

MODELAGEM DO ESCOAMENTO TRANSIENTE DO REFRIGERANTE HFC-134a AO LONGO DE TUBOS CAPILARES ADIABÁTICOS

Héryca Olenir Sousa Castro
heryca@dem.feis.unesp.br

André Luiz Seixlack
UNESP/Câmpus de Ilha Solteira, Departamento de Engenharia Mecânica
Av. Brasil Centro 56, Ilha Solteira - SP – CEP 15385-000 - andre@dem.feis.unesp.br

Resumo. Neste trabalho, apresenta-se um modelo numérico para simular o escoamento, nos regimes permanente e transiente, do fluido refrigerante HFC-134a ao longo de tubos capilares, largamente usados como dispositivos de expansão em sistemas de refrigeração por compressão de vapor de pequeno porte. O escoamento é considerado unidimensional, adiabático e é dividido em uma região de líquido e em uma região bifásica. O tubo capilar é considerado reto, horizontal e com diâmetro constante. O escoamento bifásico é tratado como homogêneo e o fenômeno de metaestabilidade é desconsiderado. Para a simulação do escoamento ao longo do tubo capilar as equações de conservação da massa, quantidade de movimento e conservação de energia são resolvidas usando-se o método de volumes finitos. O modelo desenvolvido permite o cálculo do comprimento do tubo ou da vazão em massa de fluido refrigerante ao longo do tubo. Os resultados calculados são comparados com dados experimentais disponíveis na literatura. Algumas características importantes do escoamento transiente e as distribuições de pressão, temperatura e vazão em massa do refrigerante no regime transiente são apresentados e discutidos.

Palavras chaves: tubos capilares, refrigeração, escoamento bifásico, análise transiente.

1. INTRODUÇÃO

Os tubos capilares são dispositivos de expansão de seção constante, largamente usados em sistemas de refrigeração por compressão de vapor de pequeno porte, com capacidade máxima da ordem de 10 kW (34130 Btu/h). Embora sejam fisicamente simples, o escoamento do fluido refrigerante no interior desses tubos é bastante complexo, oferecendo vários desafios para a sua descrição fenomenológica, tais como: escoamento bifásico, turbulência, efeitos de metaestabilidade e escoamento crítico (bloqueado). Além disso, os tubos capilares podem ser adiabáticos, quando isolados completamente do ambiente, ou não-adiabáticos, quando formam um trocador de calor em contracorrente com a linha de sucção do compressor.

A análise do escoamento ao longo de tubos capilares, adiabáticos e não-adiabáticos, tem sido extensivamente realizada nas últimas décadas, quer seja de forma experimental e/ou teórica. Nessa área de pesquisa citam-se os trabalhos de Mezavila (1995), Melo et al. (1995), Escanes et al. (1995), Seixlack (1996), Hermes et al. (2000), Fiorelli et al. (2002) e Bansal e Xu (2003). Na maioria dos modelos matemáticos encontrados na literatura, com exceção dos trabalhos de Escanes et al. (1995) e de Hermes et al. (2000), o escoamento é analisado sob condições de regime permanente. Entretanto, tais condições raramente ocorrem nos sistemas de refrigeração em que os tubos capilares são usados, uma vez que, geralmente, são controlados pelo método liga-desliga. Dessa forma, a análise do escoamento transiente é um importante aspecto a ser considerado no projeto e no controle de muitos sistemas de refrigeração e de condicionamento de ar.

Escanes et al. (1995) apresentam um modelo numérico para a simulação do comportamento térmico e fluido-dinâmico de tubos capilares. Com esse modelo analisam-se aspectos tais como: geometria, tipo de fluido, condições do escoamento crítico e não-crítico e aspectos do regime transiente. Um outro modelo para avaliar o comportamento dinâmico de tubos capilares adiabáticos e não-adiabáticos com o refrigerante HFC-134a é apresentado por Hermes et al. (2000). Nesse trabalho, comparando-se os resultados obtidos com um modelo quase-estático, os autores mostram

que os termos transientes das equações governantes exercem uma influência pequena sobre a vazão em massa do refrigerante ao longo do tubo capilar.

No presente trabalho, o escoamento adiabático nos regimes permanente e transiente ao longo de tubos capilares é analisado usando-se o modelo homogêneo. Os resultados obtidos para o escoamento do refrigerante HFC-134a escoando ao longo de tubos capilares são comparados com os dados experimentais apresentados por Melo et. al. (1995). Avaliam-se os aspectos do escoamento transiente e apresentam-se as distribuições temporais da vazão em massa, da pressão e da temperatura do refrigerante ao longo do tubo. Essa é a primeira etapa de um projeto, que visa analisar o comportamento dinâmico de tubos capilares não-adiabáticos usando-se o modelo de escoamentos separados na região bifásica.

2. FORMULAÇÃO DO PROBLEMA

No presente trabalho, o escoamento ao longo do tubo capilar é dividido em duas regiões: aquela em que o fluido refrigerante encontra-se no estado de líquido sub-resfriado, região líquida, e aquela de escoamento bifásico líquido-vapor, região bifásica, conforme se observa na Fig. (1).

As hipóteses simplificativas consideradas neste modelo são: tubo capilar reto, horizontal e com diâmetro constante; escoamento incompressível na região de líquido sub-resfriado; escoamento unidimensional e adiabático; refrigerante isento de óleo; vapor, quando presente, está saturado em relação à pressão local; o fenômeno de metaestabilidade do escoamento é desconsiderado.

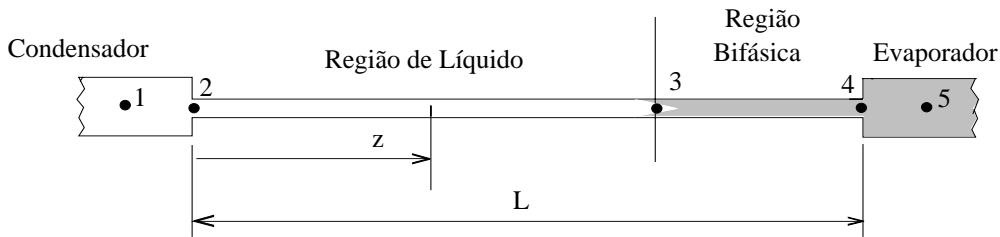


Figura 1. Esquema de um tubo capilar.

Com base nas simplificações anteriores, as equações governantes do escoamento ao longo do tubo capilar, obtidas a partir dos princípios de conservação da massa, quantidade de movimento e conservação de energia, são, respectivamente, dadas por,

$$\frac{\partial \rho_j}{\partial t} + \frac{\partial G}{\partial z} = 0 \quad (1)$$

$$\frac{\partial(\rho_j u_j)}{\partial t} + \frac{\partial(G u_j)}{\partial z} = -\frac{\partial p}{\partial z} - \frac{f_j G^2}{2 \rho_j d_i} \quad (2)$$

$$\frac{\partial(\rho_j h_0)}{\partial t} + \frac{\partial(G h_0)}{\partial z} = \frac{\partial p}{\partial t} \quad (3)$$

nas quais t é o tempo, z é a coordenada ao longo do tubo capilar [vide Fig. (1)], o subíndice j indica a região em que se encontra o escoamento ao longo do tubo ($j=l$, na região líquida, e $j=b$ na região bifásica), ρ_j é a massa específica do refrigerante [kg/m^3], $G = (\rho_j u_j)$ é o fluxo de massa de refrigerante [$\text{kg/m}^2\text{s}$], u_j é a velocidade média do refrigerante [m/s], p é a pressão do escoamento no interior do tubo [Pa], f_j é o fator de atrito, d_i é o diâmetro interno do tubo capilar [m], $h_0 = [h + u^2/2]$ é a entalpia de estagnação do refrigerante [J/kg], $h = [(1-x)h_l + xh_v]$ e a entalpia do refrigerante [J/kg],

h_l e h_v , são, respectivamente, as entalpias do líquido e do vapor saturados e x é o título da mistura líquido-vapor.

Observa-se que na região bifásica a massa específica da mistura líquido-vapor é: $\rho_b = [(1-\alpha)\rho_l - \alpha\rho_v]$, na qual ρ_l e ρ_v são, respectivamente, a massa específica do líquido e do vapor saturado e α é a fração de vazio (razão entre a área da seção transversal ocupada pelo vapor e a área total da seção transversal do tubo), $\alpha = \{1 + [\rho_v (1-x) / \rho_l x]\}^{-1}$.

O modelo proposto consiste, então, das Eqs. (1) a (3) que devem ser solucionadas para o cálculo das variáveis G , p e h_0 . Além dessas equações é necessário especificar as equações constitutivas para o cálculo do fator de atrito, f_j , e correlações para as propriedades termodinâmicas e termofísicas do refrigerante.

Para calcular o fator de atrito na região líquida utiliza-se a correlação de Churchill (1977), que abrange todos os regimes de escoamento: laminar, transição e turbulento. Na região bifásica, o fator de atrito é obtido pela correlação de Erth (1970), com o número de Reynolds e o título calculados na entrada de cada incremento ao longo do tubo (Mezavila, 1995).

As propriedades termodinâmicas e termofísicas do refrigerante são calculadas a partir de equações obtidas por ajustes polinomiais dos dados fornecidos por McLinden et al. (1998), programa REFPROP 6.0.

2.1. Condições Iniciais e Condição de Bloqueio

Na entrada do tubo capilar $z = 0$ [ponto 2 mostrado na Fig. (1)], é comum que o fluido refrigerante esteja ou no estado de líquido sub-resfriado ou no estado de saturação, com título igual ou maior do que zero. A pressão nesse ponto é calculada a partir da pressão medida na conexão de entrada do tubo capilar, p_{ent} . A temperatura do fluido refrigerante na entrada do tubo, T_2 , é determinada em função da temperatura de saturação, relativa à pressão p_{ent} e do grau de sub-resfriamento, ΔT_{sub} . Assim, as condições iniciais na entrada do tubo capilar são dadas por,

$$z = 0 \rightarrow p_2 = p_{ent} - \frac{G^2(1+K)}{2\rho_l} ; \quad T_2 = T_{sat}(p_{ent}) - \Delta T_{sub} \quad (4)$$

na qual K é o coeficiente de perda de carga na entrada do tubo.

Para a solução das equações governantes na região bifásica é necessário que sejam conhecidas as condições iniciais para as variáveis: G , p e h_0 . Uma vez que o fenômeno de metaestabilidade do escoamento é desconsiderado, é assumido que a região bifásica inicie-se na pressão de saturação relativa à temperatura de saída da região de líquido, ou seja, no ponto 3 mostrado na Fig. (1). Esse ponto é identificado pela comparação entre a pressão do fluido refrigerante na região líquida e a pressão de saturação relativa à temperatura de entrada, $p_{sat}(T_2)$. Com isso, as condições iniciais para a região bifásica, são dadas por,

$$z = z_b \rightarrow p = p_{sat}(T); \quad G = \rho_l(T)u_l; \quad h_o = h_l(T) + \frac{u^2}{2} \quad (5)$$

Na saída do tubo capilar, ponto 4 da Fig. (1), as variáveis G , p e h_0 não são conhecidas. A pressão do fluido refrigerante nesse ponto corresponderá à de evaporação caso o escoamento não esteja bloqueado. Entretanto, atingida a condição crítica na saída do tubo, o que é comum em tubos capilares usados em sistemas de refrigeração, a pressão nesse local poderá ser superior à pressão de evaporação.

A forma de verificação da condição crítica do escoamento bifásico usada neste trabalho é aquela proposta por Fauske (1962) e baseia-se em observações teóricas e experimentais de que, sob condições de escoamento crítico, o gradiente de pressão assume um valor máximo finito, para um

dados fluxo de massa e um dado título. Esse valor máximo é geralmente arbitrário, devendo entretanto ser suficiente para permitir a correta determinação da posição de bloqueio. Um valor excessivamente elevado pode ser inaceitável, uma vez que pode conduzir a uma pressão crítica demasiadamente reduzida e fisicamente irreal. No presente trabalho, após alguns testes realizados, fixou-se o valor de $|dp/dz|$ em 10^8 Pa/m como critério para a determinação da seção de bloqueio.

3. METODOLOGIA DE SOLUÇÃO

3.1. Discretização das Equações

A metodologia numérica empregada neste trabalho é similar em vários aspectos àquelas de Escanes et al. (1995) e Hermes et al. (2000). O domínio é discretizado em m volumes de controle, com os pontos nodais localizados nas seções de entrada e saída dos volumes de controle, Fig. (2).

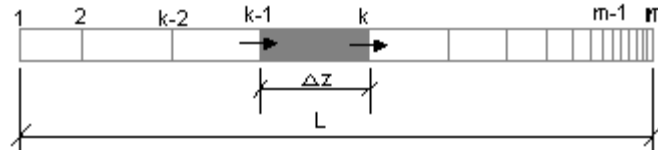


Figura 2. Volume de controle ao longo do tubo capilar.

Em razão dos elevados gradientes na região de saída do tubo capilar, uma malha não-uniforme foi gerada, usando-se a equação apresentada por Escanes et al. (1995), dada por,

$$\Delta z_k = \frac{L}{\tanh \varphi} \left[\tanh \left(\varphi \frac{k}{m} \right) - \tanh \left(\varphi \frac{k-1}{m} \right) \right] \quad (6)$$

na qual φ é um fator de concentração, que pode assumir um valor maior ou igual a zero ($\varphi = 0$ indica uma malha uniforme) e L é o comprimento do tubo capilar.

As equações governantes são então integradas nos volumes de controle de comprimento Δz mostrados na Fig. (2). Os valores médios de qualquer uma das variáveis dependentes, $\tilde{\phi} = \left[(1/\Delta z) \int_{z-l}^z \phi dz \right]$, no volume de controle foram assumidos iguais à média aritmética entre os respectivos valores nas seções de entrada e saída do volume, ou seja, $\tilde{\phi} \equiv \bar{\phi} = (\phi_k + \phi_{k-1})/2$. Os valores médios das propriedades termofísicas do refrigerante são calculados usando-se as variáveis médias correspondentes. Os termos transientes das equações governantes são discretizados segundo a aproximação $\partial \phi / \partial t = (\bar{\phi} - \bar{\phi}^o) / \Delta t$, na qual o sobrescrito o indica o instante de tempo anterior. O esquema plenamente implícito é utilizado.

Dessa forma, as equações de conservação da massa, quantidade de movimento e de conservação de energia, discretizadas no espaço e no tempo, são, respectivamente, dadas por,

$$G_k = G_{k-1} - (\bar{\rho} - \bar{\rho}^o) \frac{\Delta z}{\Delta t} \quad (7)$$

$$p_k = p_{k-1} - \left(\frac{f \bar{G}^2}{2D\rho} \right) \Delta z - (\bar{G} - \bar{G}^o) \frac{\Delta z}{\Delta t} - (Gu)_k + (Gu)_{k-1} \quad (8)$$

$$h_{0,k} = \left(\frac{a_{k-1}}{a_k} \right) h_{0,k-1} + (\bar{p} - \bar{p}^o) \frac{\Delta z}{a_k \Delta t} + \bar{\rho} h^o \frac{\Delta z}{a_k \Delta t} \quad (9)$$

na qual os coeficientes a_k e a_{k-1} são dados por,

$$a_k = G_k + \frac{\rho_k \Delta z}{2 \Delta t} \quad a_{k-1} = G_{k-1} - \frac{\rho_{k-1} \Delta z}{2 \Delta t} \quad (10)$$

3.2. Algoritmo Numérico

No regime permanente, o modelo desenvolvido permite o cálculo do comprimento do tubo, L , ou da vazão em massa de fluido refrigerante ao longo do tubo. No primeiro caso, as equações discretizadas são resolvidas por substituição sucessivas até que a pressão de evaporação seja atingida ou o critério de bloqueio do escoamento seja atendido. O processo é repetido até que a diferença entre os valores das variáveis dependentes entre duas iterações sucessivas forem inferiores a 10^{-6} para todos os pontos da malha. No segundo caso, um problema inverso deve ser resolvido e um procedimento iterativo adicional é exigido, além daquele necessário para a solução do sistema de equações governantes, pois essas equações dependem do fluxo de massa.

Com isso, um fluxo de massa inicial é arbitrado e o comprimento do tubo capilar é calculado e comparado ao comprimento real, devendo esse fluxo de massa ser corrigido para a próxima iteração. O procedimento de correção da vazão em massa baseia-se no comprimento do tubo capilar calculado, L^* , de acordo com a equação $\dot{m}_c = [C_R(L^*/L)\dot{m}^* + (1 - C_R)\dot{m}^*]$ (Mezavila, 1995), na qual \dot{m}^* e \dot{m}_c são, respectivamente, os valores da vazão em massa estimado e corrigido [kg/s] e C_R é um o coeficiente de sub-relaxação, necessário para melhorar o processo de convergência.

No regime transiente, o modelo permite o cálculo da vazão em massa ao longo do tubo capilar e dos valores locais das demais variáveis dependentes em cada instante de tempo. Inicialmente, para uma dada condição de operação, a vazão em massa para o regime permanente é calculada. A partir daí, a condição de operação é alterada e uma nova vazão em massa é calculada em cada instante de tempo, usando-se o mesmo procedimento descrito para o regime permanente.

4. RESULTADOS

A validação do presente modelo foi realizada usando-se os resultados experimentais apresentados por Melo et al. (1995). O fluido refrigerante empregado é o HFC-134a e os tubos capilares considerados são identificados como capilar 1 e capilar 2, cujas características geométricas são: capilar 1 ($L=2,998$ m, $d_i=0,607$ mm, $\varepsilon=1,1$ μ m) e capilar 2 ($L=2,97$ m, $d_i=0,87$ mm, $\varepsilon=0,7$ μ m), sendo ε a rugosidade absoluta da parede do tubo capilar.

No trabalho de Melo et al. (1995) as condições de operação empregadas são: pressão de condensação na faixa entre 900 a 1600 kPa e grau de sub-resfriamento na entrada dos tubos entre 2 e 16 °C. Todos os experimentos foram realizados em condições de escoamento crítico (bloqueado). Salienta-se que os resultados experimentais escolhidos para as comparações mostradas neste trabalho foram aqueles que praticamente não apresentaram metaestabilidade, uma vez que esse fenômeno não é previsto no presente modelo.

4.1. Resultados para o Regime Permanente

Nas Figuras (3a) e (3b), são apresentados, respectivamente, para os capilares 1 e 2, as comparações entre os comprimentos medidos (Melo et al., 1995) e calculados pelo presente modelo, para diferentes condições de operação. Nessas figuras são mostrados também os resultados calculados quando se usa o método de Runge-Kutta de 4ª ordem na solução do sistema de equações. Observa-se nas Figs. (3a) e (3b) que os comprimentos calculados dos capilares 1 e 2 encontram-se, respectivamente, na faixa de 0 a 17 % e de 0 a 10 % em relação aos comprimentos reais. Nota-se também que não há diferença entre os resultados obtidos pelo presente modelo e aqueles obtidos quando o método de Runge-Kutta de 4ª ordem foi usado.

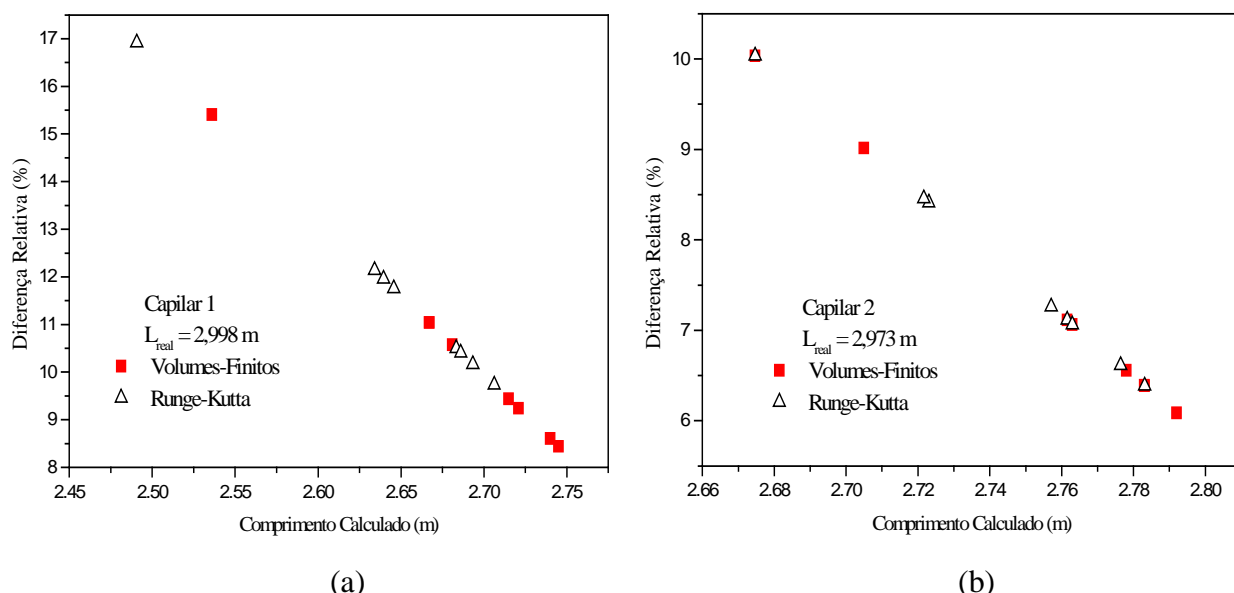


Figura 3. Comparação entre os comprimentos medidos (Melo et al., 1995) e calculados.

Na Figuras (4a) e (4b) são mostradas, respectivamente, para os capilares 1 e 2, as comparações entre as vazões em massa medidas e calculadas, tanto pelo método de volumes finitos quanto pelo método de Runge-Kutta de 4ª ordem. A vazão em massa é calculada pelo procedimento iterativo descrito no Item 3.2. Conforme se observa na Fig. (4a), para o capilar 1, a diferença entre os valores medidos e calculados de vazão em massa é superior a -10% e na Fig. (4b), para o capilar 2, essa diferença encontra-se na faixa entre 0 e -10% . Verifica-se, mais uma vez que a diferença entre os resultados obtidos pelos dois métodos utilizados na solução das equações diferenciais é bastante pequena.

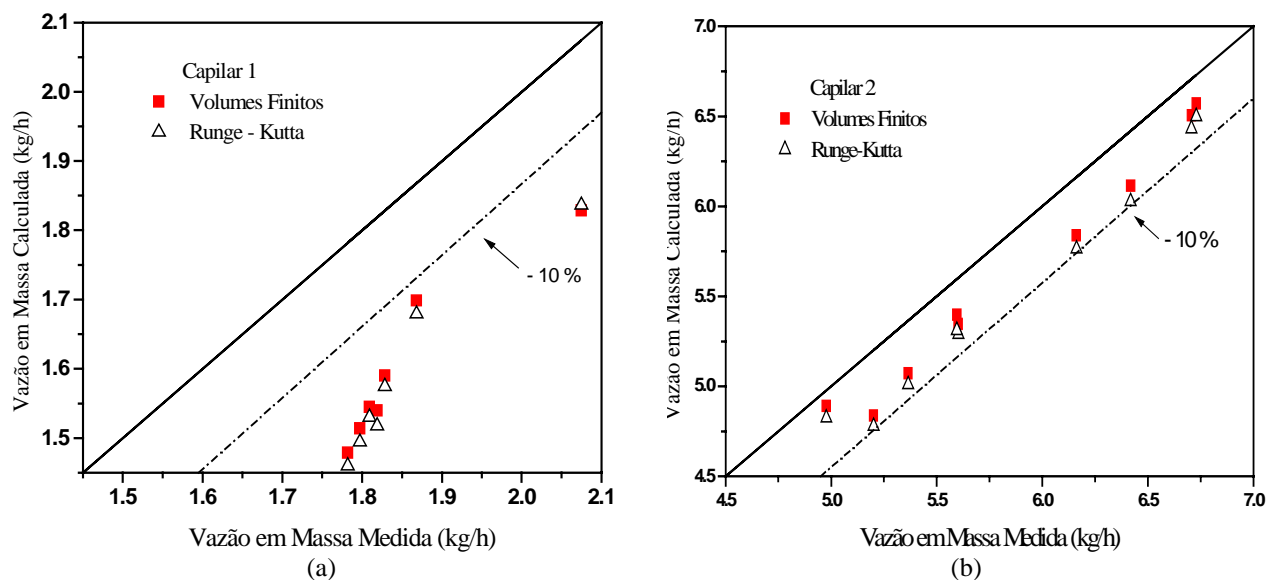


Figura 4. Comparação entre as vazões em massa medidas (Melo et al., 1995) e calculadas.

Nas Figuras (5a) e (5b) são apresentadas as comparações entre os perfis de pressão medidos e calculados, respectivamente, ao longo dos tubos capilares 1 e 2. Nessas figuras, as linhas contínuas representam os perfis de pressão obtidos quando o comprimento do tubo capilar, L , é calculado, mantendo-se fixa a vazão em massa e as demais condições de operação.

As linhas tracejadas mostradas nas Figs. (5a) e (5b) representam os perfis de pressão obtidos quando a vazão em massa, \dot{m} , é calculada, mantendo-se fixo o comprimento do tubo e as condições de operação. As diferenças percentuais mostradas nessas figuras são calculadas em relação aos

respectivos valores medidos, tanto de comprimento quanto de vazão em massa. Para os casos em que a vazão em massa é calculada, observa-se que os perfis de pressão medidos e calculados são praticamente coincidentes, em detrimento da discordância entre os valores da vazão em massa. Isso ocorre em razão do procedimento de solução iterativo, que corrige o valor da vazão em massa até que se alcance a convergência entre os valores dos comprimentos calculado e medido.

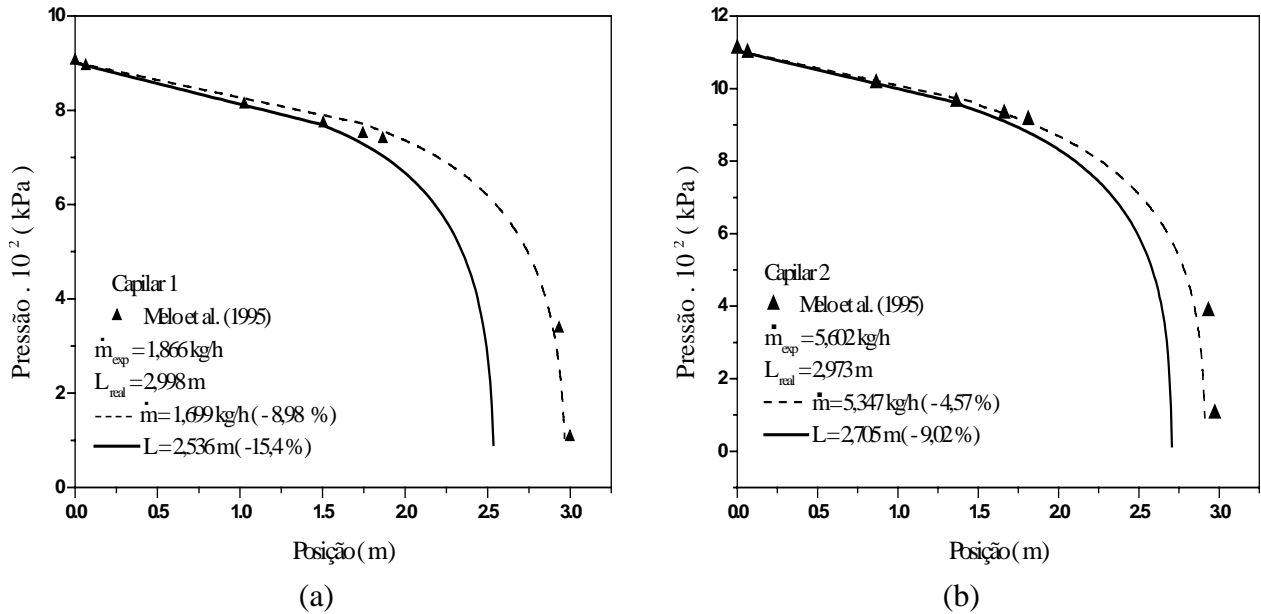


Figura 5. Distribuições de pressão ao longo do tubo capilar: (a) capilar 1: $p_{ent} = 905 \text{ kPa}$, $\Delta T_{sub} = 5,5 \text{ }^{\circ}\text{C}$, (b) capilar 2: $p_{ent} = 1110 \text{ kPa}$, $\Delta T_{sub} = 5,1 \text{ }^{\circ}\text{C}$.

4.2. Resultados para o Regime Transiente

Para analisar o comportamento transiente do escoamento ao longo do tubo capilar, consideram-se duas situações nas quais a temperatura na entrada do tubo é reduzida linearmente com o tempo, t , de $38 \text{ }^{\circ}\text{C}$ para $26 \text{ }^{\circ}\text{C}$, respectivamente, em 120 e 240 s, de acordo com as equações dadas por,

$$\text{Caso 1: } T_{ent} (^{\circ}\text{C}) = 38 - 0,1t \text{ (s)} \quad (11)$$

$$\text{Caso 2: } T_{ent} (^{\circ}\text{C}) = 38 - 0,05t \text{ (s)} \quad (12)$$

Considerando o tubo capilar 2, nas Tabs. (1) e (2) apresentam-se, respectivamente, a vazão em massa na entrada e na saída do tubo calculadas para diferentes instantes e intervalos de tempo. Para o caso apresentado nessas tabelas as condições de operação são: $T_{ent} = 38 \text{ }^{\circ}\text{C}$, $\dot{m} = 5,471 \text{ kg/h}$, $p_{ent} = 1110 \text{ kPa}$ e $p_{saida} = 104 \text{ kPa}$. Os asteriscos que aparecem no instante de tempo igual a 240 s e intervalo de tempo de 15 s [Tab.(1)] indica o caso em que não se conseguiu a convergência do processo iterativo.

Observa-se nas Tabs. (1) e (2), o aumento da vazão em massa com o tempo, em razão da redução de temperatura do refrigerante na entrada do tubo capilar, especificada pelas Eqs. (11) e (12). Essa redução da temperatura de entrada no tubo causa um aumento do comprimento da região de líquido com o tempo e, em consequência, um aumento da vazão em massa do refrigerante.

Tal fato pode ser observado nas Figs. (6a) e (6b) nas quais se apresentam, respectivamente, os perfis de pressão e de temperatura do escoamento do refrigerante HFC-134a ao longo do tubo capilar para o regime permanente e alguns instantes de tempo. Nota-se que o comprimento da região líquida aumenta com o tempo, em razão da redução linear da temperatura na entrada do tubo. Observa-se também que o decaimento da pressão é praticamente linear na região líquida e consideravelmente maior na região bifásica.

Tabela 1. Caso 1: Vazão em massa [kg/h] em função do tempo na entrada (linha superior) e na saída do tubo (linha inferior).

| Δt (s) | t (s) | | | | | | | | |
|----------------|-------|-------|-------|-------|-------|-------|-------|-------|-------|
| | 0 | 15 | 30 | 60 | 90 | 120 | 150 | 180 | 240 |
| 15 | 5.315 | 5.280 | 5.402 | 5.589 | 5.801 | 6.034 | 6.255 | 6.517 | * |
| | 5.315 | 5.260 | 5.381 | 5.579 | 5.795 | 6.033 | 6.254 | 6.516 | * |
| 30 | 5.315 | - | 5.411 | 5.594 | 5.807 | 6.031 | 6.261 | 6.507 | 6.945 |
| | 5.315 | - | 5.387 | 5.576 | 5.799 | 6.029 | 6.259 | 6.506 | 6.944 |
| 60 | 5.315 | - | - | 5.596 | - | 6.038 | - | 6.511 | 6.945 |
| | 5.315 | - | - | 5.572 | - | 6.030 | - | 6.509 | 6.944 |
| 120 | 5.315 | - | - | - | - | 6.039 | - | - | 6.945 |
| | 5.315 | - | - | - | - | 6.019 | - | - | 6.944 |
| 240 | 5.315 | - | - | - | - | - | - | - | 6.878 |
| | 5.315 | - | - | - | - | - | - | - | 6.863 |

Tabela 2. Caso 2: Vazão em massa [kg/h] em função do tempo na entrada (linha superior) e na saída do tubo (linha inferior).

| Δt (s) | t (s) | | | | | |
|----------------|-------|-------|-------|-------|-------|-------|
| | 0 | 15 | 30 | 60 | 90 | 120 |
| 15 | 5.315 | 5.425 | 5.600 | 6.028 | 6.509 | 6.945 |
| | 5.315 | 5.377 | 5.565 | 6.023 | 6.506 | 6.943 |
| 30 | 5.315 | - | 5.594 | 6.039 | 6.511 | 6.945 |
| | 5.315 | - | 5.546 | 6.025 | 6.507 | 6.943 |
| 60 | 5.315 | - | - | 5.984 | - | 6.945 |
| | 5.315 | - | - | 5.942 | - | 6.943 |
| 120 | 5.315 | - | - | - | - | 6.955 |
| | 5.315 | - | - | - | - | 6.927 |

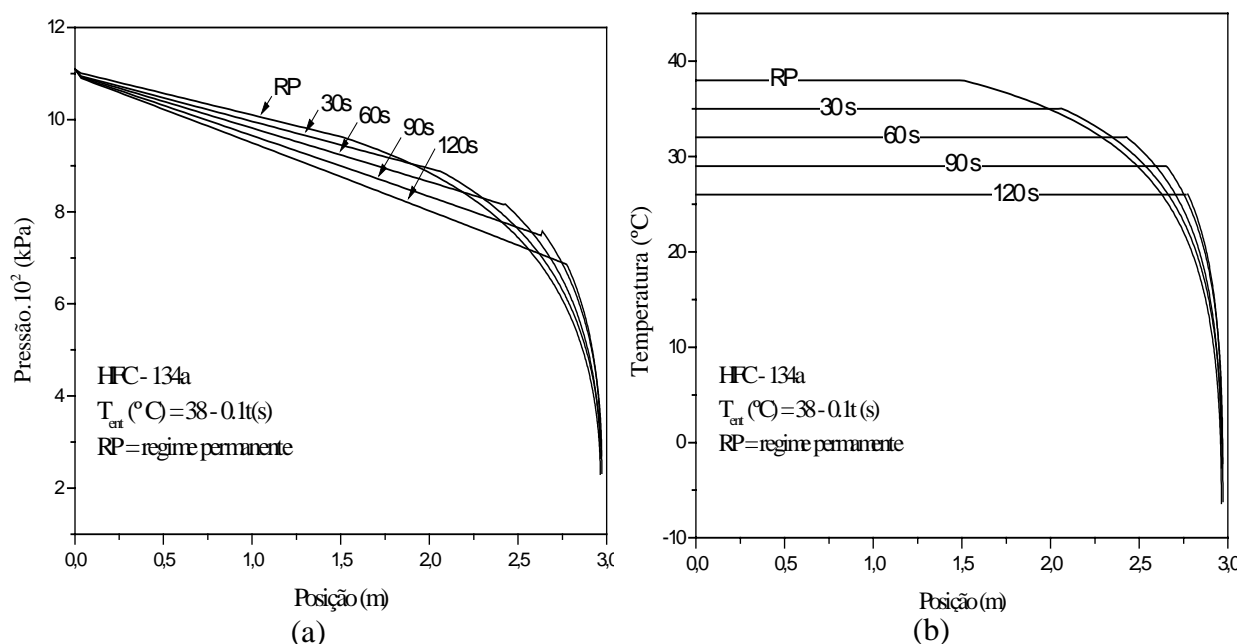


Figura 6. Distribuições de: (a) pressão e (b) temperatura ao longo do tubo capilar 2.

Nas Tabelas (1) e (2) nota-se que as vazões em massa calculadas para os diferentes instantes de tempo apresentam um bom nível de concordância, o que indica uma pequena influência da discretização no tempo sobre os resultados obtidos, para o caso analisado.

5. CONSIDERAÇÕES FINAIS

Neste trabalho apresenta-se um modelo para a simulação do escoamento ao longo de tubos capilares adiabáticos nos regimes permanente e transiente. Nesse modelo, o escoamento bifásico é considerado homogêneo e o fenômeno de metaestabilidade é desconsiderado. As equações de conservação, escritas na forma unidimensional, foram resolvidas pelo método de volumes finitos. Para a validação do modelo foram utilizados os dados experimentais encontrados na literatura para dois tubos capilares geometricamente diferentes submetidos a diferentes condições de operação. Os resultados obtidos para o escoamento em regime permanente foram também comparados com aqueles obtidos quando se utiliza o método de Runge-Kutta de 4ª ordem na solução de equações governantes e foram praticamente coincidentes. A comparação entre os resultados obtidos para diferentes intervalos de tempo não apresentaram uma diferença significativa. Problemas de convergência do método de cálculo da vazão em massa foram encontrados em alguns casos, indicando a necessidade de implementação de um método mais eficiente no código computacional.

6. AGRADECIMENTOS

Os autores agradecem à FAPESP – Fundação de Amparo à Pesquisa do Estado de São Paulo pelo apoio financeiro recebido para realização deste trabalho.

7. REFERÊNCIAS

- Bansal, P.K. and Xu, B., 2003, “A Parametric Study of Refrigerant Flow in Non-adiabatic Capillary Tubes”, *Applied Thermal Engineering*, vol. 23, pp. 397-408.
- Churchill, S. W., 1977, “Friction-Factor Equation Spans all Fluid-Flow Regimes”, *Chemical Engineering*, vol. 84, pp. 91-92.
- Erth, R. A., 1970, “Two-Phase Flow in Refrigeration Capillary Tubes: Analysis and Prediction”, Ph. D. Thesis, Purdue University, USA.
- Escanes, F., Pérez-Segarra, C.D. and Oliva, A., 1995, “Numerical Simulation of Capillary-Tube Expansion Devices”, *International Journal of Refrigeration*, Vol. 18 (2), pp. 113-122.
- Fauske, H. K., 1962, “Contribution to the Theory of Two-Phase, One-Component Critical Flow”, Argonne National Laboratory, ANL-6633, Argonne, Illinois.
- Fiorelli, F. A. S., Huerta, A. A. S. and Silveiras, O. M., 2002, “Experimental Analysis of Refrigerant Mixtures Flow Through Adiabatic Capillary Tubes”, *Experimental Thermal and Fluid Science*, vol. 26, pp.499-512.
- Hermes, C. J. L., Melo, C., Negrão, C. O. R. and Mezavila, M. M., 2000, “Dynamic Simulation of HFC-134a Flow Through Adiabatic and Non-Adiabatic Capillary Tubes”, *Proceedings of the Eighth International Refrigeration Conference at Purdue University, West Lafayette, Indiana, USA*, pp. 295-303.
- 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.
- Melo, C., Ferreira, R. T. S., Boabaid Neto, C., Gonçalves, J. M., Stahelin, R., 1995, “Análise do Desempenho de Tubos Capilares - Parte III, Relatório de Pesquisa - Convênio EMBRACO/FEESC/EMC/UFSC”. Núcleo de Refrigeração, Ventilação e Condicionamento de Ar (NRVA), Departamento de Engenharia Mecânica, Universidade Federal de Santa Catarina, Florianópolis, SC.

- Mezavila, M. M., 1995, “Simulação do Escoamento de Fluidos Refrigerantes em Tubos Capilares Não-Adiabáticos”, Dissertação de Mestrado, Programa de Pós-Graduação em Engenharia Mecânica, Universidade Federal de Santa Catarina, Florianópolis, SC.
- Seixlack, A. L., 1996, “Modelagem do Escoamento Bifásico em Tubos Capilares”, Tese de Doutorado, Programa de Pós-Graduação em Engenharia Mecânica, Universidade Federal de Santa Catarina, Florianópolis, SC.

MODELING OF THE TRANSIENT FLOW OF REFRIGERANT HFC-134A THROUGHOUT ADIABATIC CAPILLARY-TUBE

Héryca Olenir Sousa Castro

heryca@dem.feis.unesp.br

André Luiz Seixlack, 2 -

UNESP/Câmpus de Ilha Solteira, Departamento de Engenharia Mecânica

Av. Brasil Centro 56, Ilha Solteira - SP – CEP 15385-000 - andre@dem.feis.unesp.br

Abstract. *This work presents a numerical model to simulate steady and transient flow of refrigerant fluid HFC-134a through capillary tubes, commonly used as a expansion device in small refrigeration systems. The flow is taken as one-dimensional, adiabatic and divided in a liquid region and a region of two-phase flow. The capillary tube is considered straight, horizontal and with constant diameter. The two-phase flow is assumed homogeneous and the metastable flow phenomena is neglected. The model is based on the mass, momentum and energy conservation equations which are solved by the finite-volume method. From the model the length of capillary tube can be obtained or the mass flow rate can be determined. Comparisons are made with experimental measurements available in literature. Some important characteristics of the transient flow and the distributions of pressure, temperature and mass flow rate in transient conditions are presented and discussed.*

Keywords: *capillary tubes, refrigeration, two-phase flow, transient analysis*