

INFLUÊNCIA DO NÃO-EQUILÍBRIO TÉRMICO ENTRE AS FASES NA ANÁLISE DO ESCOAMENTO EM TROCADORES DE CALOR TUBO CAPILAR-LINHA DE SUÇÃO USANDO O MODELO DE DOIS FLUIDOS

Marcos Rogério Barbazelli

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

Universidade Estadual Paulista, Câmpus de Ilha Solteira, Departamento de Engenharia Mecânica, 15385-000, Ilha Solteira, SP, Brasil

***Resumo.** Neste trabalho, é apresentada uma análise da influência do não-equilíbrio térmico entre as fases líquida e vapor comparando-se os resultados fornecidos por dois modelos numéricos para a simulação do escoamento ao longo de trocadores de calor tubo-capilar linha de sucção. O modelo de dois fluidos é usado para a análise da região bifásica com o objetivo de representar melhor o escoamento. Um primeiro modelo, denominado Modelo 1, é desenvolvido considerando-se o não-equilíbrio hidrodinâmico e o não-equilíbrio térmico entre as fases líquida e vapor e, um segundo modelo, denominado Modelo 2, considera apenas o não-equilíbrio hidrodinâmico entre as fases. Tais modelos permitem o cálculo da vazão em massa, a partir das geometrias do tubo capilar e da linha de sucção e das condições de operação. Realizaram-se comparações com dados experimentais obtidos em diferentes condições de operação, com diferentes geometrias e com o refrigerante HFC-134a. Os dados experimentais utilizados ou foram obtidos na literatura ou fornecidos pelo Núcleo de Pesquisa em Refrigeração, Ventilação e Condicionamento de Ar do Departamento de Engenharia Mecânica da Universidade Federal de Santa Catarina. Os resultados calculados foram também comparados com aqueles obtidos pelo modelo homogêneo.*

***Palavras-chave.** Tubo capilar, Trocador de calor, Refrigeração.*

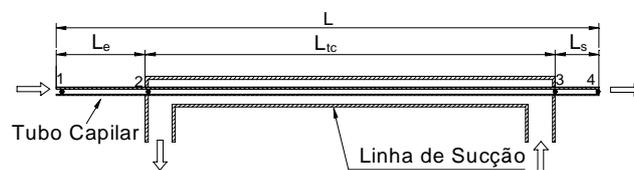
1. INTRODUÇÃO

Os tubos capilares são empregados como dispositivo de expansão em sistemas de refrigeração de pequeno porte, tais como: refrigeradores, “freezers” e condicionadores de ar. Tais tubos, normalmente de cobre, são obtidos por trefilação e possuem comprimentos entre 1,0 e 6,0 m e diâmetros variando entre 0,5 e 2,0 mm.

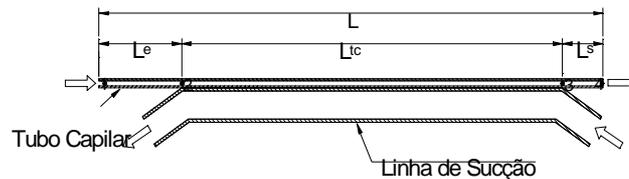
No interior de um tubo capilar identificam-se duas regiões: uma de escoamento monofásico e outra de escoamento bifásico líquido-vapor. O escoamento é turbulento e compressível, sendo que a condição crítica ou de bloqueio pode ser atingida. O valor da pressão correspondente à condição de bloqueio deve ser calculado adequadamente para a determinação correta da vazão em massa de fluido refrigerante ao longo do tubo capilar.

O escoamento no interior dos tubos capilares pode ainda ser adiabático ou não-adiabático, dependendo da configuração do sistema de refrigeração. No primeiro caso, desconsidera-se a troca de calor com o meio ambiente e assume-se que o tubo capilar está isolado termicamente. No segundo caso, analisado neste trabalho, uma parte do comprimento do tubo capilar é colocado em contato com a linha de sucção, formando um trocador de calor em contracorrente, denominado *trocador de calor tubo capilar-linha de sucção* (vide Fig. 1). Essa alternativa, além de melhorar o desempenho do sistema, evita a formação de gelo ao redor da linha de sucção.

O trocador de calor tubo capilar-linha de sucção pode ser concêntrico ou lateral, como mostrado na Fig. 1. A Fig. 1(a) mostra o trocador de calor, no qual o tubo capilar é inserido concêntricamente na linha de sucção, formando um trocador de calor em contracorrente tipo duplo-tubo. A Fig. 1(b) apresenta o trocador de calor tipo lateral, no qual o tubo capilar é soldado externamente à linha de sucção, também formando um trocador de calor em contracorrente.



(a)



(b)

Figura 1- Esquemas de trocadores de calor tubo capilar-linha de sucção: (a) concêntrico e (b) lateral.

Em razão de sua grande influência no desempenho do sistema, o tubo capilar tem sido fonte para várias pesquisas, que proporcionam grandes melhorias no entendimento do escoamento em seu interior. As investigações realizadas, contando com técnicas experimentais e simulações numéricas cada vez mais avançadas, refletem diretamente no aperfeiçoamento do projeto e dimensionamento de tubos capilares.

Barbazelli (2000) estudou o escoamento ao longo de trocadores de calor tubo capilar-linha de sucção, usando o modelo de dois fluidos para a análise da região bifásica. Tal modelo permite considerar o não-equilíbrio hidrodinâmico e o não-equilíbrio térmico entre as fases e também os fenômenos interfaciais.

Neste trabalho, apresenta-se uma análise da influência do não-equilíbrio térmico entre as fases líquida e vapor, comparando-se os resultados obtidos pelo modelo desenvolvido por Barbazelli (2000).

2. FORMULAÇÃO DO PROBLEMA

Neste trabalho, considera-se que o tubo capilar seja dividido em três regiões: uma entre os pontos 2 e 3 da Fig. 1, que constitui o trocador de calor com a linha de sucção do

compressor e outras duas, nas quais existe troca calor apenas com o ambiente: região de entrada, entre os pontos 1 e 2, e região de saída, entre os pontos 3 e 4. Além disso, o escoamento ao longo do tubo capilar é também dividido em duas regiões: aquela em que o refrigerante encontra-se no estado líquido sub-resfriado (região de líquido) e aquela de escoamento bifásico líquido-vapor (região bifásica). Convém observar que a região do trocador de calor também pode trocar calor com o meio ambiente.

As hipóteses simplificativas consideradas neste modelo são: (i) tubo capilar reto, horizontal e com diâmetro constante; (ii) escoamento incompressível na região líquida, unidimensional e em regime permanente; (iii) vapor, quando presente, saturado em relação à pressão local; (iv) ambas as fases estão na mesma pressão e na mesma temperatura em qualquer seção transversal ao longo do tubo, ou seja, os efeitos de tensão superficial são desprezados; (v) o refrigerante está isento de óleo.

2.1 Equações governantes para a região líquida

$$\frac{dp}{dz} = -\frac{f_L G^2 v_L}{2 d_{int}} \quad (1)$$

na qual z é a distância ao longo do tubo, p é a pressão, G é o fluxo de massa, v_L é o volume específico do líquido, d_{int} é o diâmetro interno do tubo capilar e f_L é o fator de atrito de Darcy, calculado pela correlação de Churchill (1977).

Regiões anterior e posterior ao trocador,

$$\frac{dT}{dz} = -\frac{1}{\dot{m} c_p} (UA'_{ca}) (T - T_a) \quad UA'_{ca} = \frac{1}{\frac{1}{\bar{h}_c \pi d_{int}} + \frac{1}{\bar{h}_a \pi d_{ext}}} \quad (2)$$

nas quais c_p é o calor específico a pressão constante, \dot{m} é a vazão em massa, T é a temperatura do refrigerante ao longo do tubo capilar, T_a é a temperatura do meio ambiente, \bar{h}_c é o coeficiente de transferência de calor no interior do capilar, \bar{h}_a é o coeficiente de transferência de calor entre o capilar e o meio ambiente e d_{ext} é o diâmetro externo do tubo capilar.

Região do trocador de calor do tipo concêntrico,

$$\frac{dT}{dz} = -\frac{1}{\dot{m} c_p} (UA'_{cs}) (T - T_s) \quad UA'_{cs} = \frac{1}{\frac{1}{\bar{h}_c \pi d_{int}} + \frac{1}{\bar{h}_s \pi d_{ext}}} \quad (3)$$

nas quais T_s é a temperatura do refrigerante ao longo da linha de sucção e \bar{h}_s é o coeficiente de transferência de calor entre o capilar e a linha de sucção.

2.2 Equações governantes para a região de escoamento bifásico

No presente trabalho, o modelo de dois fluidos é usado para a solução do escoamento na região bifásica e, dois casos são analisados e comparados. No primeiro, denominado de Modelo 1, consideram-se o não-equilíbrio hidrodinâmico ($V_L \neq V_V$) e o não-equilíbrio térmico ($T_L \neq T_V$) entre as fases. No segundo, denominado de Modelo 2, considera-se apenas o não-equilíbrio hidrodinâmico entre as fases. As equações governantes em cada um desses casos

são apresentados a seguir.

- *Modelo 1.* Neste caso, propõe-se a solução de cinco equações de conservação na região bifásica, utilizando as equações da conservação da massa e da energia para a mistura líquido-vapor. Tais equações são obtidas a partir da soma das respectivas equações para cada fase.

Dessa forma as equações governantes para a região bifásica são dadas por,

$$\frac{d}{dz} [(1-\alpha)\rho_L V_L + \alpha\rho_V V_V] = 0 \quad (4)$$

na qual os subíndices L e V indicam, respectivamente, as fases líquida e vapor, ρ é a massa específica, V é a velocidade e α é a fração de vazio (razão entre a área ocupada pelo vapor e a área total da seção transversal do tubo).

$$(1-\alpha)\rho_L V_L \frac{dV_L}{dz} = -(1-\alpha) \frac{dp}{dz} - F_{wL} + F_{Li} - (1-\eta)(V_V - V_L)\Gamma \quad (5)$$

$$\alpha\rho_V V_V \frac{dV_V}{dz} = -\alpha \frac{dp}{dz} - F_{wV} + F_{Vi} - \eta(V_V - V_L)\Gamma \quad (6)$$

nas quais F_{Li} e F_{Vi} são, respectivamente, as forças interfaciais por unidade de volume atuando sobre a fase líquida e sobre a fase vapor, F_{wL} e F_{wV} são as forças por unidade de volume devido ao atrito entre a parede do tubo e, respectivamente, as fases líquida e vapor, Γ é a taxa de transferência de massa por unidade de volume na interface e V_i é a velocidade interfacial, dada por: $V_i = [\eta V_L + (1-\eta)V_V]$, sendo $\eta = 0,5$.

$$\frac{d}{dz} \left[(1-\alpha)\rho_L V_L \left(h_L + \frac{V_L^2}{2} \right) + \alpha\rho_V V_V \left(h_V + \frac{V_V^2}{2} \right) \right] = -\frac{dq}{dz} \quad (7)$$

$$\frac{d}{dz} \left[\alpha\rho_V V_V \left(h_V + \frac{V_V^2}{2} \right) \right] = -\frac{d}{dz}(\alpha q) + q_i + \frac{d[\alpha\rho_V V_V]}{dz} \left(h_{vi} + \frac{V_V V_L}{2} \right) \quad (8)$$

nas quais h_L e h_V são, respectivamente, as entalpias das fases líquida e vapor, dq é o fluxo de calor infinitesimal conforme a posição ao longo do capilar, $h_{vi} = (1-x)h_L + xh_V$ é a entalpia da fase vapor na interface e $x = \alpha\rho_V/\rho$ é o título da mistura.

Dessa forma, usando o Modelo 1, o escoamento ao longo da região bifásica de tubos capilares não-adiabáticos é governado pelas cinco equações de conservação, ou seja, Eqs. (4) a (8), que devem ser solucionadas para o cálculo das variáveis α , V_L , V_V , p , e h_L .

- *Modelo 2.* Este modelo é governado pelas quatro equações de conservação: Eqs. (4) a (7), que devem ser solucionadas para o cálculo das variáveis: α , V_L , V_V , e p . Como as fases estão em equilíbrio térmico, as entalpias das fases líquida e vapor, h_L e h_V , na Eq. (7), são calculadas por correlações termodinâmicas.

Observa-se que nos dois casos mencionados, Modelo 1 e Modelo 2, uma equação adicional, apresentada a seguir, deve ser solucionada na região do trocador de calor, para o cálculo da temperatura do refrigerante na linha de sucção.

2.3 Equação governante para a linha de sucção

$$\frac{dT_s}{dz} = -\frac{1}{\dot{m} c_p} \left[(UA'_{cs})(T - T_s) + U_{sa} \pi D_s (T_a - T_s) \right] \quad (9)$$

na qual D_s é o diâmetro da linha de sucção e $U_{sa} = \left[(1/\bar{h}_s) + (1/\bar{h}_a) \right]^{-1}$ é coeficiente global de transferência de calor entre a linha de sucção e o ambiente.

Para a solução do sistema de Eqs. (1) a (9) é necessário especificar ainda as equações constitutivas para os parâmetros: f_L , \bar{h}_c , \bar{h}_s , \bar{h}_a , F_{wL} , F_{wV} , F_{Li} e F_{Vi} , além de correlações para as propriedades termodinâmicas ρ_L , ρ_V , h_L e h_V . Tais equações constitutivas e correlações estão descritas em Barbazelli (2000).

3. METODOLOGIA DE SOLUÇÃO

A solução das equações diferenciais, tanto na região líquida como na região bifásica, é obtida por integração numérica usando o método de Predição e Correção de quinta ordem. O programa calcula a vazão em massa, conhecidos o comprimento do tubo e as condições de operação. O procedimento de cálculo é iterativo uma vez que as equações de conservação dependem da vazão em massa e, além disso, não se conhece a temperatura do refrigerante na saída da linha de sucção ($T_{s,o}$). Dessa forma, inicialmente os valores de \dot{m} e $T_{s,o}$ são estimados e o comprimento calculado do capilar (L_{calc}), juntamente com o valor da temperatura do refrigerante na entrada da linha de sucção ($T_{s,i}$), são comparados com os seus respectivos valores medidos. Em seguida os valores de \dot{m} e $T_{s,o}$ são corrigidos usando-se o método de Newton-Raphson até que a convergência seja obtida.

4. RESULTADOS E DISCUSSÃO

Os resultados obtidos pelos modelos apresentados no item 2 foram comparados com resultados experimentais disponíveis na literatura. A falta de algumas informações sobre as geometrias do tubo capilar e da linha de sucção e sobre as condições de operação, na maioria dos trabalhos disponíveis, reduz grandemente o número dos trabalhos que podem ser utilizados para a validação de modelos teóricos. Neste trabalho, utilizaram-se os dados experimentais obtidos por Dirik *et al.* (1994), Peixoto (1994), Melo *et al.* (1998) e Zangari & Melo (1998).

Apresentam-se algumas comparações entre as distribuições de pressão e temperatura do fluido refrigerante ao longo do tubo capilar, obtidas pelo modelo de dois fluidos em duas situações: Modelo 1 e Modelo 2. Os resultados obtidos pelo modelo homogêneo são também apresentados.

Nas Figs. 2(a) a 5(a) são mostradas as distribuições de pressão ao longo de diferentes tubos capilares. Nessas figuras as linhas contínuas e as linhas tracejadas referem-se, respectivamente, ao Modelo 1 ($T_L \neq T_V$) e ao Modelo 2 ($T_L = T_V$). As linhas pontilhadas são relativas ao modelo homogêneo. Nas Figs. 2 a 5 os índices I, II e III indicam, respectivamente, as regiões de entrada, do trocador de calor e de saída ao longo do tubo capilar.

As Figs. 2(b) a 5(b) mostram as distribuições de temperatura do fluido refrigerante ao longo dos respectivos tubos capilares das Figs. 2(a) a 5(a). Nessas figuras a linha contínua e a linha tracejada representam, respectivamente, a temperatura da fase líquida e a temperatura da fase vapor. A linha traço-ponto-traço representa a distribuição de temperatura do fluido

refrigerante obtida pelo Modelo 2 ($T_L = T_V$) e a linha pontilhada representa a temperatura calculada pelo modelo homogêneo.

Na Fig. 2(b), observa-se que as distribuições de temperatura obtidas pelo Modelo 1, pelo Modelo 2 e pelo modelo homogêneo são praticamente coincidentes ao longo de todo o capilar. O mesmo acontece com as distribuições de pressão obtidas pelos três modelos, mostradas na Fig. 2(a), embora uma pequena discordância entre os perfis seja observada na porção final do tubo capilar. Na Fig. 2(b) nota-se a boa concordância entre os perfis de temperatura calculados e os dados experimentais de Zangari e Melo (1998).

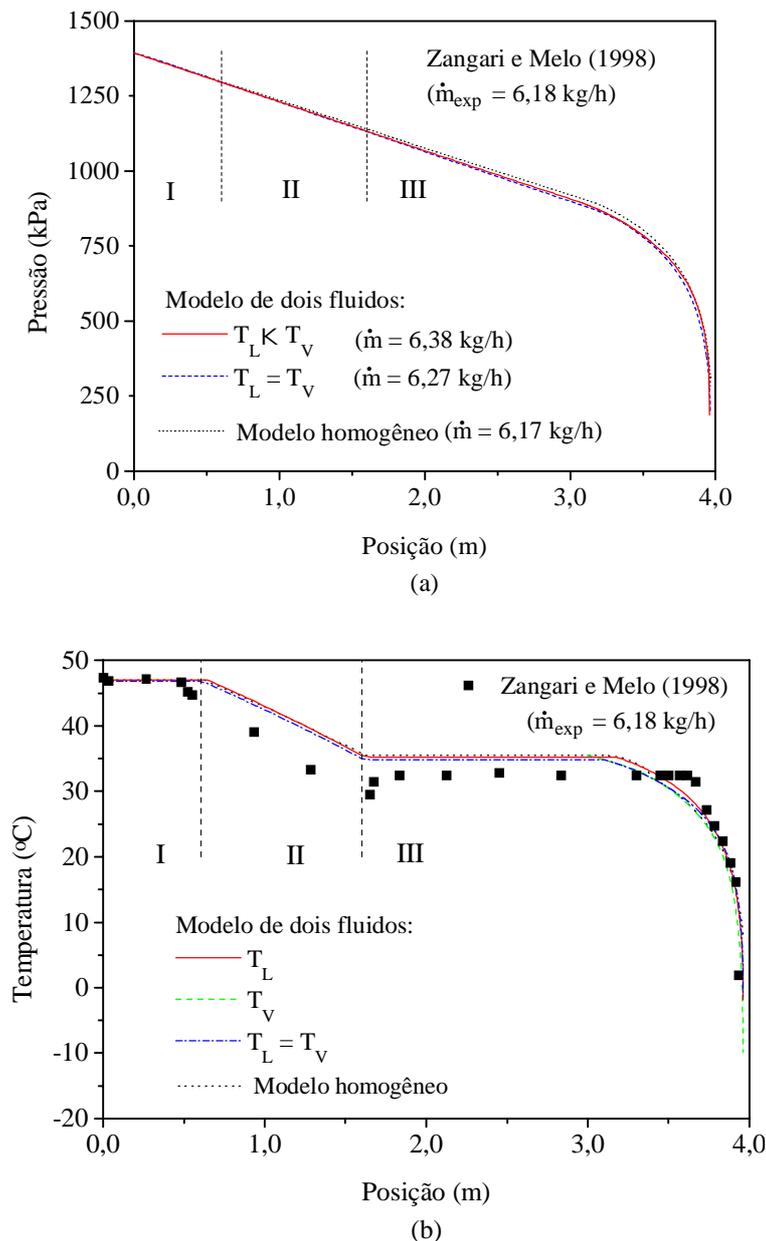


Figura 2- Distribuições de: (a) pressão e (b) temperatura ao longo do capilar: $L=3,963 \text{ m}$; $L_{tc}=0,998 \text{ m}$; $L_e=0,604 \text{ m}$; $d_{int}=0,83 \text{ mm}$; $d_{ext}=2,06 \text{ mm}$; $D_s=7,86 \text{ mm}$; $\Delta T_{sub}=5,19 \text{ }^\circ\text{C}$; $T_{s,in}=-11 \text{ }^\circ\text{C}$; $p_e=1400 \text{ kPa}$; trocador concêntrico (Zangari e Melo, 1998).

Para o caso apresentado na Fig. 2 os desvios percentuais obtidos entre as vazões em massa medidas e calculadas pelos Modelos: 1, 2 e homogêneo são, respectivamente, 3,2 %, 1,5 % e

0,2 %. Na legenda da Fig. 2 o símbolo p_e representa a pressão medida na conexão de entrada do tubo capilar, ΔT_{sub} é o grau de sub-resfriamento na entrada do tubo capilar.

Na Fig. 3 são mostradas as distribuições de pressão e temperatura ao longo de um trocador de calor tubo capilar-linha de sucção lateral (Melo *et al.*, 1998). Observa-se que os perfis calculados apresentam a mesma tendência mostrada nas Figs. 2(a) e 2(b), para o caso de um trocador de calor concêntrico.

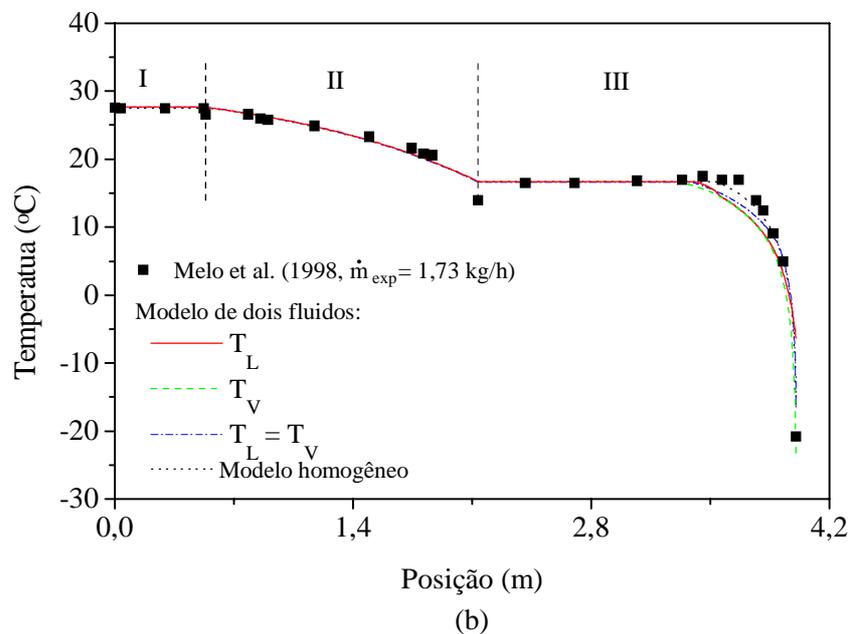
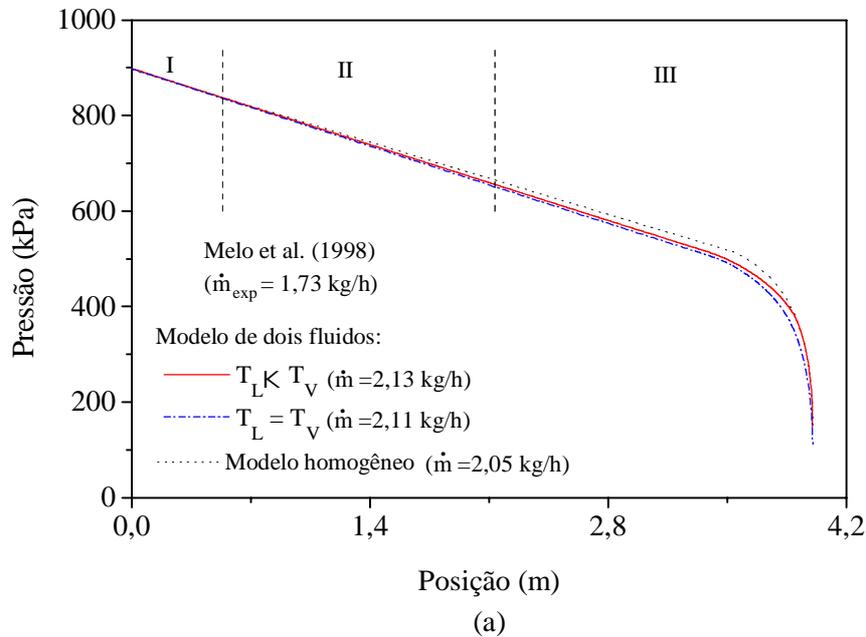


Figura 3- Distribuições de: (a) pressão e (b) temperatura ao longo do capilar: $L=4,0$ m; $L_{tc}=1,599$ m; $L_e=0,534$ m; $d_{int}=0,61$ mm; $D_s=7,86$ mm; $\Delta T_{sub}=7,82$ °C; $T_{s,in}=6$ °C; $p_e=901$ kPa; trocador lateral (Melo *et al.*, 1998).

Observa-se, também na Fig. 3, a proximidade entre os valores de vazão em massa calculados pelos Modelos 1 e 2, respectivamente iguais a $\dot{m}=2,13$ kg/h e $\dot{m}=2,11$ kg/h e,

além disso, nota-se que a vazão em massa calculada pelo modelo homogêneo, $\dot{m} = 2,05 \text{ kg/h}$, é mais próxima do valor experimental ($\dot{m} = 1,73 \text{ kg/h}$).

A Fig. 4 mostra os perfis de pressão e temperatura para um dos trocadores de calor tubo capilar-linha de sucção do tipo concêntrico, analisados por Dirik *et al.* (1994). Nesse caso, nota-se um distanciamento maior entre os perfis obtidos pelos Modelos 1 e 2 em relação ao modelo homogêneo, principalmente nas regiões I e II, mostradas nas Figs. 4(a) e 4(b).

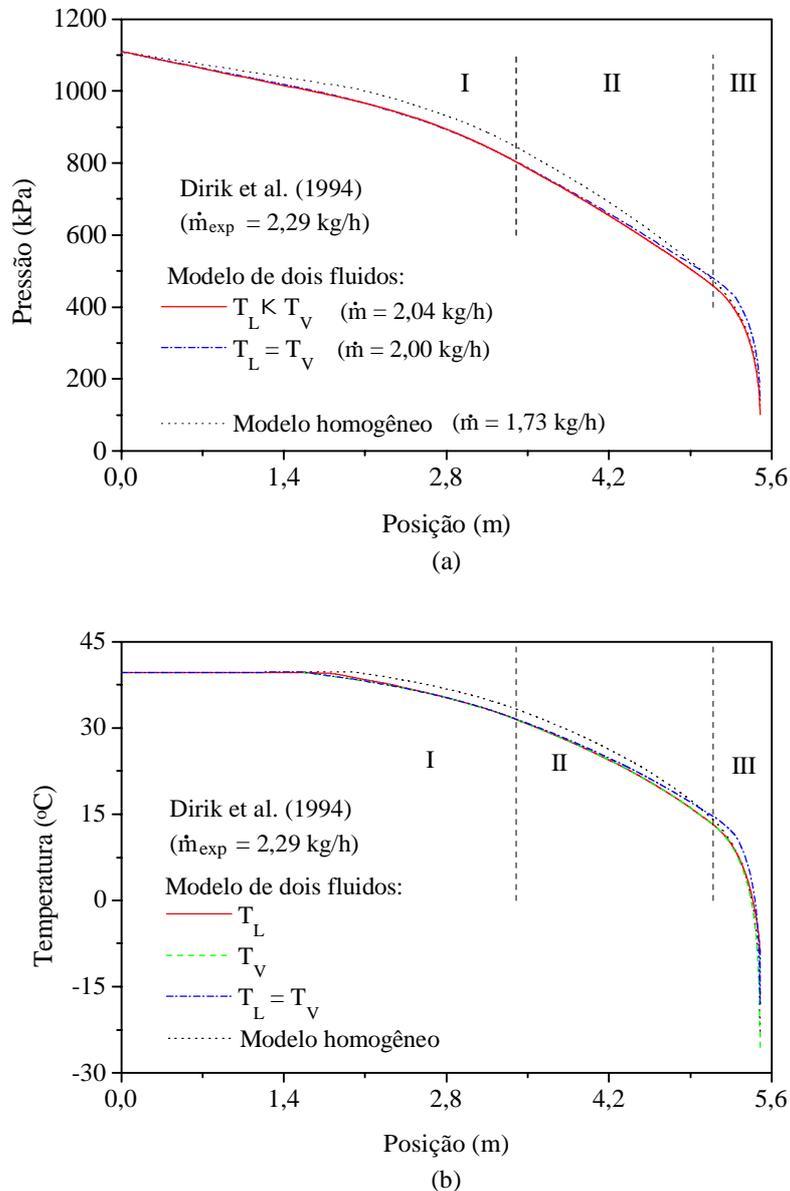


Figura 4- Distribuições de: (a) pressão e (b) temperatura ao longo do tubo capilar: $L=5,500 \text{ m}$; $L_{tc}=1,700 \text{ m}$; $L_e=3,400 \text{ m}$; $d_{int}=0,66 \text{ mm}$; $d_{ext}=2,00 \text{ mm}$; $D_s=5,60 \text{ mm}$; $\Delta T_{sub}=3,70 \text{ }^\circ\text{C}$; $T_{s,in}=-8,9 \text{ }^\circ\text{C}$; $T_e=43,3 \text{ }^\circ\text{C}$; trocador concêntrico (Dirik *et al.*, 1994).

Para o caso mostrado na Fig. 4, os valores de vazão em massa calculados pelos Modelos 1 e 2, respectivamente, iguais a $\dot{m} = 2,04 \text{ kg/h}$ e $\dot{m} = 2,00 \text{ kg/h}$, mais uma vez apresentam uma boa concordância entre si e estão mais próximos do valor experimental de Dirik *et al.* (1994) ($\dot{m} = 2,29 \text{ kg/h}$) do que o valor calculado pelo modelo homogêneo ($\dot{m} = 1,73 \text{ kg/h}$). Na legenda da Fig. 4, o símbolo T_e representa a temperatura na entrada do tubo capilar.

Na Fig. 5 as distribuições de pressão e temperatura são obtidas para um caso apresentado por Peixoto (1994). Nesse caso a concordância entre os perfis calculados pelo modelo de dois fluidos e pelo modelo homogêneo é grande nas regiões I e II. Para o caso apresentado na Fig. 5, os valores de vazão em massa calculados pelos Modelos 1 e 2 apresentam desvios percentuais em relação ao valor medido, respectivamente, de 13,7% e 16%, e para o modelo homogêneo, de 20,9 %.

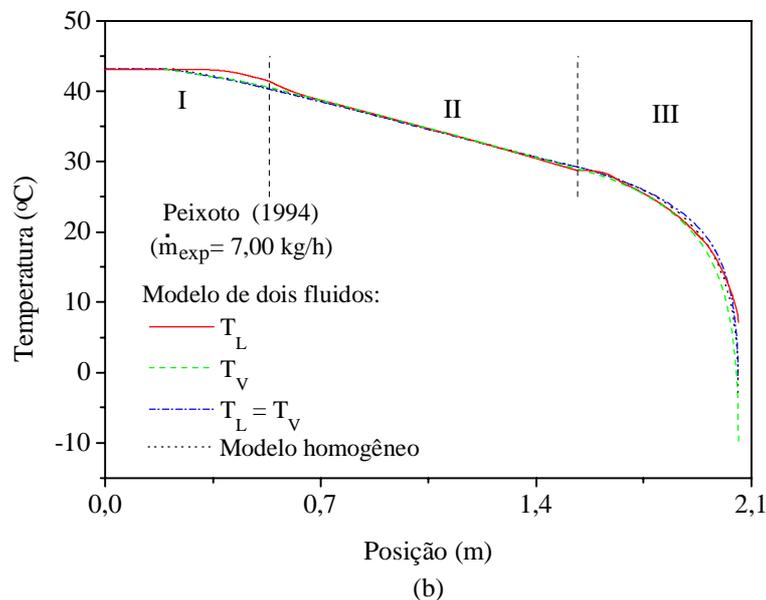
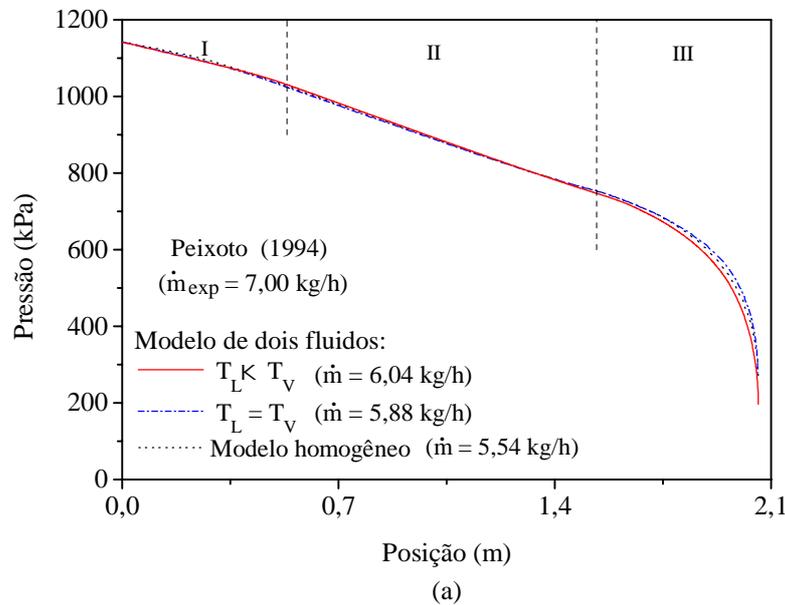


Figura 5- Distribuições de: (a) pressão e (b) temperatura ao longo do tubo capilar: $L=2,057$ m; $L_{tc}=1,003$ m; $L_e=0,521$ m; $d_{int}=0,787$ mm; $d_{ext}=2,06$ mm; $D_s=6,314$ mm; $\Delta T_{sub}=1,25$ °C; $T_{s,in}=-4,7$ °C; $p_e=1150$ kPa; trocador concêntrico (Peixoto, 1994).

A partir das Figs. 2 a 5 verifica-se que a diferença entre as temperaturas de cada fase ao longo dos tubos capilares é muito pequena e, apenas na região próxima à saída dos tubos, essa diferença aumenta para a ordem de 10 °C. Além disso, em todos os casos testados, observou-se uma diferença pequena entre os valores de vazão em massa calculados pelos

Modelos 1 e 2.

5. CONCLUSÕES

As comparações entre os resultados fornecidos pelo modelo e os dados experimentais disponíveis na literatura mostraram que o não-equilíbrio térmico no escoamento ao longo de trocadores de calor tubo capilar-linha de sucção exerce apenas uma pequena influência sobre a vazão em massa e sobre o perfil de temperatura. Observa-se que a diferença entre as temperaturas de cada fase ao longo do tubo capilar é muito pequena e que apenas na região próxima à saída do tubo capilar, essa diferença atinge valores da ordem de 10 °C. Dessa forma, a hipótese de equilíbrio térmico pode ser adotada na modelagem do escoamento bifásico ao longo de trocadores de calor tubo capilar-linha de sucção.

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.

REFERÊNCIAS

- Barbazelli, M.R., 2000, Análise do escoamento bifásico em tubos capilares não-adiabáticos usando o modelo de dois fluidos, Dissertação de Mestrado, Universidade Estadual Paulista - UNESP, Câmpus de Ilha Solteira, SP, Brasil.
- Dirik, E., Inam, C. and Tanes, M.Y., 1994, Numerical and experimental studies on adiabatic and nonadiabatic capillary tubes, Proceedings of the 1994 International Refrigeration Conference at Purdue University, July, West Lafayette, pp. 365-370.
- Melo, C., Mendonça, K.C. e Mezavila, M.M., 1998, Trocadores de calor tubo capilar-linha de sucção do tipo lateral: simulação e experimentos, Anais do V Congresso de Engenharia Mecânica Norte-Nordeste, Outubro, Fortaleza, vol. 3, pp. 195-202.
- Peixoto, R.A., 1994, Análise teórico-experimental do escoamento do fluido refrigerante HFC-134a em trocadores de calor tubo capilar-linha de sucção utilizados em sistemas de refrigeração, Tese de Doutorado, Departamento de Engenharia Mecânica, Escola Politécnica da USP, São Paulo, Brasil.
- Zangari, J.M. e Melo, C., 1998, Trocadores de calor tubo capilar-linha de sucção do tipo concêntrico: abordagem experimental", Anais do V Congresso de Engenharia Mecânica Norte-Nordeste, Outubro, Fortaleza, vol. 3, pp. 203-210.

THERMAL NON EQUILIBRIUM INFLUENCE BETWEEN THE PHASES IN THE FLOW ANALYSIS THROUGH CAPILLARY TUBE –SUCTION LINE HEAT EXCHANGERS USING A TWO-FLUID MODEL

Abstract. This work presents an analysis of thermal non-equilibrium influence between the liquid and vapor phases, comparing the calculated results by the two numerical models to simulate refrigerant flow through capillary tube suction line heat exchangers. The well-know two-fluid model is employed for the two-phase flow region. Two versions of this model are considered in this work. In the first, namely Model 1, the hydrodynamic and the thermodynamic non-equilibrium between the liquid and vapor phases are taken into account, whereas for the second, namely Model 2, only the hydrodynamic non-equilibrium between the phases is considered. The refrigerant mass rate is predicted by the model as a function of the heat exchanger geometry and operating conditions. Comparisons with experimental data for HFC134a are performed and discussed. The experimental data were either taken from the literature or supplied by the Center for Refrigeration, Ventilation and Air Conditioning Research, "NRVA". Comparisons are also made with a homogeneous model

Keywords. *Capillary tube, heat exchanger, refrigeration.*