



SIMULAÇÃO DO ESCOAMENTO DE MISTURAS DE REFRIGERANTES EM TUBOS CAPILARES UTILIZANDO MODELO DE FASES SEPARADAS

FLÁVIO AUGUSTO SANZOVO FIORELLI¹, OTÁVIO DE MATTOS SILVARES^{1,2}

¹ Escola Politécnica da Universidade de São Paulo, Departamento de Engenharia Mecânica
Av. Prof. Mello Moraes, 2231 - São Paulo (SP) - Brasil - 05508-900

² Centro Universitário do Instituto Mauá de Tecnologia
Praça Mauá nº 1 - São Caetano do Sul (SP) - Brasil - 09580-900

(Recibido 8 de marzo de 2004, para publicación 17 de febrero de 2005)

Resumo – Este artigo apresenta um programa de simulação do escoamento de misturas de fluidos refrigerantes através de tubos capilares utilizando o modelo de fases separadas para a região de escoamento bifásico, validado experimentalmente. Obteve-se uma boa concordância entre os dados experimentais e os resultados de simulação. As principais diferenças estão relacionadas com a ocorrência do fenômeno do atraso de vaporização, experimentalmente verificada pelos autores.

Palabras clave – Tubos capilares, escoamento de misturas de refrigerantes, modelagem, fases separadas.

1. INTRODUÇÃO

Os refrigerantes halogenados, entre eles o HCFC 22, estão sendo substituídos por alternativos ecologicamente aceitáveis como consequência das imposições do Protocolo de Montreal. Infelizmente até o momento não existe uma substância pura que pode ser utilizada sem a necessidade de grandes modificações nos equipamentos existentes. A melhor alternativa até o momento é a utilização de misturas zeotrópicas ou quase-azeotrópicas, entre elas o R-407C e o R-410A.

A utilização de misturas de refrigerantes requer novos estudos numéricos e experimentais para avaliar seu efeito no desempenho de sistemas de refrigeração e no projeto dos componentes, como por exemplo o correto dimensionamento do tubo capilar (TC). A maioria dos trabalhos sobre este assunto [1-5] utiliza o modelo de escoamento bifásico homogêneo. Porém Wong & Ooi [6] e Huerta & Silvares [7] mostraram que o modelo de fases separadas também pode ser utilizado, em lugar do homogêneo, para simulação do escoamento de substâncias puras e de misturas refrigerante-óleo.

A fim de verificar se o mesmo ocorre para misturas de fluidos refrigerantes, este artigo apresenta um modelo de simulação do escoamento de misturas de fluidos refrigerantes através de TC's utilizando o modelo de fases separadas para o trecho bifásico. Os resultados deste simulador serão comparados com os resultados experimentais de Fiorelli et al. [8] e os resultados do simulador com modelo homogêneo previamente desenvolvido pelos autores [5]. Serão comparados os valores de vazão mássica e os perfis de temperatura e pressão ao longo do tubo capilar.

2. MODELO MATEMÁTICO E PROGRAMA DE SIMULAÇÃO

As hipóteses do modelo são escoamento unidimensional em regime permanente, escoamento de mistura de fluidos refrigerantes sem contaminação com óleo, condução de calor no sentido axial desprezível, coeficiente global de transferência de calor do lado externo UA' constante, sem atraso de vaporização. Admitem-se como temperaturas de “condensação” e “evaporação” as temperaturas de bolha nas respectivas pressões de condensação e evaporação.

As equações fundamentais do modelo são os balanços de massa, quantidade de movimento e energia, dadas pelas equações (1) a (3) para escoamento monofásico e (4) e (5) para bifásico:

$$G = \frac{\dot{m}}{A} = \text{constante} \quad (1)$$

$$\frac{dp}{dz} = -\frac{fvG^2}{2d_{tc}} - G^2 \frac{dv}{dz} \quad (2)$$

$$\frac{dh}{dz} = -\frac{h_c \pi d_{tc} (T_{tc} - T_w)}{\dot{m}} - G^2 v \frac{dv}{dz} \quad (3)$$

$$\frac{dp}{dz} = -\frac{f_{lo} v_l G^2 \phi_{lo}^2}{2d_{tc}} - G^2 \frac{d}{dz} \left[\frac{x^2 v_v}{\alpha} + \frac{(1-x)^2 v_l}{(1-\alpha)} \right] \quad (4)$$

$$\frac{dh}{dz} = -\frac{h_c \pi d_{tc} (T_{tc} - T_w)}{\dot{m}} - \frac{G^2}{2} \frac{d}{dz} \left[\frac{x^3 v_v^2}{\alpha^2} + \frac{(1-x)^3 v_l^2}{(1-\alpha)^2} \right] \quad (5)$$

Nas equações (1) a (5) \dot{m} é a vazão mássica e G o fluxo mássico, A a área da seção transversal do tubo capilar, d seu diâmetro e z é a cota a partir da entrada do tubo. Já p é a pressão, T a temperatura, v o volume específico, h a entalpia específica, x o título e α a fração de vazio. Por fim f representa o fator de atrito de Darcy e h_c o coeficiente de transferência de calor por convecção no interior do tubo.

O multiplicador bifásico ϕ_{lo}^2 é dado pela equação (6) (cf. [9]), onde Re_{lo} é o número de Reynolds calculado com as propriedades do líquido, e o número de Reynolds bifásico Re_{bif} é calculado utilizando uma viscosidade bifásica μ_{bif} calculada a partir da equação (7).

$$\phi_{lo}^2 = \frac{\left[\ln \left[\left(\frac{7}{Re_{lo}} \right)^{0,9} + 0,27 \frac{\varepsilon}{d_{tc}} \right] \right]}{\left[\ln \left[\left(\frac{7}{Re_{bif}} \right)^{0,9} + 0,27 \frac{\varepsilon}{d_{tc}} \right] \right]} \left[1 + x \left(\frac{v_v}{v_l} - 1 \right) \right] \quad (6)$$

$$\mu_{bif} = \frac{\mu_l \mu_v}{\left[\mu_v + x^{1,4} (\mu_l - \mu_v) \right]} \quad (7)$$

Os fatores de atrito f e f_{lo} são avaliados pela correlação de Serghides, equação (8), onde ε representa a rugosidade do tubo capilar.

$$\frac{1}{\sqrt{f}} = A_5 - \frac{(A_5 - B_2)^2}{(A_5 + 2B_2 + C_1)} \quad (8)$$

onde os fatores A_5 , B_2 e C_1 são calculados pelas equações (9) a (11).

$$A_5 = -0,8686 \ln \left(\frac{\varepsilon/d_{tc}}{7,4} + \frac{12}{Re} \right) \quad (9)$$

$$B_2 = -0,8686 \ln \left(\frac{\varepsilon/d_{tc}}{7,4} + 2,51 \frac{A_5}{Re} \right) \quad (10)$$

$$C_1 = -0,8686 \ln \left(\frac{\varepsilon/d_{tc}}{7,4} + 2,51 \frac{B_2}{\text{Re}} \right) \quad (11)$$

A avaliação do fluxo mássico crítico para verificação da ocorrência ou não de bloqueio na saída do tubo capilar é feita pela equação (12) (cf. [10]):

$$G_{\text{crítico}}^2 = - \left. \frac{d(MF)}{dp} \right|_{s=\text{cte}}^{-1} \quad (12)$$

onde MF é o fluxo de quantidade de movimento, equação (13), e a fração de vazio α é dada pela equação (14):

$$MF = \frac{x^2 v_v}{\alpha} + \frac{(1-x)^2 v_l}{1-\alpha} \quad (13)$$

$$\alpha = \frac{xv_v}{1 + S(1-x)v_l} \quad (14)$$

A taxa de deslizamento S é avaliada pela correlação de Premoli [11]:

$$S = 1 + 1,578 \text{Re}_{lo}^{-0,19} \left(\frac{v_v}{v_l} \right)^{0,22} \sqrt{\frac{A_1}{1 + A_1 F} - A_1 F_1} \quad (15)$$

onde:

$$A_1 = \frac{\beta}{1-\beta} \quad (16)$$

$$\beta = \frac{xv_v}{xv_v + (1-x)v_l} \quad (17)$$

$$F_1 = 0,0273 \text{We}_{lo} \text{Re}_{lo}^{-0,51} \left(\frac{v_v}{v_l} \right)^{-0,08} \quad (18)$$

e We_{lo} é o número de Weber calculado com as propriedades do líquido.

A temperatura na parede do tubo capilar T_w é dada por:

$$T_w = \frac{h_c \pi d_{tc} T_{tc} + UA' T_{amb}}{h_c \pi d_{tc} + UA'} \quad (19)$$

onde UA' é o coeficiente global de transferência de calor do lado externo por unidade de comprimento do tubo capilar, que engloba a condução através da parede e do isolamento, bem como a convecção natural e a radiação na superfície externa do isolamento. O coeficiente de película do lado interno h_c é dado pela correlação de Dittus-Böelter para a região monofásica e por uma correlação de Dittus-Böelter modificada (cf. [12]), equação (20), onde se utiliza a velocidade da mistura e propriedades do líquido. O expoente n é 0,4 para aquecimento e 0,3 para resfriamento do fluido.

$$\text{Nu}_l = \frac{h_c d_{tc}}{k_l} = 0,023 \text{Re}_l^{0,8} \text{Pr}_l^n \left(\frac{1-x}{1-\alpha} \right)^{0,8} \quad (20)$$

A perda de carga na contração de entrada para escoamento monofásico é dada pela equação (21), e para escoamento bifásico pela equação (22), enquanto que na expansão de saída (para escoamento não bloqueado) é dada pela equação (23) (cf. [13]), onde $\sigma_{cd} = A_{cd}/A_{tc}$, $\sigma_{ev} = A_{tc}/A_{ev}$ e $C_c = f(\sigma)$.

$$p_{cd} - p_{ent} = 0,75G^2v_l \quad (21)$$

$$p_{cd} - p_{ent} = \frac{G^2}{2} \left[\left(\frac{1}{C_c} - 1 \right)^2 + \left(1 - \frac{1}{\sigma_{cd}^2} \right) \right] \left[\frac{x^2v_v}{\alpha} + \frac{(1-x)^2v_l}{1-\alpha} \right] \quad (22)$$

$$p_{sai} - p_{ev} = G^2\sigma_{ev}(1-\sigma_{ev}) \left[\frac{x^2v_v}{\alpha} + \frac{(1-x)^2v_l}{1-\alpha} \right] \quad (23)$$

Das equações de conservação obtém-se $p(z)$ e $h(z)$ ao longo do tubo capilar. Desses perfis e da composição global da mistura obtém-se a distribuição $T_{ic}(z)$. A seguir, admitindo-se equilíbrio térmico e hidrodinâmico, calcula-se a composição da mistura na fase líquida e vapor ao longo do tubo capilar, e com esta composição, $T(z)$ e $p(z)$ se obtém as propriedades do líquido e vapor saturados. Por fim, calcula-se os perfis de $x(z)$ e de propriedades da mistura. As equações (24) a (29) exemplificam esta seqüência.

$$T_{ct,i} = f(p_i, h_i, y_1, \dots, y_n) \quad (24)$$

$$y_{1,l,i}, \dots, y_{n,l,i} = f(p_i, T_i, y_1, \dots, y_n) \quad (25)$$

$$y_{1,v,i}, \dots, y_{n,v,i} = f(p_i, T_i, y_1, \dots, y_n) \quad (26)$$

$$h_{l,i} = f(p_i, x=0, y_{1,l,i}, \dots, y_{n,l,i}) \quad (27)$$

$$h_{v,i} = f(p_i, x=1, y_{1,v,i}, \dots, y_{n,v,i}) \quad (28)$$

$$x_i = \frac{h_i - h_{l,i}}{h_{v,i}} \quad (29)$$

Um programa de simulação numérica foi desenvolvido utilizando-se o “software” EES [14], que emprega um método implícito de diferenças finitas para integração numérica das equações de balanço e resolve o sistema de equações algébricas não lineares resultante através de um método de Newton-Raphson modificado. A variável de integração utilizada é a queda de pressão num dado trecho. As propriedades termofísicas são avaliadas pelas rotinas do REFPROP [15].

3. VALIDAÇÃO EXPERIMENTAL

Uma vez implementado o programa de simulação, os resultados numéricos foram comparados com os resultados experimentais de Fiorelli et al. [8] para os refrigerantes R-410A e R-407C, e com resultados do programa de simulação de Fiorelli & Silveiras [5], que utiliza o modelo de escoamento bifásico homogêneo. Os resultados das comparações encontram-se nas figuras 1 a 4.

Para o R-410A (figuras 1 e 2), os dois simuladores subestimam a vazão mássica experimental, apresentando um erro médio de -4,0% e dispersão de $\pm 2,5\%$ para entrada subresfriada. Para entrada bifásica obteve-se um erro médio de -7,4% para o modelo de fases separadas e -5,8% para o homogêneo, com dispersão de $\pm 3,0\%$ para ambos. É importante destacar que o erro aumenta à medida que o subresfriamento diminui e o título aumenta, o que indica que à medida que a região de escoamento bifásico aumenta os dois simuladores perdem acurácia. Quanto maior a região bifásica, maior será o título na saída do tubo capilar. Assim, pode-se afirmar que para altos valores de título os dois modelos deixam de ser adequados para representar o fenômeno físico. Confirmando esta afirmação, o modelo homogêneo, que prevê menores valores de título, apresenta um erro médio menor que o de fases separadas (-5,8% contra -7,4%). Já para entrada monofásica o erro é da mesma ordem (-4,0%).

A Figura 2 apresenta os perfis de pressão e temperatura de parede medidos e calculados para um caso típico com entrada subresfriada. Pode-se verificar uma boa concordância entre os perfis, com exceção da região onde o atraso de vaporização ocorre. Este fenômeno é uma das causas da tendência de

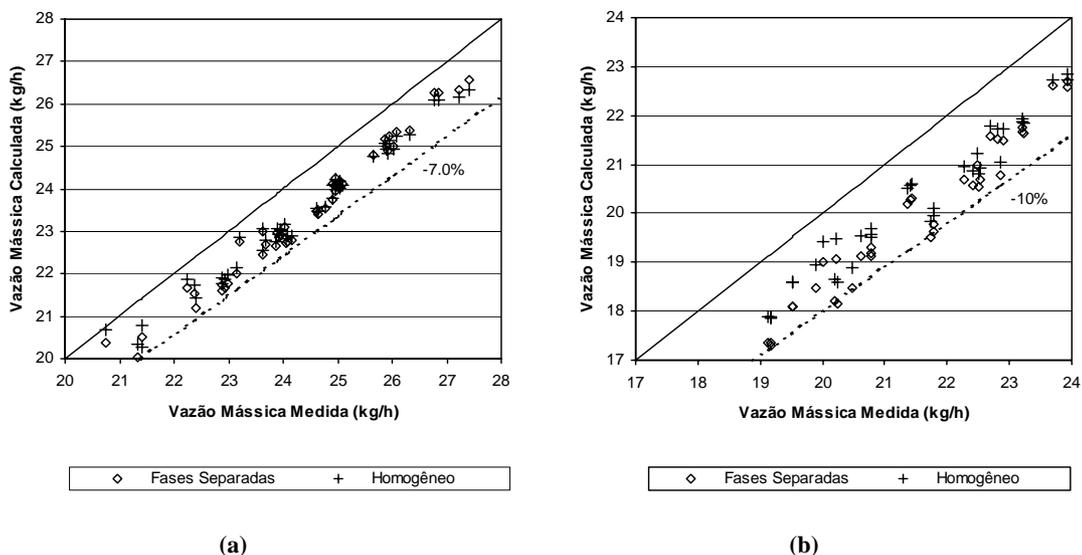


Fig. 1. Comparação entre valores medidos e calculados para a vazão mássica de R-410A: (a) condições de entrada subresfriada e (b) bifásica.

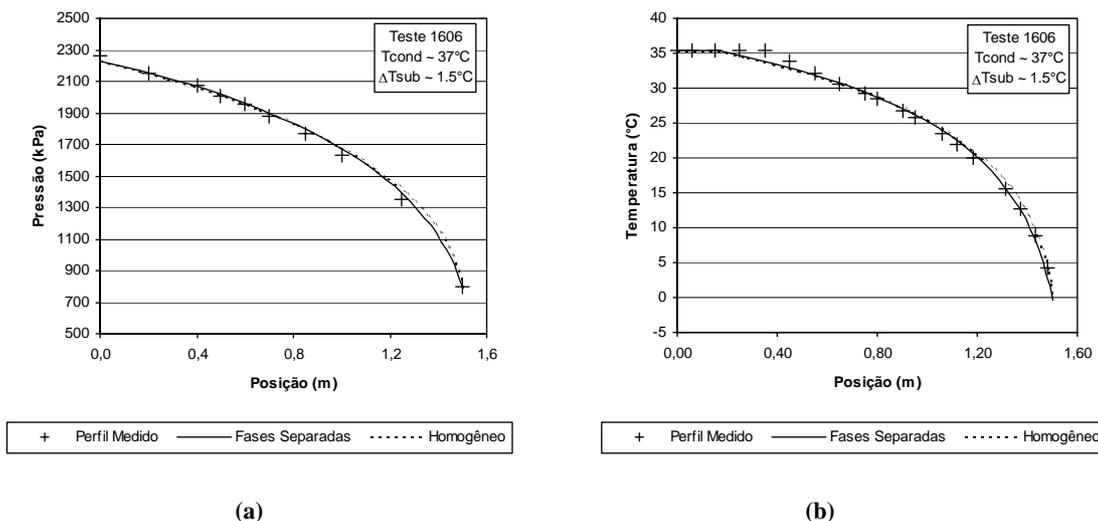


Fig. 2. Perfis de pressão e temperatura de parede para R-410A para condições de entrada subresfriada.

subestimativa da vazão mássica. Os menores erros ocorrem para os casos em este fenômeno não ocorreu. Desta forma a introdução de um modelo de previsão para o atraso de vaporização melhoraria os simuladores. Para confirmar esta hipótese, os valores experimentais obtidos para Δp_{sat} (a diferença entre a pressão de saturação na entrada e a pressão na qual a vaporização efetivamente começa) foram adicionados à pressão de entrada. Este artifício reduziu o erro médio de -4,0% para -1,5% no simulador com modelo homogêneo e de -4,0% para -2,5% para o de fases separadas. Os valores médios obtidos para Δp_{sat} foram 36 kPa para o R-410A e 50 kPa para o R-407C. Este artifício foi utilizado porque os modelos para o atraso de vaporização disponíveis na literatura não se mostraram adequados para os fluidos/geometrias deste trabalho, e em função disso os autores estão atualmente desenvolvendo pesquisas sobre este fenômeno.

As Figuras 3 e 4 mostram os resultados para o R-407C. Para entrada subresfriada os modelos apresentam um comportamento semelhante àquele para o R-410A: subestimam a vazão mássica com um

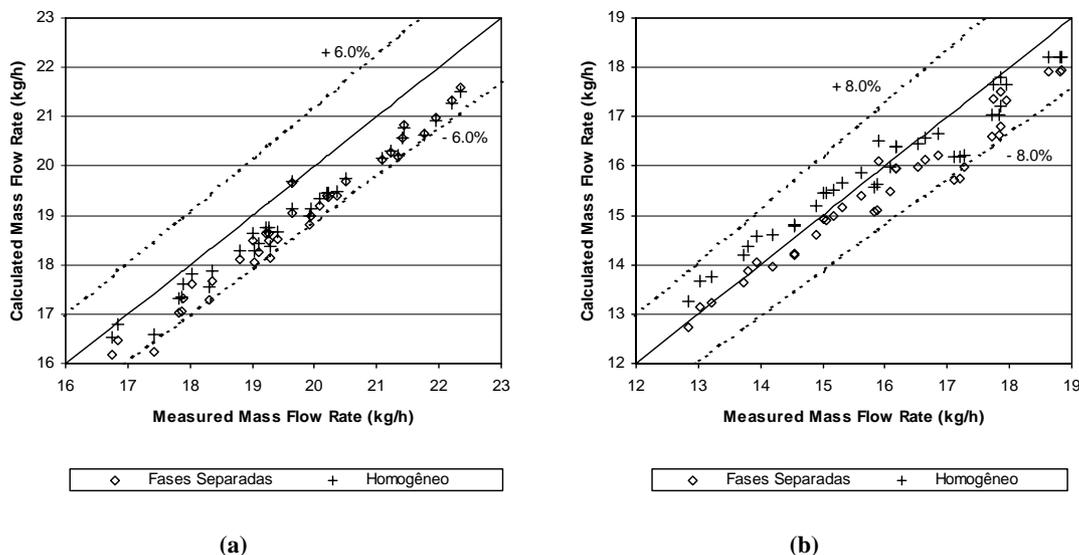


Fig. 3. Comparação entre valores medidos e calculados para a vazão mássica de R-407C: (a) condições de entrada subresfriada e (b) bifásica.

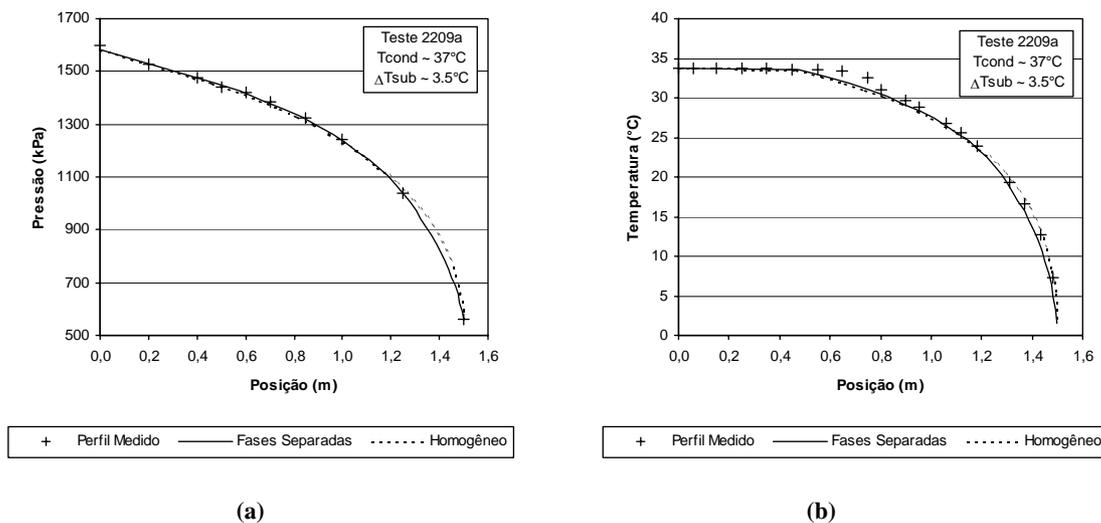


Fig. 4. Perfis de pressão e temperatura de parede para R-407C para condições de entrada subresfriada.

erro médio de $-4,0\%$ e dispersão de $\pm 2,5\%$. Contudo, não se verifica a tendência de aumento à medida que o subresfriamento diminui. Para entrada bifásica, o simulador com modelo de fases separadas apresenta um erro médio de $-2,8\%$, enquanto que erro médio do homogêneo é de $+0,1\%$. Este comportamento é bem diferente daquele para o R-410A, uma vez que não existe tendência de subestimativa da vazão mássica. Já a concordância entre os perfis medidos e calculados é semelhante à obtida para o R-410A: boa, com exceção da região com atraso de vaporização.

A comparação também mostrou que à medida que d_{tc} aumenta a diferença entre os valores medidos e calculados aumenta para os dois simuladores, o que também se verifica para uma redução do comprimento do tubo capilar (L_{tc}). Isto parece estar ligado à avaliação da condição de escoamento crítico na saída do tubo capilar, e nesse aspecto o simulador com modelo de fases separadas parece ser mais adequado que o homogêneo.

4. CONCLUSÃO

Este artigo apresenta um modelo de simulação do escoamento de misturas de fluidos refrigerantes através de tubos capilares utilizando o modelo de fases separadas para o trecho bifásico. Os resultados deste simulador foram comparados com os resultados experimentais e resultados de um outro simulador que utiliza o modelo homogêneo.

A validação experimental mostra que os dois simuladores apresentam o mesmo nível de erro quando comparados com os valores medidos de vazão mássica e perfis de pressão e temperatura. As previsões praticamente idênticas de vazão mássica para os dois modelos estão ligadas à pequena seção transversal do tubo capilar e altas velocidades do refrigerante nas fases líquida e vapor, o que reduz o efeito da taxa de deslizamento. A validação experimental também indicou a ocorrência do atraso de vaporização, o que é a causa da tendência de subestimativa da vazão mássica dos dois simuladores.

Os resultados indicam que os dois modelos de escoamento bifásicos podem ser utilizados para a simulação do escoamento de misturas de refrigerantes através de tubos capilares. As pequenas diferenças observadas não são significativas para definir que um modelo seja melhor que o outro.

AGRADECIMENTOS

Os autores agradecem a FAPESP (Fundação de Amparo à Pesquisa do Estado de São Paulo) pelo suporte financeiro a este estudo.

REFERÊNCIAS

- [1] R.R. Bittle, M.B. Pate, "A Theoretical Model for Predicting Adiabatic Capillary Tube Performance with Alternative Refrigerants", *ASHRAE Transactions* **102**(2), 52-64 (1996)
- [2] S.M. Sami, C. Tribes, "Numerical Prediction of Capillary Tube Behaviour with Pure and Binary Alternative Refrigerants", *Applied Thermal Engineering* **18**(6), 491-502 (1998)
- [3] D. Jung, C. Park, B. Park, "Capillary Tube Selection for HCFC22 Alternatives", *International Journal of Refrigeration* **22**, 604-614 (1999)
- [4] S.Y. Motta, S.L. Braga, J.A.R. Parise, "Critical Flow of Refrigerants Through Adiabatic Capillary Tubes: Experimental Study of Zeotropic Mixtures R-407C and R-404A", *ASHRAE Transactions* **106**(1), 534-549 (2000)
- [5] F.A.S. Fiorelli, O.M. Silveiras, "Experimental Validation of a Capillary Tube Simulation Model with Refrigerant Mixtures Flow", *Proceedings, 9th Brazilian Congress of Thermal Engineering and Sciences*, CD-ROM, Caxambu, Brazil (2002)
- [6] T.N. Wong, K.T. Ooi, "Adiabatic Capillary Tube Expansion Devices: a Comparison of the Homogeneous Flow and Separated Flow Models", *Applied Thermal Engineering* **16**(7), 625-634 (1996)
- [7] A.A.S. Huerta, O.M. Silveiras, "Simulation of the Effects of Oil in Capillary Tubes Considering a Separated Flow Model", *Proceedings, 1998 International Refrigeration Conference at Purdue University*, 443-448, West Lafayette, USA (1998)
- [8] F.A.S. Fiorelli, A.A.S. Huerta, O.M. Silveiras, "Experimental Analysis of Refrigerant Mixtures Flow Through Adiabatic Capillary Tubes", *Experimental Thermal and Fluid Sciences* **26**(5), 499-512 (2002)
- [9] S. Lin, C.C.K. Kwok, R.Y. Li, Z.H. Chen, Z.Y. Chen, "Local Frictional Pressure Drop During Vaporization of R-12 Through Capillary Tubes", *International Journal of Multiphase Flow* **17**(1), 95-102 (1991)
- [10] P.B. Whalley, *Boiling, Condensation and Gas-Liquid Flow*, Oxford Science, Oxford (1987)
- [11] A. Premoli, D. Di Francesco, A. Prina, "Una Correlazione Adimensionale per la Determinazione della Densità di Miscele Bifasiche", *La Termotecnica* **25**(1), 17-25 (1971)
- [12] M.B. Pate, "A Theoretical and Experimental Analysis of Capillary Tube-Suction Line Heat Exchangers", Ph.D. Thesis, Purdue University, 1982.
- [13] J.G. Collier, J.R. Thome, *Convective Boiling and Condensation*, Oxford Science, Oxford (1996)
- [14] *EES Engineering Equation Solver Software User's Guide*, F-Chart Software (1997)

- [15] *NIST Thermodynamic Properties of Refrigerants and Refrigerant Mixtures Database (REFPROP) Version 5.0 - User Guide*, U.S. Dept. of Commerce, Gaithersburg (1996)

REFRIGERANT MIXTURES FLOW SIMULATION THROUGH CAPILLARY TUBES USING SEPARATED FLOW MODEL

Abstract – This paper presents a simulation program for refrigerant mixtures flow through capillary tubes using the separated flow model for two-phase flow region, experimentally validated. Comparison of simulation and experimental data show a good agreement. Main deviations are connected with the delay of vaporization phenomenon occurrence, experimentally verified by the authors.

Keywords – Capillary tubes, refrigerant mixtures flow, modelling, separated flow.