



MODELO SIMPLIFICADO PARA TROCADORES DE CALOR TUBO CAPILAR-LINHA DE SUÇÃO

Cezar O. R. Negrão

Centro Federal de Educação Tecnológica do Paraná – CEFET-PR
Departamento Acadêmico de Mecânica, Rua Sete de Setembro, 3165,
CEP 80000-00, Curitiba – PR

Cláudio Melo

Universidade Federal de Santa Catarina, Departamento de Engenharia Mecânica
Caixa Postal 476, CEP 88040-900 – Florianópolis-SC, E-mail: melo@nrva.ufsc.br

Resumo. *O escoamento de fluido refrigerante através de tubos capilares (dispositivos de expansão comumente empregados em sistemas de refrigeração doméstica) pode ser caracterizado por duas regiões distintas: i) a região líquida e ii) a região bifásica. A primeira ocorre quando o fluido adentra o tubo com um certo sub-resfriamento. Neste caso, o líquido perde pressão exclusivamente por atrito. Na segunda região, a principal razão da perda de pressão é a aceleração do fluido. Como a perda de pressão é muito mais acentuada na região bifásica, o comprimento da região de líquido é geralmente muito maior que o da região bifásica. Em muitos casos, quando ocorre sub-resfriamento, o comprimento da região líquida se situa entre 75 a 97% do comprimento total do tubo. Com base nesta observação, propõe-se um modelo em que o cálculo da vazão mássica e/ou comprimento do tubo baseia-se somente no escoamento e troca de calor na região líquida. A principal vantagem do modelo é a sua simplicidade e facilidade de resolução das equações, uma vez que não há evidências de divergência da solução. Comparações com resultados experimentais e numéricos de um modelo mais sofisticado são apresentadas. Os resultados indicam um bom desempenho do presente modelo.*

Palavras-chave: *Refrigeração doméstica, Dispositivo de expansão, Tubo capilar, Trocador de calor, Modelo matemático.*

1. INTRODUÇÃO

O tubo capilar é o dispositivo de expansão comumente utilizado em sistemas de refrigeração doméstica. De forma a aumentar o desempenho do sistema, coloca-se o tubo capilar em contato com a linha de sucção formando assim um trocador de calor com escoamento em contra-corrente. O trocador pode ser formado através da solda do tubo capilar na linha de sucção (trocador lateral) ou através da introdução do tubo capilar na linha de sucção (trocador concêntrico).

O escoamento através deste tubo de pequeno diâmetro é muito complexo, uma vez que a perda de pressão ocorre tanto por atrito quanto por aceleração (principalmente) do fluido quando este se vaporiza. Devido a esta aceleração, o fluido pode alcançar velocidades próximas à do som. Além disso, a adição de um trocador de calor aumenta o nível de complexidade.

O trocador de calor tem duas finalidades: aumentar a vazão mássica e a temperatura do fluido na linha de sucção. A primeira função tem como consequência o aumento da capacidade de refrigeração do sistema e a segunda garante um superaquecimento do refrigerante na entrada do compressor.

Este problema tem sido estudado exaustivamente por outros autores. Boabaid Neto (1994) apresentou uma modelação do escoamento de fluidos refrigerantes em tubos capilares adiabáticos enquanto que Gonçalves (1994) avaliou este mesmo problema experimentalmente. Mezavila (1995) desenvolveu um modelo para avaliação do desempenho de trocadores de calor tubo capilar-linha de sucção. Mendonça (1996) apresentou uma avaliação experimental da configuração lateral do trocador, enquanto que o trabalho de Zangari (1998) se preocupou com a análise experimental da configuração concêntrica.

Apesar da sofisticação do modelo de Mezavila (1995) e da sua boa concordância com resultados experimentais, em algumas circunstâncias o modelo apresenta problemas de divergência.

O escoamento no interior do tubo capilar pode ser caracterizado por duas regiões: i) região líquida e ii) região bifásica. A primeira região ocorre quando garante-se um certo grau de sub-resfriamento na entrada do tubo capilar. Neste caso, o líquido perde pressão exclusivamente por atrito. Na região bifásica, a principal razão da perda de pressão é a aceleração do fluido. Como a perda de pressão é muito mais acentuada na segunda região, o comprimento de líquido é geralmente muito maior quando comparado ao comprimento da região bifásica. Quando ocorre sub-resfriamento, o comprimento da região de líquido pode assumir valores entre 75 a 97% do comprimento total do tubo. Um exemplo do perfil de temperatura ao longo do tubo capilar e linha de sucção pode ser visto na “Fig. 1”. Estes resultados foram obtidos por Zangari (1998) e referem-se a um trocador de calor do tipo concêntrico. Observe que na região anterior ao trocador de calor, a temperatura no tubo capilar se mantém aproximadamente constante. Ao entrar em contato com a linha de sucção, o tubo capilar tem sua temperatura reduzida, enquanto a temperatura da linha de sucção aumenta. Após o trocador de calor, a temperatura do tubo capilar tende a se manter constante. No final do tubo, a temperatura é reduzida rapidamente devido à expansão do fluido. Pode-se concluir, então, que o escoamento de líquido se estende até próximo a extremidade de saída do tubo.

Com base nesta evidência, o presente trabalho é desenvolvido. Propõe-se um modelo em que o cálculo da vazão mássica e/ou comprimento do tubo é baseado somente no escoamento da região de líquido.

2. MODELO MATEMÁTICO

Um exemplo típico do comportamento da pressão do fluido no interior do tubo capilar pode ser visto na “Fig. 2”. Observe que a região de líquido se estende desde a entrada do tubo até o ponto de início da vaporização. Com base neste perfil típico de pressão, algumas hipóteses são necessárias para o desenvolvimento do modelo:

- Não há vaporização na região anterior ao trocador de calor;
- Não há vaporização na região do trocador de calor;
- O comprimento da região líquida é aproximadamente igual ao comprimento total do tubo capilar;

- Tanto o tubo capilar quanto o trocador de calor são adiabáticos;

De posse destas hipóteses, considere a “Fig. 2a”. O processo de 1 a 2 é a região anterior ao trocador, onde o fluido tem sua pressão reduzida somente por atrito e a temperatura se mantém constante. Na região de 2 a 3, além da pressão ser reduzida por atrito, a temperatura do líquido diminui devido à troca de calor com a linha de sucção. A região entre os pontos 3 e 4 está localizada após o trocador ocorrendo a perda de pressão por atrito. Entre os pontos 4 e 5, inicia-se a vaporização e a aceleração do fluido passa a ser a principal responsável pela redução de pressão. Como a queda de pressão nesta última região é acentuada, um pequeno comprimento será necessário para que o fluido atinja sua condição de saída. Geralmente, a condição na saída do tubo é de escoamento bloqueado, onde o fluido atinge a velocidade do som.

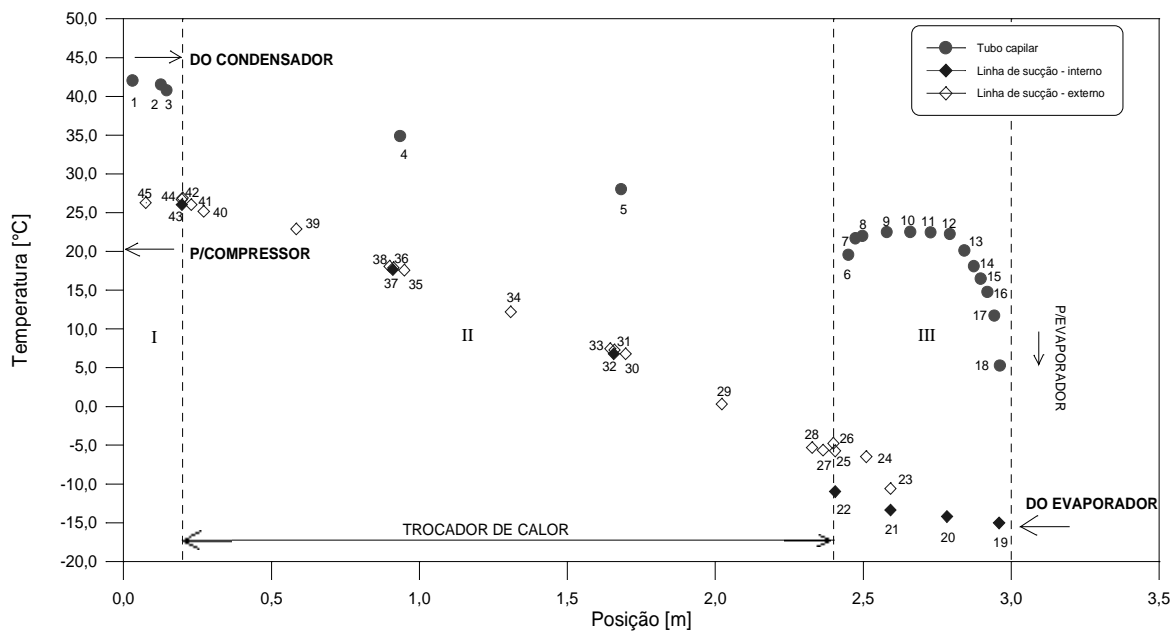


Figura 1 – Perfil típico de distribuição de temperatura no tubo capilar e linha de sucção (Zangari, 1998). Os losangos preenchidos indicam medições internas à linha de sucção.

A ênfase do modelo se dá entre os pontos 1 e 4. Uma vez que a temperatura do refrigerante na entrada do trocador de calor (T_e) é conhecida, pode-se determinar a temperatura do líquido na posição 3 (T_3). Este cálculo baseia-se no conceito de efetividade de trocadores de calor e pode ser efetuado através da expressão:

$$T_3 = T_2 - \frac{c_{p,g}}{c_{p,l}} (T_2 - T_e) \varepsilon \quad (1)$$

onde T_2 é a temperatura do refrigerante líquido na entrada do trocador de calor (como o tubo capilar é adiabático, admite-se que esta temperatura seja igual a temperatura do líquido na entrada do tubo capilar). $c_{p,g}$ e $c_{p,l}$ são os calores específicos médios do refrigerante na linha de sucção e do líquido no tubo capilar, respectivamente. A efetividade de trocadores de calor contra-corrente (para fluxos de massa das duas correntes idênticas) é dada pela seguinte expressão:

$$\varepsilon = \frac{1 - e^D}{\frac{c_{p,g}}{c_{p,l}} - e^D} \quad (2)$$

onde $D = \frac{UA}{\dot{m}c_{p,g}} \left(1 - \frac{c_{p,g}}{c_{p,l}} \right)$, U é o coeficiente global de transferência de calor, A é a área de transferência de calor e \dot{m} é a vazão mássica através do tubo capilar ou linha de sucção.

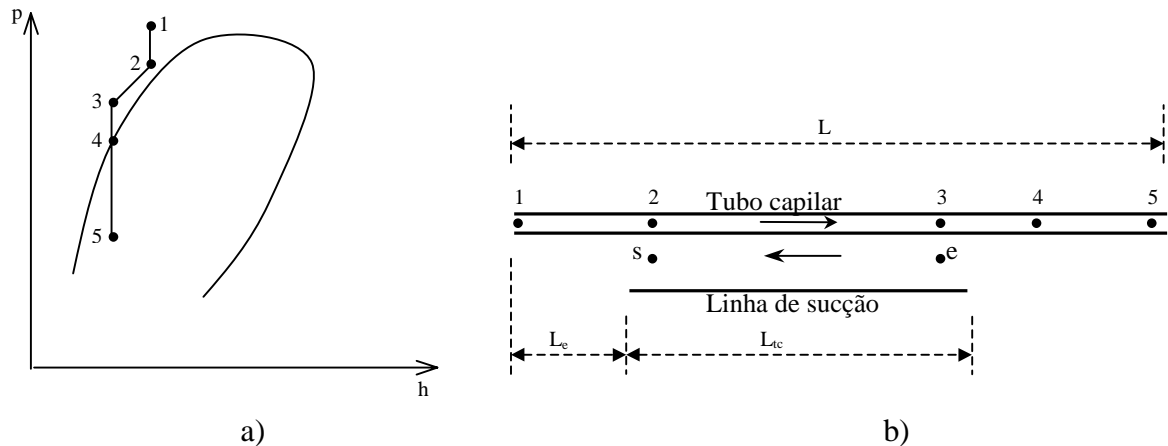


Figura 2 – a) Diagrama p-h do processo de escoamento no interior do tubo capilar. b) trocador de calor (tipo lateral) tubo capilar-linha de sucção. Os pontos nas figuras a e b são equivalentes.

O produto UA é calculado através da associação em série de resistências térmicas de convecção (a resistência térmica de condução é desprezada, uma vez que a condutividade térmica dos metais é geralmente alta):

$$\frac{1}{UA} = \frac{1}{h_i A_i} + \frac{1}{h_o A_o} \quad (3)$$

onde h_i , h_o , $A_i (= \pi \phi_i L_{tc})$ e A_o são, respectivamente, os coeficientes de convecção interno ao tubo capilar e à linha de sucção e as áreas internas de troca de calor no tubo capilar e na linha de sucção. ϕ_i é o diâmetro interno do tubo capilar e a área A_o depende da configuração do trocador de calor: lateral ou concêntrico. No caso de trocador concêntrico, esta área é avaliada da seguinte forma: $A_o = \pi \phi_e L_{tc}$, onde ϕ_e é o diâmetro externo do tubo capilar e L_{tc} é o comprimento do trocador de calor. Por outro lado, a área A_o para um trocador lateral é dada por: $A_o = \pi D_i L_{tc}$, onde D_i é o diâmetro interno da linha de sucção (Mezavila, 1995).

A temperatura do refrigerante na saída da linha de sucção pode ser calculada a partir da quantidade de calor trocada:

$$T_s = T_e + \frac{c_{p,l}}{c_{p,g}} (T_2 - T_3) \quad (4)$$

Uma vez calculada a temperatura do líquido na saída do trocador e considerando que a temperatura do fluido entre a saída do trocador de calor e o ponto de início de vaporização não varia, pode-se avaliar a pressão no ponto (4), da seguinte forma:

$$P_4 = P_{sat}(T_3) \quad (5)$$

A diferença de pressão do fluido na região líquida pode então ser encontrada através da seguinte expressão:

$$\Delta P_{1,4} = P_1 - P_4 \quad (6)$$

Como a perda de pressão na região de única fase ocorre somente por atrito, pode-se utilizar a equação de Darcy:

$$\Delta P_{1,4} = \frac{f_l}{2} \frac{L}{\phi_i} \frac{\dot{m}^2}{\rho_l A_t^2} \quad (7)$$

onde $\Delta P_{1,4}$ é a queda de pressão na região líquida, f_l é o fator de atrito na região líquida, L é o comprimento da região líquida, ϕ_i é o diâmetro interno do tubo capilar, ρ_l é a densidade do líquido, A_t é área da seção transversal do tubo capilar. Resolvendo explicitamente a “Eq. (6)” para a vazão mássica, obtém-se a seguinte expressão:

$$\dot{m} = A_t \sqrt{\frac{2\rho_l \Delta P_{1,4} \phi_i}{f_l L}} \quad (8)$$

A solução da “Eq. (7)” para o comprimento de líquido assume o seguinte formato:

$$L = \frac{2\rho_l \Delta P_{1,4} \phi_i A^2}{f_l \dot{m}^2} \quad (9)$$

A avaliação da vazão mássica é iterativa, uma vez que tanto a efetividade do trocador quanto o fator de atrito são dependentes desta variável. O número de iterações geralmente não supera cinco unidades. O comprimento da região líquida pode, entretanto, ser avaliado diretamente.

Na avaliação da vazão mássica, utiliza-se o comprimento total do tubo capilar como uma estimativa do comprimento de líquido, uma vez que este é desconhecido. Para altos valores de grau de sub-resfriamento esta hipótese é razoável. Além disso, uma observação visual da “Eq. (8)” indica que a vazão mássica varia com a raiz quadrada do comprimento da região líquida. Isto significa que um erro máximo de 20% na estimativa do comprimento da região líquida conduz à um erro aproximado de 10% na vazão mássica.

3. RESULTADOS

Os resultados obtidos são comparados, a seguir, com resultados experimentais (Mendonça, 1996 e Zangari, 1998) e com resultados de um modelo numérico disponível na literatura (Mezavila, 1995). Todos os resultados são para o fluido refrigerante R134a.

A Tabela 1 apresenta as características geométricas do trocador de calor lateral e a Tabela 2 mostra a comparação dos resultados do modelo com valores experimentais (exp), para várias situações. Todos os fluxos de massa calculados estão numa faixa inferior a +/- 6% de diferença em relação aos dados experimentais. Por outro lado, as diferenças entre a temperatura de saída calculada e experimental são inferiores a 1°C.

As variáveis da Tabela 2 (P_{cond} , Sub, T_{evap} , T_e , \dot{m}_{exp} , \dot{m}_{liq} , Difer, $T_{s,exp}$, $T_{s,liq}$) são respectivamente, a pressão de condensação, o grau de sub-resfriamento, a temperatura de evaporação, a temperatura do refrigerante na entrada da linha de sucção, a vazão mássica avaliado experimentalmente, a vazão mássica avaliado pelo modelo proposto, a diferença percentual entre os dois fluxos de massa, e a temperatura de saída da linha de sucção avaliada experimentalmente e pelo modelo proposto.

Tabela 1 – Dados geométricos do trocador de calor lateral (Mendonça, 1996).

Comprimento total do tubo capilar (m)	4,001
Comprimento do trocador de calor (m)	2,670
Comprimento de entrada do tubo capilar (m)	1,067
Diâmetro do tubo capilar (m)	0,83
Rugosidade absoluta do tubo capilar (μm)	0,58
Diâmetro interno da linha de sucção	7,86

Tabela 2 – Comparação entre o presente modelo e os resultados experimentais de Mendonça, 1996.

este	p_{cond} (bar)	sub ($^{\circ}\text{C}$)	t_{evap} ($^{\circ}\text{C}$)	t_e ($^{\circ}\text{C}$)	\dot{m}_{exp} (kg/h)	\dot{m}_{liq} (kg/h)	difer. (%)	$t_{s,exp}$ ($^{\circ}\text{C}$)	$t_{s,liq}$ ($^{\circ}\text{C}$)
1	904,5	8,63	-20,3	-1,6	5,60	5,31	-5,2%	25,0	24,7
2	903,5	6,12	-21,0	-7,1	5,25	5,46	+4,0%	27,3	26,5
3	1403,4	17,56	-22,1	-5,7	7,42	7,85	+5,8%	32,0	31,1
4	903,3	5,35	-22,1	-5,3	5,19	5,34	+2,9%	28,1	27,4
5	1404,2	10,05	-22,0	-9,0	7,39	7,69	+4,1%	37,7	37,8
6	1404,6	8,16	-22,1	-6,0	7,31	7,49	+2,1%	39,7	39,9
7	1401,5	10,28	-16,0	1,1	7,10	7,28	+2,5%	38,6	38,5
8	901,5	3,96	-23,6	-9,8	5,26	5,48	+4,2%	28,6	28,2

Os dados geométricos do trocador de calor concêntrico são apresentados na Tabela 3, enquanto que a comparação entre o modelo e os resultados experimentais são mostrados na Tabela 4. Para esta configuração, as diferenças entre os fluxos de massa foram um pouco maiores. Com exceção de um caso, onde a diferença é de +18,8%, a maioria situou-se numa faixa de -10,0 a +0,8%.

Tabela 3 – Dados geométricos do trocador de calor concêntrico (Zangari, 1998).

Comprimento total do tubo capilar (m)	3,963
Comprimento do trocador de calor (m)	0,998
Comprimento de entrada do tubo capilar (m)	0,604
Diâmetro do tubo capilar (m)	0,83
Rugosidade absoluta do tubo capilar (μm)	0,58
Diâmetro interno da linha de sucção	7,86

Tabela 4 – Comparação entre o presente modelo e os resultados experimentais de Zangari, 1998.

Teste	Pe (bar)	Sub (°C)	T _{evap} (°C)	T _e (°C)	\dot{m}_{exp} (kg/h)	\dot{m}_{liq} (kg/h)	Difer (%)	T _{s,exp} (°C)	T _{s,liq} (°C)
1	9,03	7,5	-23,0	-3,0	4,56	4,21	-7,7	12,8	9,0
2	9,01	5,1	-23,0	-11,2	4,57	4,17	-8,8	10,1	4,9
3	9,02	10,4	-23,0	-11,1	5,03	4,71	-6,4	7,3	2,7
4	14,02	9,9	-23,0	-16,9	6,58	6,21	-5,6	10,5	5,0
5	14,01	5,0	-23,1	-17,0	6,29	5,66	-10,0	13,2	7,1
6	13,99	7,8	-23,1	-3,1	6,19	5,62	-8,9	19,2	14,9
7	11,98	15,5	-23,1	-18,3	6,17	6,22	+0,8	4,9	-0,4
8	9,01	2,9	-23,2	-1,0	4,41	3,58	-18,8	14,8	12,3

Fez-se também comparações com um modelo mais sofisticado, desenvolvido por Mezavila (1995). A modelação de Mezavila (1995) é um tanto completa uma vez que trata tanto o escoamento de líquido quanto o bifásico no tubo capilar, utilizando-se das equações da energia e da quantidade de movimento nas duas regiões. Apesar de robusto, este modelo não apresenta convergência em algumas situações (Negrão e Melo, 1999). As condições da Tabela 1 se incluem nestas situações de divergência. Utilizou-se, então, as condições geométricas e de operação referentes à Tabela 4 para efeitos comparativos, independentemente do trocador de calor se lateral ou concêntrico. Tal comparação é apresentada nas Tabelas 5 e 6, respectivamente para trocadores laterais e concêntricos. A faixa de diferença entre os modelos, situa-se entre 1,5 e 7,2% para o trocador lateral e entre 3,9 e 13,7% para o concêntrico.

Como o modelação de Mezavila inclui tanto a região líquida quanto bifásica, este permite avaliar o comprimento da região líquida, mostrado na última coluna das Tabelas 5 e 6. Observe, então, que a diferença entre o presente modelo e o de Mezavila está diretamente relacionada ao comprimento de líquido. Quanto maior o comprimento de líquido menor a diferença entre os modelos. Isto pode ser justificado, uma vez que o comprimento de líquido foi sempre estimado como sendo o comprimento total do tubo capilar. Como a configuração concêntrica apresenta comprimentos de líquido menores (devido a menor efetividade do trocador concêntrico), as diferenças para este tipo de trocador de calor são também maiores. Esta mesma característica foi também observada nas comparações experimentais, mostradas nas Tabelas 2 e 4.

A partir de uma análise na “Eq. (8)”, pode-se verificar que a vazão mássica é inversamente proporcional à raiz quadrada do comprimento de líquido. Consequentemente, um erro de 24,2% na estimativa do comprimento de líquido (teste 8 da Tabela 6), proporciona um erro de 13% no cômputo da vazão mássica. Este valor está muito próximo dos 13,7% apresentado naquela tabela.

Tabela 5 – Comparação com o modelo de Mezavila (1995) – trocador lateral.

Teste	\dot{m}_m (kg/s)	\dot{m}_{liq} (kg/s)	Difer(%)	T _{s,h} (°C)	T _{s,liq} (°C)	L _{liq} (m)
1	5,18	4,92	5,0	18,8	18,6	3,598
2	5,32	5,09	4,3	17,9	17,6	3,655
3	5,56	5,40	2,9	14,1	13,8	3,741
4	7,56	7,34	2,9	23,6	23,1	3,762
5	7,33	7,04	4,0	27,1	26,7	3,693
6	7,07	6,71	5,1	29,7	29,4	3,608
7	7,11	7,00	1,5	15,0	14,6	3,841
8	4,85	4,50	7,2	22,8	22,6	3,449

É válido notar que o comprimento de líquido varia de 87 a 97% do comprimento total do tubo no trocador lateral e de 75,7 a 92,1% no trocador concêntrico. Supondo então que o comprimento da região líquida é em média 8,0% inferior ao comprimento total do tubo capilar, no caso lateral, e 16% no caso concêntrico, as faixas de diferenças entre os modelos se reduziram respectivamente para +/-2,7% e +/-5,0%.

Tabela 6 – Comparação com o modelo de Mezavila (1995) – trocador concêntrico.

Teste	\dot{m}_m (kg/s)	\dot{m}_{liq} (kg/h)	Diff(%)	$T_{s,h}$ (°C)	$T_{s,liq}$ (°C)	L_{liq} (m)
1	4,62	4,21	8,9	8,95	9,0	3,316
2	4,59	4,17	9,2	4,71	4,9	3,302
3	5,00	4,71	5,8	2,59	2,7	3,518
4	6,68	6,21	7,0	4,80	5,0	3,438
5	6,28	5,66	9,9	6,8	7,1	3,239
6	6,25	5,62	10,1	14,7	14,9	3,228
7	6,47	6,22	3,9	-0,5	-0,4	3,650
8	4,15	3,58	13,7	12,1	12,3	3,001

Testou-se também a validade do modelo em situações em que as hipóteses assumidas não eram válidas, ou seja casos onde ocorre vaporização antes ou no interior do trocador. O teste 7 da Tabelas 5 e 6 foi tomado como referência nesta análise. Fez-se então uma análise de sensibilidade em relação ao sub-resfriamento, ainda comparando com o modelo de Mezavila (1995), como mostrado nas Tabela 7 e 8. Pode-se observar que a diferença entre os modelos aumenta até um certo limite máximo, com a redução do sub-resfriamento. Entretanto, após alcançar este limite, a diferença diminui devido ao início da vaporização antes do trocador de calor. Este efeito tende a reduzir a vazão mássica e conseqüentemente as diferenças entre os modelos.

Tabela 7 – Sensibilidade do fluxo de massa em relação ao sub-resfriamento. Trocador lateral.

Sub (°C)	\dot{m}_m (kg/h)	\dot{m}_{liq} (kg/h)	Difer. (%)
15,5	7,11	7,00	-1,5
10,0	6,89	6,72	-2,5
5,0	6,68	6,43	-3,7
4,0	6,62	6,37	-3,8
3,0	6,53	6,31	-3,4
2,0	6,37	6,24	-2,0
1,0	6,13	6,17	+0,7

Tabela 8 – Sensibilidade do fluxo de massa em relação ao sub-resfriamento. Trocador concêntrico.

Sub (°C)	\dot{m}_m (kg/h)	\dot{m}_{liq} (kg/h)	Difer. (%)
15,5	6,47	6,22	+3,9
10,0	6,09	5,72	+6,1
5,0	5,71	5,20	+8,9
4,0	5,62	5,08	+9,6
3,0	5,53	4,96	+10,3
2,0	5,38	4,84	+10,0
1,0	5,15	4,71	+8,5

Um outro teste consistiu no deslocamento da posição do trocador para próximo da saída do tubo capilar. O caso 7 foi também adotado para comparação com o modelo de Mezavila (1995), porém com sub-resfriamento igual a 5°C. Neste caso, o modelo proposto não é sensível à posição do trocador, originando sempre o mesmo sendo a vazão mássica (ver Tabelas 9 e 10). Por outro lado a vazão mássica, avaliado pelo modelo de Mezavila (1995), tende a diminuir com o aumento da distância do trocador de calor em relação à entrada do tubo capilar.

Na avaliação do comprimento do tubo capilar pela “Eq. (9)”, sugere-se um acréscimo de 8 a 16% no comprimento calculado, dependendo da configuração: lateral ou concêntrica.

Tabela 9 – Sensibilidade do fluxo de massa em relação à posição do trocador de calor lateral. Caso 7 com sub-resfriamento de 5°C.

Posição (m)	\dot{m}_m (kg/h)	\dot{m}_{liq} (kg/h)	Diferença (%)
0,604	6,68	6,43	-3,9
1,0	6,56	6,43	-2,0
1,5	5,89	6,43	+8,4
2,0	5,20	6,43	+19,1

Tabela 10 – Sensibilidade do fluxo de massa em relação à posição do trocador de calor concêntr. Caso 7 com sub-resfriamento de 5°C.

Posição (m)	\dot{m}_h (kg/h)	\dot{m}_{liq} (kg/h)	Diferença (%)
0,604	5,71	5,20	-8,9
1,0	5,70	5,20	-8,8
1,5	5,39	5,20	-3,7
2,0	4,88	5,20	+6,1

4. CONCLUSÕES

O presente trabalho apresenta um modelo simplificado para trocadores de calor tubo capilar-linha de sucção. O modelo, baseia-se na região líquida do escoamento, e permite o cálculo da vazão mássica ou do comprimento do tubo capilar. As seguintes hipóteses simplificativas são adotadas: i) entrada de líquido sub-resfriado no tubo capilar; ii) vaporização do fluido após o trocador de calor e iii) comprimento de líquido aproximadamente igual ao comprimento total do tubo capilar.

Os resultados mostram uma boa concordância com valores experimentais. As discrepâncias mantêm-se dentro de uma faixa de -5 a 19%. Uma comparação com resultados de um modelo baseado nas equações da conservação indica que as diferenças estão abaixo de 14%. As maiores discrepâncias ocorrem para a configuração concêntrica, uma vez que o comprimento de líquido para este tipo de trocador de calor é menor quando comparado com o trocador lateral. Em outras palavras, quanto maior o comprimento de líquido mais preciso o modelo.

Análises de sensibilidade indicam que o efeito da vaporização na região anterior ou no interior do trocador de calor, proporcionam redução das discrepâncias entre o presente modelo e o de Mezavila, 1995.

Apesar das restrições do presente modelo, este pode ser aplicado para se obter uma estimativa inicial dos valores de vazão mássica ou comprimento do tubo capilar.

REFERÊNCIAS

- Boabaid Neto, C., 1994, Análise do Desempenho de Tubos Capilares Adiabático, Dissertação de Mestrado, Departamento de Engenharia Mecânica, Universidade Federal de Santa Catarina, Florianópolis-SC.
- Gonçalves, J. M., 1994, Análise Experimental do Escoamento de Fluidos Refrigerantes em Tubos Capilares, Dissertação de Mestrado, Departamento de Engenharia Mecânica, Universidade Federal de Santa Catarina, Florianópolis-SC.
- Mendonça, K. C., 1996, Análise Experimental de Trocadores de Calor Tubo Capilar-Linha de Sucção do Tipo Lateral, Dissertação de Mestrado, 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, Departamento de Engenharia Mecânica, Universidade Federal de Santa Catarina, Florianópolis-SC.
- Negrão, C. O. R., e Melo, C., 1999, Shortcomings of the Numerical Modelling of Capillary Tube-Suction Line Heat Exchangers, Anais do 20o Congresso Internacional de Refrigeração, Sydney – Austrália.

Zangari, J. M., 1998, Análise Experimental de Trocadores de Calor Tubo Capilar-Linha de Sucção do Tipo Concêntrico, Dissertação de Mestrado, Departamento de Engenharia Mecânica, Universidade Federal de Santa Catarina, Florianópolis-SC.

SIMPLIFIED MODEL OF CAPILLARY TUBE-SUCTION LINE HEAT EXCHANGERS

The refrigerant flow through capillary tubes may be characterised by two distinct regions: i) a liquid flow region ii) and a two phase flow region. The first one takes place when the fluid is sub-cooled at the inlet of the capillary tube. In this case, the pressure drop occurs exclusively by friction. In the second region, the pressure drop occurs mainly by fluid acceleration. As the pressure drop is very high at the two phase flow region, the liquid length is generally much larger than the two-phase one. In many cases, when the sub-cooling takes place, the liquid flow length varies from 75 to 97% of the total tube length. Based on this fact, a model to compute the mass flow rate and/or capillary length is proposed. This model is based only on the liquid flow region. The main advantage of the model is its simplicity. Comparisons with experimental and numerical data available in the literature are presented, and a reasonable level of agreement is achieved.