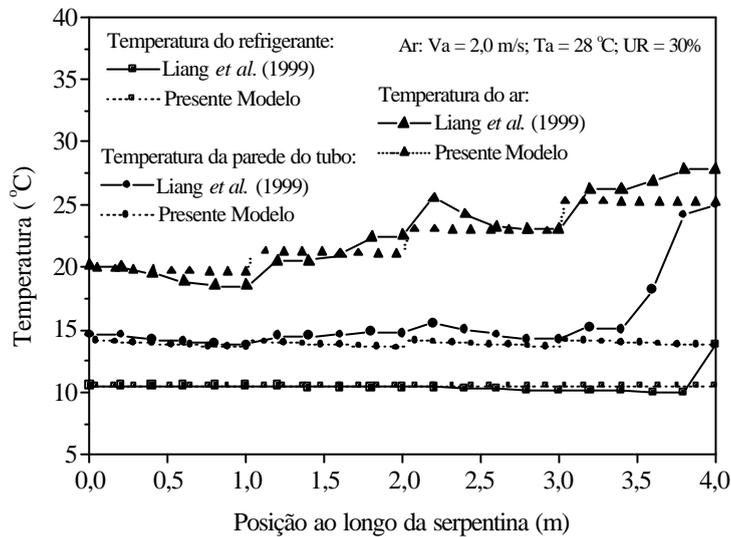


Figura 10. Comparações entre os perfis de temperatura do ar, do refrigerante e da parede do tubo para UR = 30%.

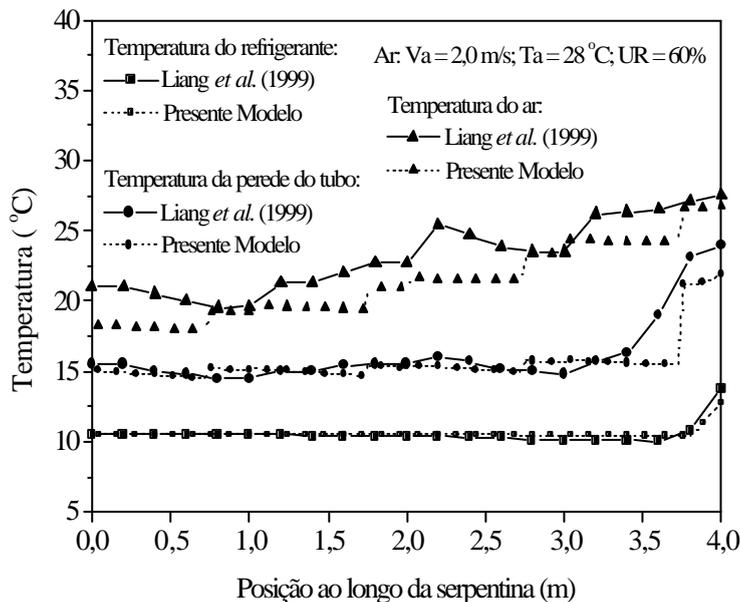


Figura 11. Comparações entre os perfis de temperatura do ar, do refrigerante e da parede do tubo para UR = 60%.

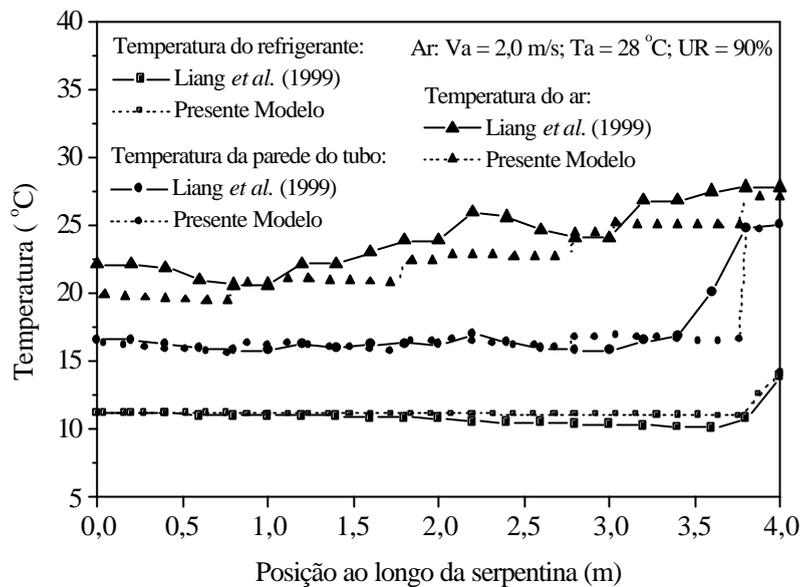


Figura 12. Comparações entre os perfis de temperatura do ar, do refrigerante e da parede do tubo para UR = 90%.

#### 4. Conclusões

Neste trabalho apresenta-se um modelo numérico distribuído para a simulação do escoamento ao longo de evaporadores de expansão seca de serpentina com tubos aletados, geralmente usados em sistemas de refrigeração e condicionamento de ar. Tais evaporadores, quando comparados a outros componentes do sistema de refrigeração, ou outros tipos de evaporadores, são relativamente complexos de serem modelados, em razão dos escoamentos envolvidos.

No modelo proposto, considera-se a queda de pressão no interior dos tubos e a condensação do vapor d'água do ar que escoam em fluxo cruzado na parte externa dos tubos, podendo-se obter as distribuições, no espaço e no tempo, de massa específica do refrigerante, da velocidade do refrigerante, do título, da temperatura do refrigerante, da temperatura da parede do tubo, da temperatura e umidade absoluta do ar.

As correlações para o cálculo do coeficiente de transferência de calor bifásico exercem um papel fundamental na simulação do escoamento, pois cada correlação considera um determinado padrão de escoamento bifásico, ou mesmo, determinadas condições de operação. Nos casos avaliados no presente trabalho, as correlações que se mostraram mais adequadas são aquelas que consideram a superposição de efeitos: ebulição nucleada e ebulição convectiva.

As correlações para o cálculo do coeficiente de transferência de calor do lado do ar, também exercem um papel fundamental na modelagem do escoamento de evaporadores de serpentina com tubos aletados. Tais correlações têm aplicações restritas, pois dependem da geometria do evaporador e das condições termofísicas do ar.

Os resultados obtidos apresentam uma boa concordância com aqueles de Liang *et al.* (1999). Salienta-se a necessidade de melhorar a modelagem do escoamento do lado do ar considerando, por exemplo, o efeito da queda de pressão do ar. Além disso, é importante a análise de evaporadores com diferentes geometrias de serpentinas e com várias fileiras de tubos.

#### 5. Agradecimentos

Os autores agradecem à FAPESP – Fundação de Amparo à Pesquisa do Estado de São Paulo, pelo suporte financeiro que permitiu a realização deste trabalho.

#### 6. Referências

- ASHRAE, 1993, “Fundamentals Handbook”, American Society of Heating, Refrigerating and Air-Conditioning Engineers, chapter 06.
- Bandarra Filho, E., P., (1997) “Estudo da Transferência de Calor em Ebulição Convectiva de Refrigerantes em Tubos Horizontais”, Dissertação de Mestrado, Escola de Engenharia de São Carlos, USP, São Paulo.
- Barbieri, P, E, L, 2001, “Análise Dinâmica de Evaporadores de Serpentina com Tubos Aletados”, Dissertação de Mestrado, Faculdade de Engenharia de Ilha Solteira, UNESP, São Paulo, Brasil.
- Barbieri, P, E, L e Seixlack, A., L., 2001, “Modelagem do Escoamento no Regime Transiente em Evaporadores de Serpentina com Tubos Aletados, Anais do XVI Congresso Brasileiro de Engenharia Mecânica - COBEM 2001, CD-ROM, cod. TRB2393, pp. 1-10, Uberlândia – MG.
- Chen, J. C., 1966, “A Correlation for Boiling Heat Transfer to Saturated Fluids in Convective Flow”, Ind. Eng. Chem. Proc. Des. Dev., vol. 5, p. 322.

- Churchill, S. W., 1977, "Friction Factor Equation Spans All Fluid Flow Regimes", Chemical Engineering, vol. 84, pp. 91-92.
- Dittus, F. W. and Boelter, L. M. K., 1930, "Heat Transfer in Automobile Radiators of the Tubular Type", University of California Publications in Engineering, v. 2, n° 3, pp. 443 – 461.
- Domanski, P. A., 1991, "Simulation of an Evaporator with Nonuniform One-Dimensional Air Distribution", ASHRAE Transactions, vol. 13(1), pp. 792-802.
- Friedel, L., 1979, "New Friction Pressure Drop Correlation for Upward, Horizontal and Downward Two-Phase Pipe Flow", Presented at the HTFS Symposium, Oxford (Hoechst AG Reference 372217/24 698).
- Gnielinski, V., 1976, "New Equations for Heat and Mass Transfer in Turbulent Pipe and Channel Flow", International Chemical Engineering, vol. 16, pp. 359 - 368.
- Jia, X., Tso, C. P., Jolly, P. and Wong, Y. W., 1999, "Distributed Steady and Dynamic of Dry-Expansion Evaporator", International Journal of Refrigeration, vol. 22, pp. 126-136.
- Jung, D., S. and Radermacher, R., 1991, "Prediction of Heat Transfer Coefficients of Various Refrigerants During Evaporation", ASHRAE Transactions, vol. 97 (2), pp. 48-53.
- Kandlikar, S., G., 1990, "A General Correlation for Saturated Two-Phase Flow Boiling Heat Transfer Inside Horizontal and Vertical Tubes", Journal of Heat Transfer of the ASME, vol. 112, n° 1, pp. 219-228.
- Liang, S. Y., Wong, T. N., Nathan, G. K. and Liu T. N., 1999, "Analytical Study of Evaporator Coil in Humid Environment", Applied Thermal Engineering, vol.19, pp. 1129-1145.
- McLinden, M. O., Klein, S. A., Lemmon E. W. and Peskin, A. P., 1998, "Users' Guide: Thermodynamic and Transport Properties of Refrigerants and Refrigerant Mixtures – REFPROP", Software Version 6.0, National Institute of Standards and Technology, Boulder, Colorado.
- McQuiston, F. C., 1981, "Finned Tube Heat Exchangers: State of the Art for the Air Side", ASHRAE Transactions, vol. 87, pp. 1077-1085.
- McQuiston, F. C. and Parker, J. D., 1994, "Heating, Ventilating and Air Conditioning – Analysis and Design", John Wiley & Sons, 4<sup>a</sup> ed., New York.
- Oskarsson, S. P.; Krakow, K. I. and Lin, S., 1990, "Evaporator Models for Operation with Dry, Wet, and Frosted Finned Surfaces, Part 2: Evaporator Models and Verification", ASHRAE Transactions, vol. 96, pp. 381-392.
- 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, vol.12, pp. 314-322.
- PROCEL – Programa de Combate ao Desperdício de Energia Elétrica, 1998, Ministério das Minas e Energia, <http://www.eletronbras.gov.br/procel/>
- Sieder, E. N., and Tate, G. E., 1936, International Engineering Chemical, vol. 28, p. 1429.
- Sleicher, C.A. and Rouse, M.W., 1975, "A Convenient Correlation for Heat Transfer to Constant and Variable Property Fluids in Turbulent Pipe Flow", International Journal of Heat and Mass Transfer, vol. 18, pp. 677-683.
- Turaga, M., Lin, S. and Fazio, P. P., 1988, "Correlation for Heat Transfer and Pressure Drop Factors for Direct Expansion Air Cooling and Dehumidifying Coils", ASHRAE Transactions, vol. 92, pp. 616-619.
- Wang, H. and Touber S., 1991, "Distributed and Non-Steady-State Modeling of an Air Cooler", International Journal of Refrigeration, vol. 14, pp. 98-111.
- Whalley, P. B., 1987, "Boiling, Condensation and Gas-Liquid Flow", Clarendon Press, Oxford.

## ANALYSIS OF EVAPORATORS WITH FINNED-TUBE COILS USING A DISTRIBUTED MODEL

### Paulo Eduardo Barbieri

UNESP/Ilha Solteira – Faculdade de Engenharia - Departamento de Engenharia Mecânica – 15385-000 - Ilha Solteira, SP – Brasil  
[paulobarbieri@yahoo.com.br](mailto:paulobarbieri@yahoo.com.br)

### André Luiz Seixlack

UNESP/Ilha Solteira – Faculdade de Engenharia - Departamento de Engenharia Mecânica - 15385-000 - Ilha Solteira, SP – Brasil  
[andre@dem.feis.unesp.br](mailto:andre@dem.feis.unesp.br)

**Abstract.** *This work presents a numerical model to simulate the flow in finned-tube coil evaporators, the kind widely used in air conditioning and refrigeration systems. The model considers a evaporator composed of the two-phase one-dimensional homogeneous refrigerant flow inside just one tube and the air flow crossing the outside of that tube. The refrigerant pressure drop, the moisture condensation on the air side, as well as the effects of the external and internal environment conditions, are also taking into account. For the refrigerant flow, mass, momentum and energy conservation equations are solved in order to evaluate the specific mass, velocity, and temperature of the refrigerant fluid, respectively. For the air flow, energy and mass (humidity) conservation equations are solved, to obtain, respectively, the temperature and absolute humidity of the air crossing the evaporator. Also, the solution of energy conservation equation for the tube wall is used to determine the wall temperature distribution. Finite Volume Method is used all over to discretize the governing equations and a Newton-Raphson Scheme is utilized for the solution of the resulting system of equations. Results, such as air and refrigerant temperatures and tube-wall temperature distribution along the coil, are compared to data available in the open literature. Additionally, the influence of some constitutive equations on the results is analyzed.*

**Keywords:** *finned-tube coil evaporators, two-phase flow, refrigeration, distributed model.*