

ANÁLISE DO DESEMPENHO DE EVAPORADORES DE SERPENTINA COM TUBOS ALETADOS OPERANDO COM OS REFRIGERANTES CFC-12 E HFC-134a

João Paulo Dias

jpdias@dem.feis.unesp.br

André Luiz Seixlack

UNESP/Faculdade de Engenharia de Ilha Solteira, Departamento de Engenharia Mecânica – Av. Brasil Centro, 56

CEP. 15385-000 - Ilha Solteira, SP – Brasil.

andre@dem.feis.unesp.br

Resumo. Neste trabalho apresenta-se uma análise do desempenho de evaporadores de expansão seca de serpentina com tubos aletados, largamente usados em aplicações de refrigeração e condicionamento de ar. Para a simulação do escoamento ao longo da serpentina as equações de conservação da massa, quantidade de movimento e de conservação da energia são escritas na forma unidimensional e resolvidas pelo método de volumes finitos. O escoamento do refrigerante no interior dos tubos é dividido em duas regiões: uma bifásica e outra 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 na parte externa dos tubos. A comparação entre o desempenho do evaporador operando com os refrigerantes CFC-12 e HFC-134a, apesar das pequenas diferenças entre suas propriedades termodinâmicas, demonstra que a diferença nas características de transferência de calor para uma dada serpentina não pode ser desprezada. Tal comparação é realizada considerando as distribuições de temperatura do refrigerante, da parede do tubo e do ar, a vazão em massa de refrigerante, a capacidade de refrigeração, a taxa de desumidificação do ar, a temperatura de saída do ar e a queda de pressão do refrigerante ao longo da serpentina. Os resultados obtidos são discutidos e comparados com aqueles disponíveis na literatura.

Palavras-chave: evaporadores de serpentina aletados, análise de desempenho, refrigeração, ar condicionado.

1. Introdução

A preocupação com o meio ambiente ganha a cada dia novas proporções, principalmente no que se refere à camada de ozônio atmosférica, ao efeito estufa, à necessidade de fontes energéticas não poluentes e à economia de energia. Na área de refrigeração, tal preocupação, tem motivado a realização de inúmeras pesquisas e grandes investimentos visando a melhoria do desempenho termodinâmico de seus componentes principais: os evaporadores, os condensadores, os compressores e os dispositivos de expansão. O objetivo fundamental das pesquisas é a análise do comportamento desses componentes em relação aos fluidos refrigerantes menos agressivos à camada de ozônio atmosférica.

Os vários estudos realizados sobre evaporadores, geralmente, objetivam: (i) o levantamento de parâmetros de operação desses trocadores de calor, tais como, coeficientes de transferência de calor, queda de pressão e capacidade de refrigeração; (ii) o desenvolvimento de novos evaporadores adaptados ao uso de refrigerantes alternativos; (iii) o desenvolvimento e caracterização do desempenho de novos tipos geométricos de aletas e promotores de turbulência para intensificação da transferência de calor. O estudo de evaporadores é bastante complexo em razão de inúmeros fatores. Um deles é a mudança de fase do refrigerante no interior dos tubos, resultando em variações significativas na transferência de calor e nas características do escoamento do fluido do lado externo dos tubos. Outro fator é a possibilidade de numerosos arranjos de circuitos de tubos para uma serpentina.

Os evaporadores do tipo serpentina com tubos aletados são comuns em aplicações relacionadas com os sistemas de refrigeração e ar condicionado e consistem de uma série de fileiras paralelas de tubos aletados externamente. A representação esquemática de um circuito desse tipo de evaporador é mostrada na Fig. 1. O escoamento do fluido refrigerante no interior dos tubos desses evaporadores é bastante complexo, identificando-se duas regiões: uma de escoamento bifásico líquido-vapor e uma de escoamento de vapor superaquecido. 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 bifásica e de vapor superaquecido podem se formar ou desaparecer, dificultando ainda mais a modelagem do escoamento.

Outro fator importante é o padrão complexo do escoamento do ar sobre as superfícies externas dos tubos e aletas. A combinação entre os processos de transferência de calor, massa (condensação do vapor d'água do ar) e quantidade de movimento complicam a análise, tornando necessário recorrer-se a trabalhos experimentais para a obtenção de dados empíricos a serem usados em modelos teóricos.

Vários estudos experimentais e/ou teóricos, abordando diferentes aspectos sobre evaporadores de serpentina aletados podem ser encontrados na literatura, tais como: Wang e Touber (1991), Jia et al. (1995, 1999),

Liang et al. (1999, 2001), Barbieri (2001) e Zoghbi Filho (2004). A maioria das pesquisas referem-se a trocadores de calor usados em sistema de refrigeração comerciais e em aplicações de ar-condicionado. Em função do grande número de fenômenos envolvidos no funcionamento dos evaporadores, diferentes aspectos têm sido analisados, tais como: efeitos da distribuição de ar sobre o desempenho do evaporador; influência da configuração dos circuitos dos tubos do evaporador; efeito do tipo de aleta; estudo do comportamento dinâmico do evaporador quando submetido a variações das condições de operação e outros.

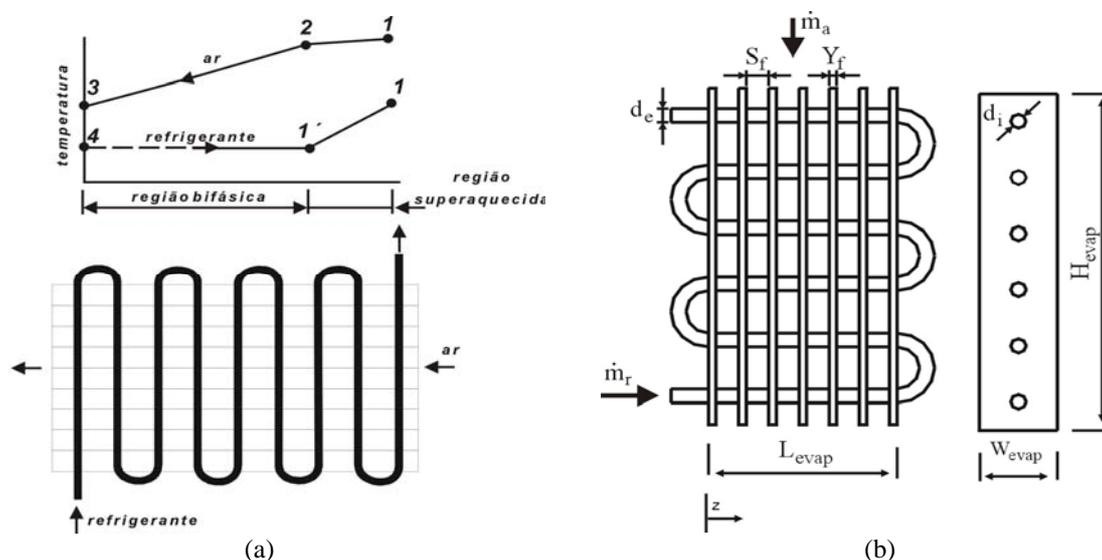


Figura. 1 - (a) Esquema de um evaporador de serpentina com tubos aletados; (b) Parâmetros geométricos.

Barbieri (2001) desenvolveu um modelo numérico distribuído para a simulação da resposta transiente de evaporadores de expansão seca de serpentina com tubos aletados. Os resultados obtidos por Barbieri (2001) indicam que o modelo fornece uma estimativa satisfatória da resposta transiente de um evaporador, submetido a uma variação em degrau da vazão em massa de refrigerante em sua entrada. No presente trabalho, complementa-se o modelo de Barbieri (2001) com um procedimento numérico que permite o cálculo da vazão em massa de refrigerante, conhecidos os parâmetros geométricos do evaporador e as condições de operação, e comparam-se os desempenhos do evaporador operando com os refrigerantes CFC-12 e HFC-134a. Tal comparação é realizada considerando as distribuições de temperatura do refrigerante, da parede do tubo e do ar, a vazão em massa de refrigerante, a capacidade de refrigeração, a taxa de desumidificação do ar, a temperatura de saída do ar e a queda de pressão do refrigerante ao longo da serpentina. Os resultados obtidos são comparados com aqueles de Liang et al. (1999).

2. Modelo Matemático

O escoamento do fluido refrigerante ao longo dos tubos do evaporador é dividido em duas regiões: uma de escoamento bifásico líquido-vapor e outra de escoamento de vapor superaquecido. Considera-se a queda de pressão no interior dos tubos e a condensação do vapor d'água do ar. Para simplificar o problema, as seguintes hipóteses são consideradas: a) o evaporador possui uma única fileira de tubos (vide Fig. 1b), uma vez que a vazão em massa de refrigerante é considerada uniforme ao longo de cada fileira e a condução de calor entre as fileiras é ignorada; b) o escoamento bifásico no interior dos tubos é considerado unidimensional e homogêneo; c) a variação da energia potencial do refrigerante é desprezível; d) o coeficiente de transferência de calor do lado do ar é uniforme, podendo ser diferente nas regiões seca e úmida; e) a condução de calor na parede do tubo é desprezível; f) o escoamento do ar é incompressível; g) despreza-se a formação de gelo; h) 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, obtêm-se as equações governantes para a região de vapor superaquecido.

Com base nas considerações mencionadas acima, considerando os parâmetros geométricos do evaporador, mostrados na Fig. 1b, e aplicando os princípios de conservação de massa, de quantidade de movimento e de conservação de energia para o refrigerante (vide Fig. 2a), obtêm-se as equações governantes do escoamento do refrigerante, respectivamente, dadas por:

- Equação de conservação da massa para o refrigerante:

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

na qual $\tilde{\rho} = [\alpha\rho_v + (1 - \alpha)\rho_l]$ é a massa específica [kg/m³], $\alpha = \{1 + [\rho_v(1 - x)/\rho_l x]\}^{-1}$ é a fração de vazio, x é o título, $u = [G_r / \tilde{\rho}]$ é a velocidade média do escoamento [m/s], G_r é o fluxo de massa de refrigerante [kg/m²s], t é o tempo [s], z é a coordenada ao longo do tubo do evaporador [m] (vide Fig. 1b). Os índices inferiores l e v indicam, respectivamente, as fases líquida e de vapor.

- Equação da quantidade de movimento para o refrigerante:

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

na qual p é a pressão do refrigerante [Pa], calculada por uma equação de estado, ou seja, uma relação entre a pressão, a entalpia e a massa específica do refrigerante, $p = p(\tilde{\rho}, h_r)$ (Barbieri, 2001) e $F_x = (dp_f / dz)$ é a redução de pressão em razão do atrito [N/m³].

- Equação de conservação da energia para o refrigerante:

$$\frac{\partial(\tilde{\rho}h_r)}{\partial t} + \frac{\partial(\tilde{\rho}uh_r)}{\partial z} = \frac{\partial p}{\partial t} + \frac{A'_i}{A_{tub}} dq''_{wr} \quad (3)$$

na qual $h_r = [(1 - x)h_l + xh_v]$ é a entalpia do refrigerante [J/kg], h_l e h_v são, respectivamente, a entalpia do líquido e do vapor [J/kg], A'_i é a área interna do tubo por unidade de comprimento [m], A_{tub} é a área da seção transversal do tubo [m²], $dq''_{wr} = [H_r(T_w - T_r)]$ é o fluxo de calor da parede do tubo para o refrigerante [W/m²], H_r é o coeficiente de transferência de calor no interior do tubo [W/m²K], T_w é a temperatura da parede do tubo [°C] e T_r é a temperatura do refrigerante [°C]. Observa-se na Fig. 1b que $\dot{m}_r = (\tilde{\rho}u A_{tub})$ é a vazão em massa de refrigerante [Kg/s].

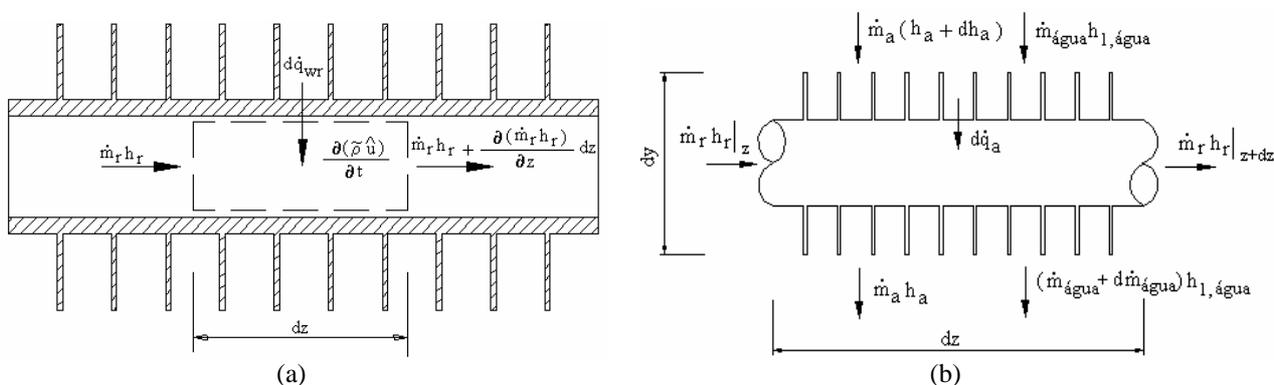


Figura 2 – Volumes de controle para os balanços de energia: (a) no refrigerante e (b) no ar.

- Equações governantes para o ar:

As serpentinas com tubos aletados são largamente usadas em aplicações para o resfriamento do ar atmosférico, sendo comum a ocorrência de desumidificação do ar. Com a desumidificação, a superfície da serpentina do lado do ar ficará coberta por uma película de água líquida que, eventualmente, poderá se congelar. Dessa forma, além da transferência de calor sensível, haverá a transferência de calor em razão da condensação.

Para obter as equações governantes do escoamento do ar, além das hipóteses simplificativas apresentadas, desconsidera-se a inércia térmica do ar. Dessa forma, aplicando-se os princípios de conservação da massa (umidade) do ar e de conservação de energia para o ar (vide Fig. 2b), obtém-se, respectivamente, as equações dadas por,

$$\dot{m}_a \frac{d\omega_a}{dz} dz = H_m A'_i dz (\omega_a - \omega_{a,sat}) \quad (4)$$

$$\dot{m}_a \frac{dh_a}{dz} dz = H_a A'_i dz (T_a - T_w) + H_m A'_i dz \lambda_{água} (\omega_a - \omega_{a,sat}) + H_m A'_i dz (\omega_a - \omega_{a,sat}) h_{l,água} \quad (5)$$

nas quais $\dot{m}_a = [\rho_a u_a (W_{evap} L_{evap})]$ é a vazão em massa de ar [kg/s], ρ_a é a massa específica do ar [kg/m³], u_a é a velocidade do ar [m/s], L_{evap} é o comprimento do trecho reto do evaporador [m], W_{evap} é a largura do evaporador [m], $A'_i = (A'_r + A'_f \eta_f)$ 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, η_f é a eficiência da aleta (McQuiston e Parker, 1994), H_a é o coeficiente de transferência de calor do ar [W/m²K], T_a é a temperatura do ar [°C], ω_a é a umidade absoluta do ar, $\omega_{a,sat}$ é a umidade do ar saturado na temperatura da parede do tubo, $\lambda_{\tilde{a}gua}$ é o calor latente de condensação da água na temperatura da parede [J/kg], $h_{l,\tilde{a}gua}$ é a entalpia da água líquida na temperatura da parede [J/kg] e H_m é o coeficiente de transferência de massa [kg/m²s] calculado pela correlação de Lewis, $H_m = [H_a / (Le c_{p,a})]$, na qual $Le = [k_a / (\rho_a c_{p,a} D_{ab})]$ é o número de Lewis, D_{ab} é a difusividade de massa água-ar [m²/s], k_a é a condutividade térmica do ar [W/mK] e $c_{p,a}$ é o calor específico à pressão constante do ar [J/kgK].

- *Equação de Conservação da Energia para a parede do tubo:*

$$M'_{wf} c_{wf} \frac{dT_w}{dt} = H_a A'_i dz (T_a - T_w) + H_m A'_i dz \lambda_{\tilde{a}gua} (\omega_a - \omega_{a,sat}) - H_r A'_i dz (T_w - T_r) \quad (6)$$

na qual M'_{wf} é a massa da parede do tubo e das aletas por unidade de comprimento e c_{wf} é o calor específico médio considerando o material do tubo e o material das aletas (vide Barbieri, 2001).

Dessa forma, no presente modelo, as equações que governam os escoamentos do refrigerante e do ar em evaporadores de serpentina com tubos aletados são: Eqs. (1) a (6) que devem ser solucionadas para o cálculo das variáveis: \tilde{p} , u , h_r , T_a , T_w e ω_a . Além dessas, são requeridas equações constitutivas 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.

Neste trabalho, obtém-se as propriedades termofísicas do ar e da água usando-se, respectivamente, os dados apresentados pela ASHRAE (1993) e por Incropera e DeWitt (1998). As propriedades termofísicas dos fluidos refrigerantes são calculadas pelos dados fornecidos por McLinden et al. (1998) e as propriedades do material da parede e das aletas são calculadas pelos dados fornecidos por Incropera e DeWitt (1998). Além disso, o modelo utiliza as seguintes equações constitutivas para o cálculo dos demais parâmetros:

1. Fator de atrito na região de vapor superaquecido: Churchill (1977);
2. Queda de pressão devido ao atrito na região bifásica: Paliwoda (1989);
3. Coeficiente de transferência de calor monofásico: Dittus-Boelter (1930);
4. Coeficiente de transferência de calor bifásico: Jung e Radermacher (1991);
5. Coeficiente de transferência de calor no lado do ar: Turaga e Fazio (1988).

3. Condições iniciais e metodologia de solução

Para uma dada serpentina o modelo pode ser usado para: a) determinar os parâmetros de desempenho do evaporador, tais como a capacidade de refrigeração, as temperaturas de saída do refrigerante e do ar, dentre outros, conhecidas as condições de operação e as dimensões do evaporador. Nesse caso resolve-se um problema direto, a partir de um conjunto de condições de entrada para o refrigerante e para o ar; b) determinar a vazão em massa de refrigerante ao longo dos tubos do evaporador, conhecidas as suas dimensões e as demais condições de operação. Nesse caso um problema inverso deve ser resolvido, uma vez que as equações de conservação dependem do fluxo de massa. O procedimento de solução adotado em cada caso é apresentado a seguir.

3.1 Problema Direto

Neste caso, a solução do sistema de Eqs. (1) a (6), é obtida a partir das condições do refrigerante conhecidas na entrada do tubo, $z = 0$, ou seja, \dot{m}_r , x e T_r e das condições do ar conhecidas na entrada do evaporador, ou seja, T_a , ω_a e \dot{m}_a . A solução numérica desse sistema de equações é obtida pelo método de volumes finitos, usando-se o arranjo desencontrado 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. A solução do sistema de equações é obtida ao longo da serpentina, dividindo-a em pequenas células, em um total de MT, conforme mostrado na Fig. 3(a). Para cada célula, sete variáveis devem ser calculadas: \tilde{p} , u , p , h_r , T_w , T_a e ω_a . As variáveis \tilde{p} , p , h_r e T_w são armazenadas no centro da célula, ponto P mostrado na Fig. 3(b), enquanto que a velocidade, u , é

armazenada nas faces oeste, “w”, e leste, “e”, da célula, mostrada na Fig. 3(b). As variáveis T_a e ω_a são armazenadas nas faces norte, “n”, e sul, “s”, mostradas na Fig. 3(c).

Para a obtenção das equações discretizadas pelo método dos volumes finitos, as equações governantes são integradas no tempo e no espaço ao longo dos volumes de controle. Os termos transientes das equações governantes são discretizados segundo a aproximação $\partial\phi/\partial t = [(\phi - \phi^o) / \Delta t]$, na qual o índice superior “o” indica 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.

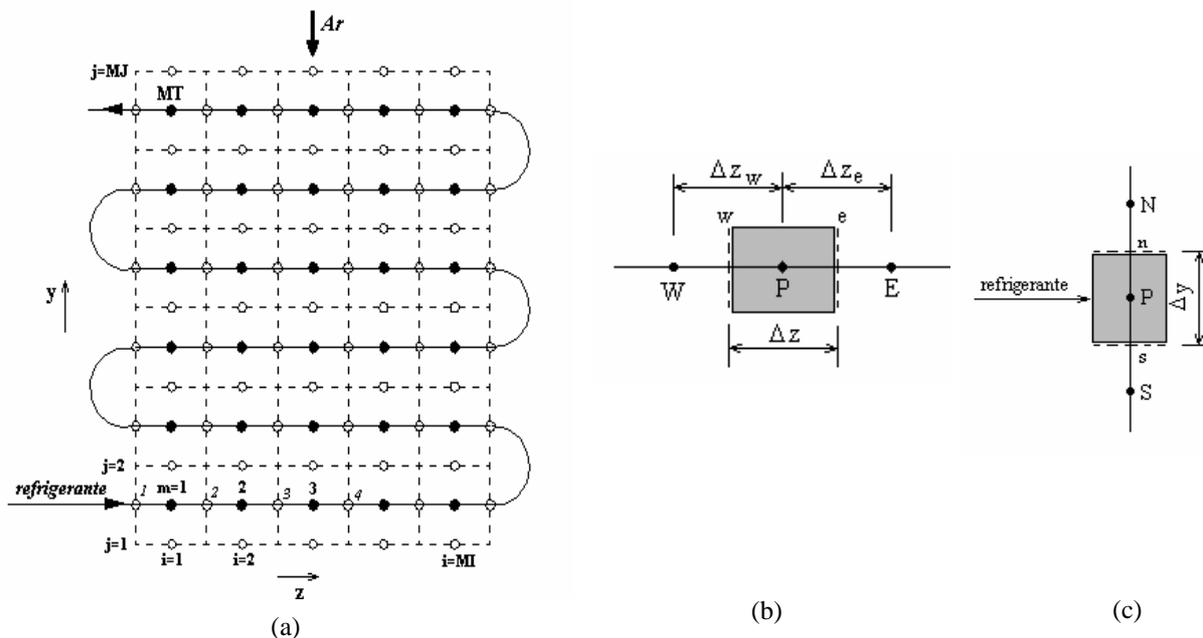


Figura 3 - (a) Divisão de uma fileira do evaporador para a solução numérica; (b) volume de controle para o refrigerante; (c) volume de controle para o ar.

Para melhorar a eficiência do processo de solução, utiliza-se um método iterativo em dois níveis. No primeiro, calculam-se as variáveis do refrigerante e da parede do tubo e no segundo, calculam-se as variáveis do ar. O método de Newton-Raphson de célula em célula é usado para resolver o sistema de equações. Para o lado do ar, a correção dos valores da temperatura e umidade é realizada para toda a malha e não célula a célula. A convergência é obtida quando o somatório das correções das condições do ar, T_a e ω_a , forem inferiores a 10^{-4} . Considera-se que o regime permanente é alcançado quando a variação de $\tilde{\rho}$, u , h_r e T_w , de um passo de tempo para o outro, for menor do que 10^{-3} .

3.2 Problema Inverso

Para o cálculo da vazão em massa de refrigerante ao longo do evaporador, conhecidas a sua geometria e as demais condições de operação, um procedimento de cálculo iterativo adicional é requerido, além daquele necessário para a solução das equações governantes descrito no Item 3.1. Dessa forma, inicialmente o valor da vazão em massa de refrigerante é estimado e a temperatura do refrigerante na saída da serpentina, $T_{s,c}$, é calculada e comparada com o respectivo valor medido ou estimado por outros modelos, $T_{s,m}$. Caso a tolerância estabelecida não seja alcançada, ou seja: $|T_{s,m} - T_{s,c}| > tol$, na qual $tol = 10^{-3}$ no presente trabalho, o valor da vazão em massa de refrigerante é corrigido para a próxima iteração usando-se o método de Newton-Raphson.

4. Resultados e discussão

Os resultados obtidos demonstram a diferença entre o desempenho do evaporador operando com os refrigerantes CFC-12 e HFC-134a. As simulações com ambos os refrigerantes foram realizadas sob as mesmas condições de operação: temperatura de superaquecimento do refrigerante de 5°C , velocidade do ar na entrada da serpentina de $2,0 \text{ m/s}$ e as temperaturas de entrada do ar e de evaporação do refrigerante, respectivamente, na faixa de 24 a 32°C e de 4 a 10°C . O evaporador analisado possui uma fileira com quatro tubos e os mesmos parâmetros geométricos daquele empregado por Liang et al. (1999), que estão apresentados na Tab. 1.

Tabela 1 - Parâmetros geométricos do evaporador analisado (Liang et al., 1999)

Parâmetros Geométricos	
Comprimento do tubo reto (m)	1,0
Espaço transversal entre os tubos (m)	0,025
Espaço longitudinal entre os 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 entre as aletas (mm)	2,41
Quantidade de aletas	394

Nas Figuras 4(a) e 4(b) apresentam-se, respectivamente, para as umidades relativas do ar na entrada do evaporador, U. R., de 60 e 90%, as comparações entre os perfis de temperatura do ar, da parede do tubo e do refrigerante HFC-134a, calculados pelo presente modelo e aqueles calculados por Liang et al. (1999). Para esses casos, o problema direto é resolvido, considerando as vazões em massa de refrigerante conhecidas e iguais a: 5,5 g/s e 8,6 g/s, respectivamente, para as umidades relativas do ar na entrada do evaporador de 60% e 90%. As demais condições de operação empregadas por Liang et al. (1999), para esses casos, são apresentadas na Tab.2. A entalpia do refrigerante na entrada do evaporador é determinada pelas condições na saída do condensador: temperatura de condensação = 45°C e 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
Temperatura do refrigerante (°C)	10,5	11,0
Vazão em massa de refrigerante (kg/s)	0,0055	0,0086
Título	0,22	0,22
Temperatura do ar (°C)	28,0	28,0
Umidade relativa (%)	60	90
Velocidade do ar (m/s)	2,0	2,0
Temperatura da parede do tubo (°C)	15	15

Verifica-se nas Figs. 4(a) e 4(b) uma boa concordância entre os resultados calculados pelo presente modelo e aqueles apresentados por Liang et al. (1999), principalmente os perfis de temperatura do refrigerante e da parede do tubo ao longo do trecho de escoamento bifásico. Observa-se, também nessas figuras, que em direção à saída da serpentina ocorre um repentino aumento tanto na temperatura do refrigerante como na temperatura da parede do tubo em razão da vaporização completa do refrigerante. É importante mencionar que, para esse evaporador e para as condições de operação analisadas por Liang et al. (1999), o presente modelo não prevê a vaporização completa do refrigerante ao longo da serpentina, para umidades relativas de entrada do ar inferiores a 30%. No caso de U.R.=30%, por exemplo, o título do refrigerante na saída da serpentina calculado pelo presente modelo 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.

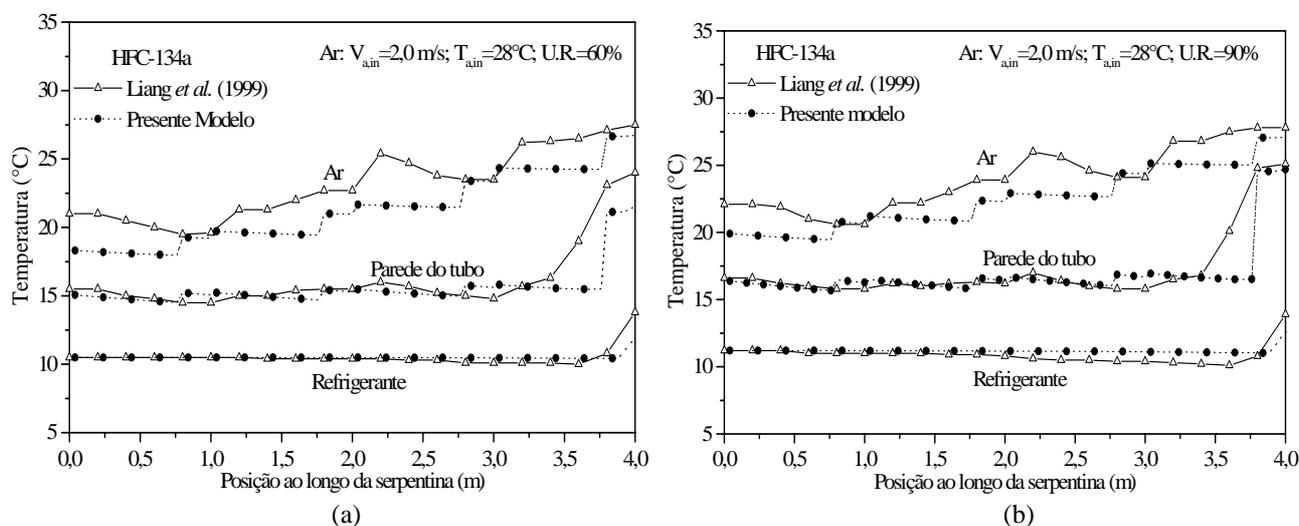


Figura 4. Comparações entre os perfis de temperatura do ar, da parede do tubo e do refrigerante HFC-134a: (a) U.R. = 60%; (b) U.R. = 90%.

Nas Figuras 5(a) e 5(b) apresentam-se as comparações entre as distribuições de temperaturas do ar, do refrigerante e da parede do tubo ao longo da serpentina, obtidas para os refrigerantes CFC-12 e HFC-134a, respectivamente, para as umidades relativas do ar na entrada do evaporador de 60 e 90%. Observa-se nessas figuras que as distribuições de temperatura do ar, temperatura da parede do tubo e o grau de superaquecimento para o refrigerante CFC-12 são sistematicamente superiores em relação ao refrigerante HFC-134a. Observa-se também, que a diferença entre as temperaturas da parede do tubo e do refrigerante diminui gradualmente até o ponto de secagem (“dryout”) da película de líquido de refrigerante, no qual ocorre um repentino aumento dessas temperaturas.

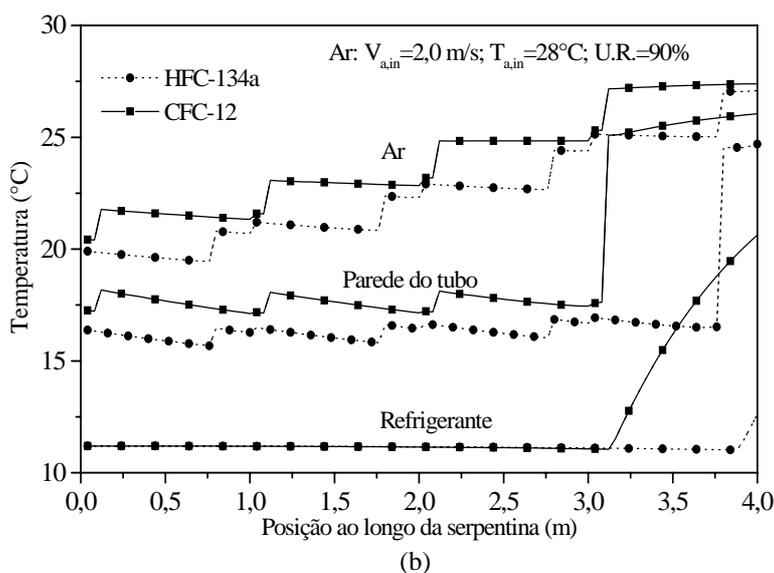
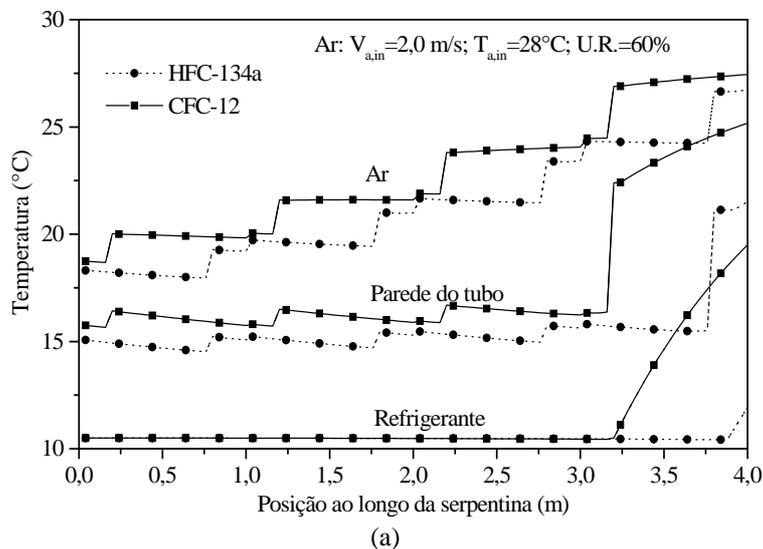


Figura 5. Comparações entre as distribuições de temperaturas do ar, do refrigerante e da parede do tubo ao longo da serpentina, obtidas para os refrigerantes CFC-12 e HFC-134a: (a) U.R. = 60%; (b) U.R. = 90%.

Na Figura 6, são mostradas as distribuições de temperatura da parede do tubo e do coeficiente de transferência de calor, CTC, do lado do refrigerante. O CTC do lado do refrigerante aumenta continuamente ao longo da região bifásica, como consequência da redução da espessura do filme de líquido à medida em que o título aumenta (vide Whalley, 1987). A redução brusca do valor do CTC deve-se à transição do escoamento bifásico para o escoamento monofásico de vapor superaquecido.

Nas Figuras 7(a) e 7(b) apresentam-se, respectivamente, as variações de vazão em massa de refrigerante e da capacidade de refrigeração em função da umidade relativa do ar na entrada do evaporador, para a faixa de umidades relativas de 20 a 90%. Nesses casos, o problema inverso é resolvido, conforme descrito no Item 3.2, ou seja, a vazão em massa de refrigerante é calculada, conhecidos os parâmetros geométricos do evaporador (vide Tab. 1) e as demais condições de operação (vide Caso 01, Tab. 2). Os valores das vazões em massa calculados são comparados com aqueles obtidos por Liang et al. (1999).

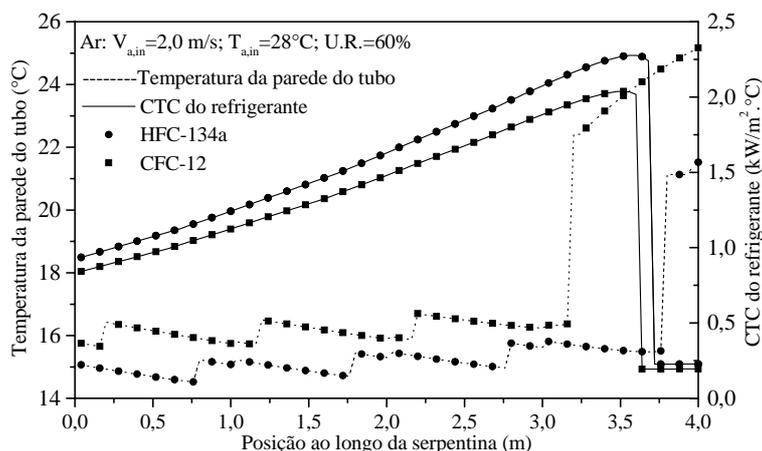
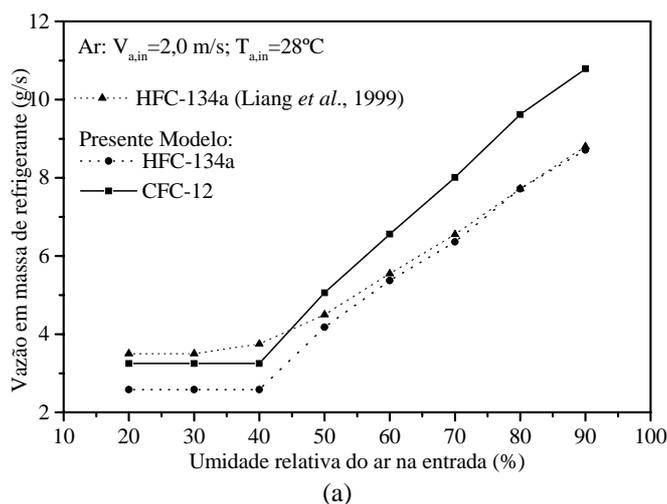
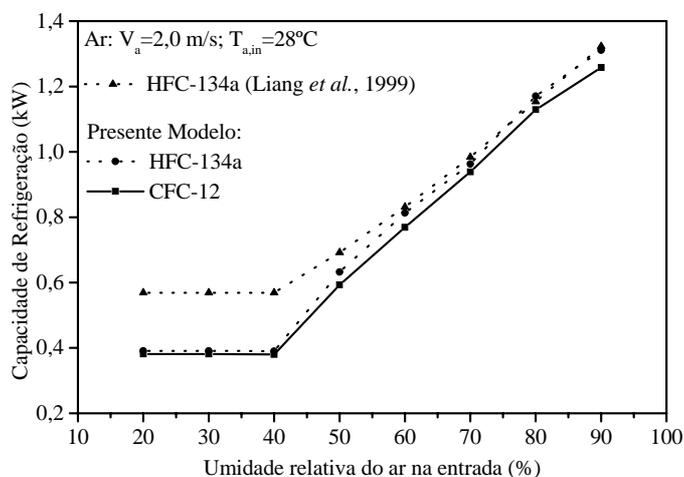


Figura 6 – Distribuições de temperatura da parede do tubo e do coeficiente de transferência de calor do refrigerante .

Nota-se, respectivamente, nas Figs. 7(a) e 7(b) para uma mesma umidade relativa do ar na entrada, a maior vazão em massa e a capacidade de refrigeração ligeiramente inferior do refrigerante CFC-12 em relação ao refrigerante HFC-134a. Essa diferença se deve ao maior valor de calor latente de vaporização do refrigerante HFC-134a em relação ao CFC-12. Os resultados obtidos para o refrigerante HFC-134a apresentam um maior desvio em relação àqueles de Liang et al. (1999), para umidades relativas inferiores a 50%. Esse desvio pode estar relacionado ao fato de que para baixas umidades, conforme já mencionado, o presente modelo não prevê a vaporização completa do refrigerante no final da serpentina, para o evaporador testado por Liang et al. (1999).



(a)



(b)

Figura 7. Distribuições de: (a) vazão em massa de refrigerante e (b) capacidade de refrigeração em função da umidade relativa do ar na entrada do evaporador.

Nas Figuras 8 a 11 mostram-se, respectivamente, as variações da vazão em massa de refrigerante, da capacidade de refrigeração, da temperatura de saída do ar e da taxa de desumidificação, em função da temperatura de evaporação (correspondente à pressão de saída do refrigerante) e da temperatura de entrada do ar, para os refrigerantes HFC-134a e CFC-12, considerando a umidade relativa do ar na entrada do evaporador de 60%.

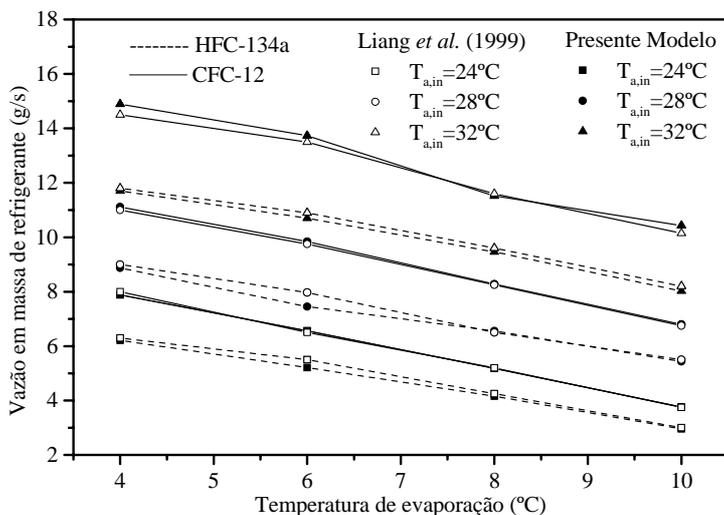


Figura 8. Vazão em massa de refrigerante em função da temperatura de evaporação e da temperatura de entrada do ar.

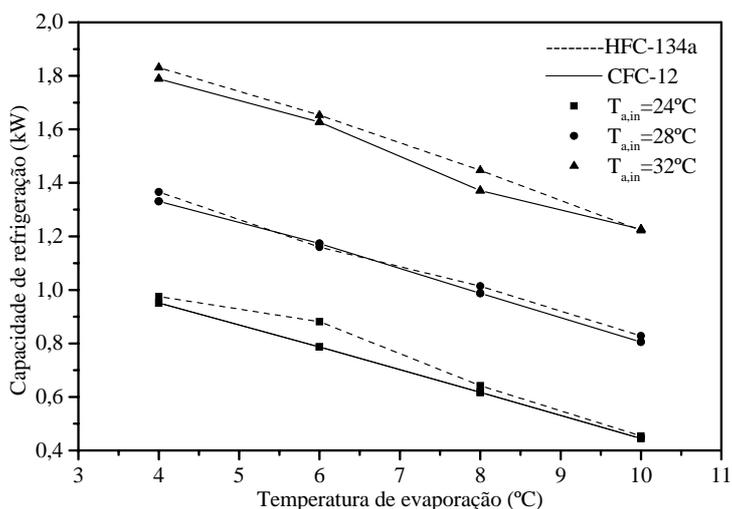


Figura 9. Capacidade de refrigeração em função da temperatura de evaporação e da temperatura de entrada do ar.

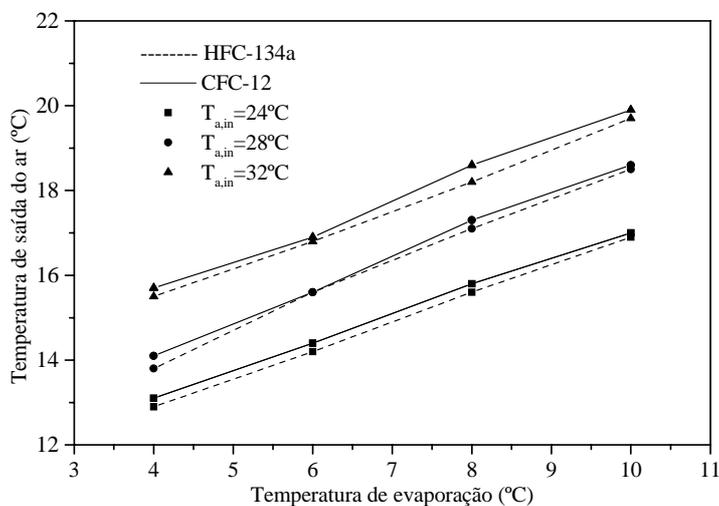


Figura 10. Temperatura de saída do ar em função da temperatura de evaporação e da temperatura de entrada do ar.

Nota-se na Fig. 8 que os resultados obtidos pelo presente modelo apresentam uma boa concordância com aqueles obtidos por Liang et al. (1999). Verifica-se também, que a vazão em massa de refrigerante CFC-12 é maior em relação à do refrigerante HFC-134a e que essa diferença cresce com a diminuição da temperatura de evaporação do refrigerante e com o aumento da temperatura de entrada do ar. Mais uma vez, a diferença entre as vazões em massa dos refrigerantes ocorre em razão do maior valor do calor latente de vaporização do refrigerante HFC-134a em relação ao CFC-12. Observa-se nas Figs. 9 a 11, para a mesma temperatura de evaporação do refrigerante, que a capacidade de refrigeração (Fig. 9), a temperatura de saída do ar (Fig. 10) e a taxa de desumidificação (Fig. 11) permanecem aproximadamente iguais para ambos os refrigerantes.

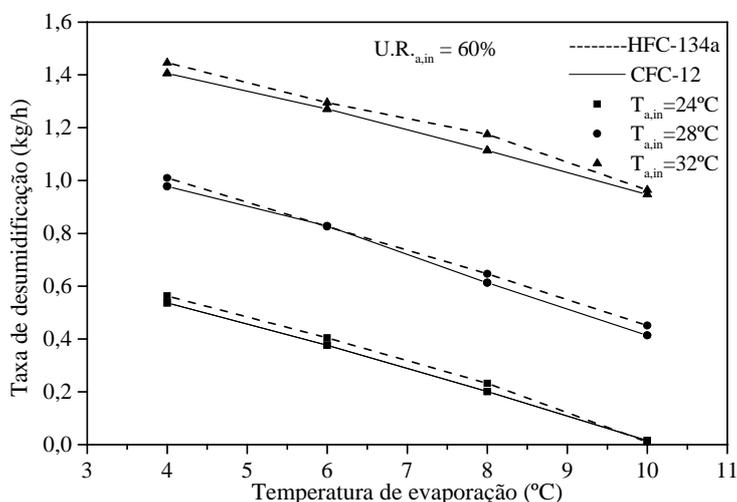


Figura 11. Taxa de desumidificação do ar em função da temperatura de evaporação e da temperatura de entrada do ar.

Na Figura 12 mostram-se as variações da capacidade de refrigeração e do comprimento total da serpentina em função do fluxo de massa de refrigerante. Nesses casos, as condições de operação na entrada estão apresentadas na própria figura e os parâmetros geométricos são os mesmos apresentados na Tab. 1, com exceção do comprimento total da serpentina, o qual é fornecido por Liang et al. (1999). Na Figura 11 observa-se que, para a mesma capacidade de refrigeração, um maior fluxo de massa é requerido para o refrigerante CFC-12 e para um mesmo fluxo de massa, o refrigerante HFC-134a fornece maior capacidade de refrigeração e requer o comprimento da serpentina maior em relação ao CFC-12.

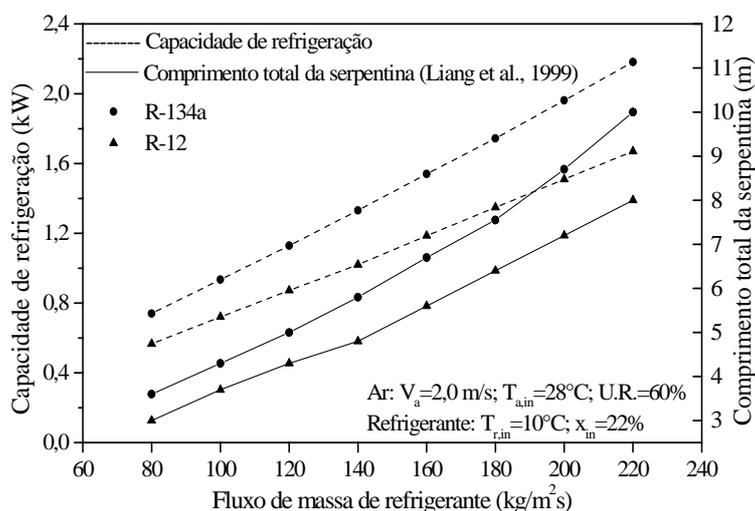


Figura 12. Capacidade de refrigeração e comprimento total da serpentina (Liang et al., 1999) em função do fluxo de massa de refrigerante.

Na Figura 13 apresentam-se o fluxo de calor médio da serpentina (relativo à área superficial interna total do tubo) e a queda de pressão do refrigerante em função do fluxo de massa de refrigerante, comparados com os resultados obtidos por Liang et al. (1999). Observa-se na Fig. 13, que as distribuições do fluxo de calor, calculadas pelo presente modelo apresentam a mesma tendência dos resultados apresentados por Liang et al. (1999), e que o fluxo de calor médio da serpentina diminui após atingir um valor máximo. Esse comportamento está relacionado com a dependência da taxa de transferência de calor com, principalmente, dois fatores: o coeficiente de transferência de calor do lado do refrigerante e

a diferença de temperatura entre o refrigerante e o ar. Inicialmente, com o aumento do fluxo de massa de refrigerante, o fluxo de calor médio também aumenta em razão do crescimento do CTC do lado do refrigerante. À medida em que o fluxo de massa aumenta, a queda de pressão ao longo da serpentina também aumenta, antecipando o ponto de vaporização completa do refrigerante, reduzindo a diferença média entre as temperaturas do refrigerante e do ar, e em consequência, reduzindo o fluxo médio de calor na serpentina.

O fluxo de calor da serpentina para o HFC-134a é maior em relação ao CFC-12, o que significa que para uma dada capacidade de refrigeração, a área total de transferência de calor requerida para uma serpentina usando o HFC-134a vai ser menor do que aquela usada para o CFC-12. Dessa forma, o fluxo de massa correspondente ao máximo fluxo de calor deve ser usado no projeto da serpentina com a intenção de minimizar a área de transferência de calor requerida.

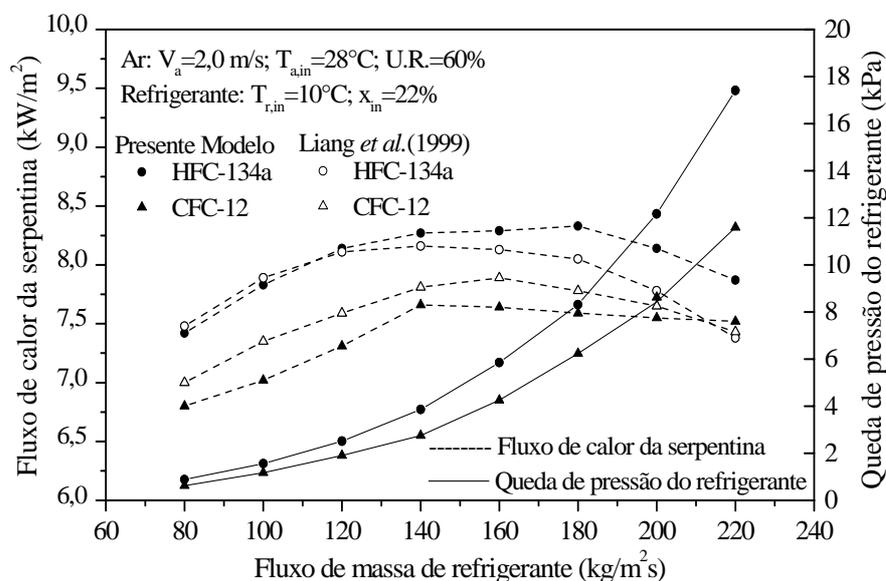


Figura 13. Fluxo de calor da serpentina e queda de pressão do refrigerante em função do fluxo de massa de refrigerante.

5. Conclusões

Neste trabalho, comparou-se o desempenho de evaporadores de expansão seca do tipo serpentina com tubos aletados, usando-se os refrigerantes HFC-134a e CFC-12. Para um mesmo comprimento total da serpentina, quando o refrigerante HFC-134a foi empregado, observou-se um pequeno aumento da taxa de desumidificação do ar e da capacidade de refrigeração do evaporador, uma redução da vazão em massa de refrigerante requerida e praticamente a mesma temperatura de saída do ar para ambos os refrigerantes. Além disso, se o fluxo de massa de refrigerante e a capacidade de refrigeração são os mesmos, a área total de transferência de calor requerida para uma serpentina usando o HFC-134a será menor do que a necessária para o CFC-12. Em contrapartida, a queda de pressão do refrigerante HFC-134a ao longo da serpentina é maior do que aquela alcançada com o refrigerante CFC-12.

6. Agradecimentos

Os autores agradecem ao CNPq/PIBIC/Unesp pelo suporte financeiro deste trabalho.

7. Referências

- ASHRAE, 1993, "Fundamentals Handbook, American Society of Heating, Refrigerating and Air-Conditioning Engineers", chapter 06.
- Barbieri, P. E. L., 2001, "Análise Dinâmica de Evaporadores de Serpentina com Tubos Aletados", Dissertação de Mestrado, Programa de Pós Graduação em Engenharia Mecânica, Universidade Estadual Paulista "Júlio de Mesquita Filho", Ilha Solteira, SP.
- Churchill, S. W., 1977, "Friction Factor Equations 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.
- Incropera, F. P. and Dewitt D. P., 1998, "Fundamentos de Transferência de Calor e de Massa", LTC Editora S. A., Rio de Janeiro.
- Jia, X., Tso, C. P. and Chia, P. K., 1995, "Distributed Model for Prediction of the Transient Response of an Evaporator", International Journal of Refrigeration, vol. 18, n° 5, pp.336-342.

- 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. and Radermacher R., 1991, “Prediction of the Heat Transfer Coefficients of Various Refrigerants During Evaporation”, *ASHRAE Transactions*, vol. 97 (2), pp. 48-53.
- 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.
- Liang, S. Y., Wong, T. N., Nathan, G. K., 2001, “Numerical and Experimental Studies of Refrigerant Circuitry of Evaporator Coils”, *International Journal of Refrigeration*, vol. 24, pp. 823-833.
- McLinden, M. O., Klein S. A., Lemmon E. W. and Peskin, A. P., 1998, “User’s 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. and Parker, J. D., 1994, “Heating, Ventilating and Air Conditioning – Analysis and Design”, John Wiley & Sons, 4th ed., New York.
- Paliwoda, A., 1989, “Generalized Method of Pressure Drop and Tube Length Calculation with Boiling and Condensation within the Zone of Saturation”, *International Journal of Refrigeration*, vol. 12, pp. 314-322.
- 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.
- Walley, P. B., 1987, “Boiling, Condensation and Gas-Liquid Flow”, Department of Engineering Science, University of Oxford, Clarendon Press, Oxford, U.K.
- Wang, H. and Touber S., 1991, “Distributed and Non-Steady-State Modelling of an Air Cooler”, *International Journal of Refrigeration*, vol. 14, pp. 98-111.
- Zoghbi Filho, J. R., 2004, “Avaliação Teórica/Experimental do Desempenho Termo-Hidráulico do Ar em Trocadores de Calor Tipo Serpentina”, Tese de Doutorado, Programa de Pós Graduação em Engenharia Mecânica, Escola de Engenharia de São Carlos, Universidade de São Paulo, São Carlos, SP.

PERFORMANCE ANALYSIS OF FINNED-TUBE COIL EVAPORATORS WITH REFRIGERANTS R-12 AND R-134a

João Paulo Dias

jpdias@dem.feis.unesp.br

André Luiz Seixlack

UNESP/ Faculdade de Engenharia de Ilha Solteira, Departamento de Engenharia Mecânica – Avenida Brasil, Centro, nº 56, CEP. 15385-000, Ilha Solteira, SP – Brazil.

andre@dem.feis.unesp.br

Abstract. This work presents an performance analysis of finned-tube direct-expansion evaporator coils. These evaporator coils are widely used in refrigeration and air-conditioning applications. For the flow simulation along the coil the equations of mass, momentum and energy conservation are written at one-dimensional form and solved by the finite-volume method. The refrigerant flow inside the tubes is divided in a region of two-phase flow and a single-phase region, where the refrigerant is in the superheated state. The refrigerant pressure drop and the moisture condensation on the air flow crossing the outside of the tubes are also taking into account. Comparison between the performance of evaporator with CFC-12 and HFC-134a as refrigerants, despite the small difference in properties, shows that the difference in heat exchange characteristics for a given coil cannot be ignored. Such comparison is realized considering the air, refrigerant and tube wall temperature distributions, the refrigerant mass flow rate, cooling load, water condensing rate (dehumidification), air outlet temperature and refrigerant pressure loss along the coil. Comparisons between the prediction and available data in the literature, are also performed and discussed.

Keywords: Refrigeration, air-conditioning, evaporator modeling, performance study.