



## **EFEITO DA GEOMETRIA E DAS CONDIÇÕES DE OPERAÇÃO SOBRE O DESEMPENHO DE TROCADORES DE CALOR TUBO CAPILAR-LINHA DE SUÇÃO DO TIPO CONCÊNTRICO**

**Jony Marcelo Zangari**

Hussmann Fast Frio do Brasil Ltda

Avenida Esperanto 443

88067-050 – Londrina – Pr, [engenharia@hussmann.com.br](mailto:engenharia@hussmann.com.br)

**Cláudio Melo**

**Rogério Tadeu da Silva Ferreira**

Universidade Federal de Santa Catarina, Departamento de Engenharia Mecânica

Caixa Postal 476, 88040-900 – Florianópolis – SC, [melo@nrva.ufsc.br](mailto:melo@nrva.ufsc.br)

***Resumo.** Sistemas de refrigeração do tipo doméstico, especialmente refrigeradores e freezers, empregam tubos capilares como dispositivo de expansão. É prática comum inserir os capilares através da linha de sucção, formando um trocador de calor em contra-corrente. O objetivo deste trocador de calor, denominado concêntrico, é reduzir o título do refrigerante na entrada do evaporador e elevar a temperatura do fluido na linha de sucção. Apesar da sua importância poucos estudos têm abordado trocadores concêntricos; os existentes limitam-se geralmente à análise numérica do escoamento. Desta forma resolveu-se empreender um amplo trabalho experimental, visando caracterizar o escoamento de HFC-134a através destes trocadores. Os ensaios foram realizados com várias geometrias (diâmetro e comprimento do capilar, posicionamento e comprimento do trocador de calor) e com várias condições de operação (pressão de condensação e grau de subresfriamento). Para cada teste foram obtidos o fluxo de massa, e os perfis de temperatura ao longo do capilar e da linha de sucção. Análises comparativas, tanto em termos da geometria como das condições de operação, são apresentadas e discutidas neste trabalho.*

***Palavras-chave:** Refrigeração doméstica, Tubos capilares, Dispositivo de Expansão, Trocador de Calor*

### **1. INTRODUÇÃO**

Durante o processo de expansão o refrigerante rompe a condição de equilíbrio termodinâmico, o que provocará a formação de vapor. A energia necessária para vaporizar o refrigerante é fornecida pelo líquido residual. Assim, com a continuidade do processo de expansão além de um abaixamento da pressão verifica-se também um abaixamento de

temperatura. O vapor formado durante este processo deixa de ter qualquer função até que seja comprimido novamente.

Refrigeradores domésticos utilizam tubos capilares como dispositivos de expansão. Na maioria desses sistemas os capilares são colocados em contato com a linha de sucção, formando um trocador de calor contra-corrente. Este trocador reduz a quantidade de vapor na entrada do evaporador ao mesmo tempo em que aumenta a temperatura do refrigerante na saída da linha de sucção. Ambos os efeitos são desejáveis em sistemas de refrigeração; o primeiro por elevar a capacidade de refrigeração e o segundo por eliminar problemas de sudação sobre a linha de sucção.

Existem, basicamente, duas configurações de trocadores de calor tubo capilar-linha de sucção: o *concêntrico* e o *lateral*. No primeiro, o tubo capilar é inserido concentricamente na linha de sucção, formando um trocador de calor contracorrente tipo duplo-tubo. No trocador tipo lateral, o tubo capilar é soldado externamente à linha de sucção, ocorrendo o escoamento também em contracorrente. Estas configurações são mostradas na Fig. 1. Deve-se ressaltar que a região do trocador de calor, para qualquer uma das duas configurações, não compreende todo o tubo capilar, ou seja, o início e o fim do capilar não são conectados à linha de sucção.

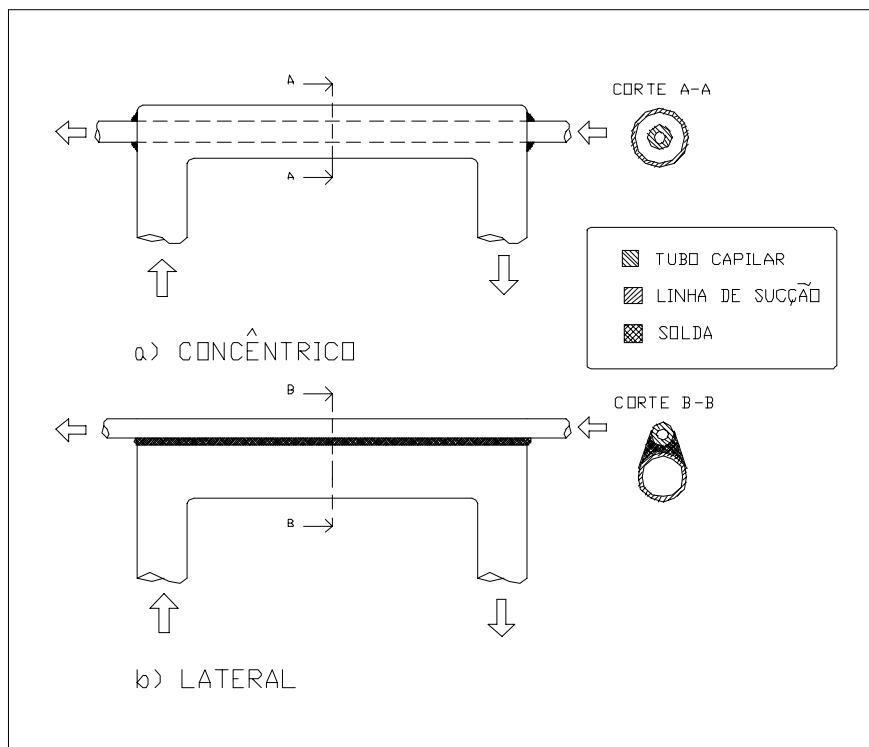


Figura 1 - Tipos de trocadores de calor tubo capilar-linha de sucção

A grande maioria dos trabalhos desenvolvidos com trocadores de calor tubo capilar-linha de sucção são referentes ao tipo lateral (Bittle et. al., 1995, Peixoto e Silveiras, 1993). Para a geometria concêntrica, de uso bastante difundido no Brasil, apenas um pequeno número de informações experimentais encontra-se disponível (Dirik et. Al., 1994). Desta forma, resolveu-se empreender um amplo trabalho experimental com o objetivo de melhor compreender o escoamento de fluidos refrigerantes através destes trocadores.

## 2. APARATO EXPERIMENTAL

Os experimentos foram realizados utilizando a bancada experimental desenvolvida por Gonçalves (1994) e adaptada para tubos capilares não adiabáticos por Mendonça (1996). Para o presente estudo tornou-se necessário apenas o desenvolvimento de uma nova seção de testes, apresentada na Fig. 2.

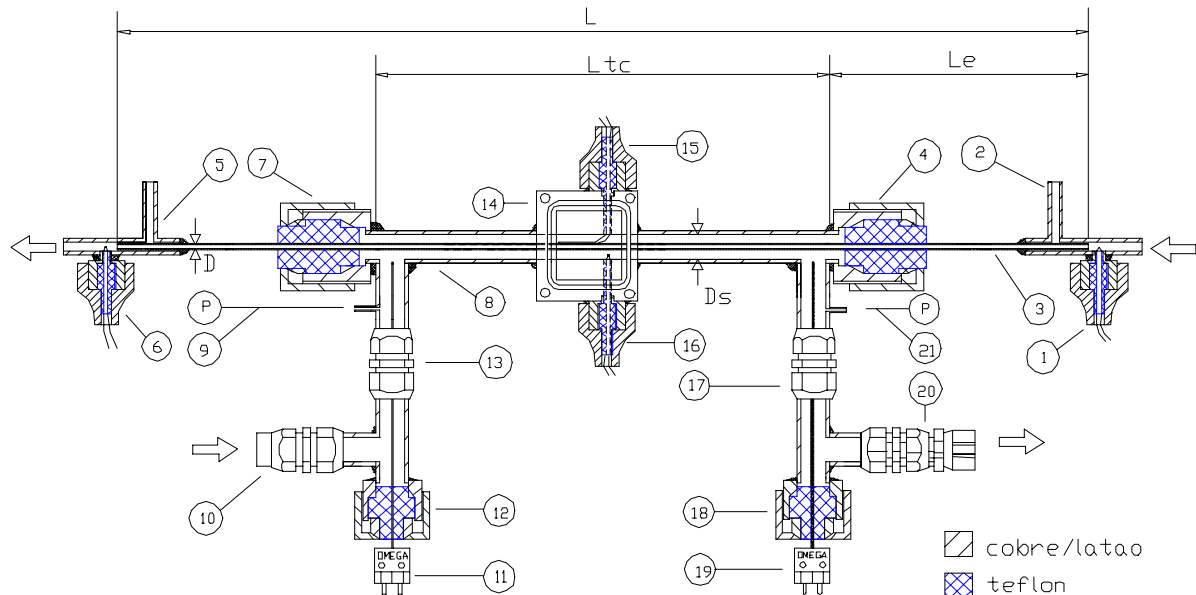


Figura 2 - Seção de testes

Os pontos de medição dos parâmetros operacionais são mostrados na Fig.2, lembrando que apenas a medição do fluxo de massa não é realizada nesta seção. Os parâmetros geométricos são também indicados nesta Figura. O grau de subresfriamento foi obtido através das medições de temperatura e pressão (itens 1 e 2 da Fig. 2) na entrada do tubo capilar, as quais estão posicionadas respectivamente a 5 e 10 mm da sua extremidade. O controle do grau de subresfriamento foi realizado por meio de uma resistência elétrica localizada na entrada do tubo capilar e controlada por um PID. Tomadas de pressão e temperatura interna (itens 5 e 6) também foram realizadas na saída do tubo capilar, as quais possuem posicionamento idêntico àqueles da entrada. A pressão na entrada do tubo capilar (2), a pressão de evaporação (9), a temperatura na entrada da linha de sucção (11) e a temperatura na saída da linha de sucção (19) completam os parâmetros operacionais independentes. Adicionalmente são realizadas medições de pressão na saída do trocador de calor (21). Os termopares de imersão na entrada e saída da linha de sucção (itens 11 e 19 respectivamente), foram utilizados com o objetivo de evitar erros de medição tais como os encontrados por Mendonça (1996). Medições de temperatura ao longo da superfície do tubo capilar e da linha de sucção foram também realizadas. Neste caso os termopares foram enrolados na tubulação de modo a evitar possíveis erros de medição, decorrentes da condução de calor. Para garantir uma melhor indicação da temperatura, adicionou-se pasta térmica entre a superfície e a junção do termopar. Também com o objetivo de evitar possíveis erros de medição, desta vez decorrentes de eventuais correntes elétricas, as superfícies foram previamente envernizadas. As posições das medições de temperatura ao longo do tubo capilar e da linha de sucção foram alteradas de acordo com a geometria a ser testada, posições estas mostradas na apresentação dos resultados experimentais. As temperaturas foram obtidas através de termopares do tipo T (Cu-Co), com 0,13 mm de diâmetro. Especificamente para as medições de temperatura na entrada e saída da

linha de sucção foram utilizados termopares de imersão de 0,51 mm de diâmetro e 152 mm de comprimento. As medições de pressão foram realizadas com transdutores de pressão do tipo “strain gage”. A seção de testes foi isolada termicamente com lã-de-vidro. Um item importante mostrado na Fig. 2, é a chamada caixa de medição (14). Esta caixa de medição permite as medições da temperatura do fluido refrigerante no interior da linha de sucção e da temperatura da parede externa do tubo capilar, na região do trocador de calor. Esta caixa de medição possui dois termopares, um deles estanhado sobre a superfície externa do tubo capilar e o outro posicionado no escoamento (entre a parede interna da linha de sucção e a parede externa do tubo capilar). Maiores detalhes do aparato experimental são fornecidos por Zangari (1998).

### 3. ANÁLISE DE UM PERFIL TÍPICO DE TEMPERATURA

A Fig. 4 mostra uma distribuição típica de temperatura ao longo do tubo capilar e da linha de sucção. Para esta, como para as demais Figuras ao longo do texto se empregará a seguinte nomenclatura: D- diâmetro interno do tubo capilar, L – comprimento do tubo capilar,  $D_s$  – diâmetro interno da linha de sucção,  $L_{tc}$  – comprimento do trocador de calor,  $L_e$  – comprimento de entrada,  $P_e$  – pressão de entrada, Sub – grau de subresfriamento,  $T_e$  – temperatura de evaporação,  $T_{sls}$  – temperatura na saída da linha de sucção,  $T_{els}$  – temperatura na entrada da linha de sucção,  $\dot{m}$  - fluxo de massa.

A temperatura do refrigerante no interior do tubo capilar foi considerada igual a da sua superfície externa, devido aos altos coeficientes de transferência de calor por convecção no lado interno do tubo. Na linha de sucção foram medidas tanto a temperatura do fluido como da parede.

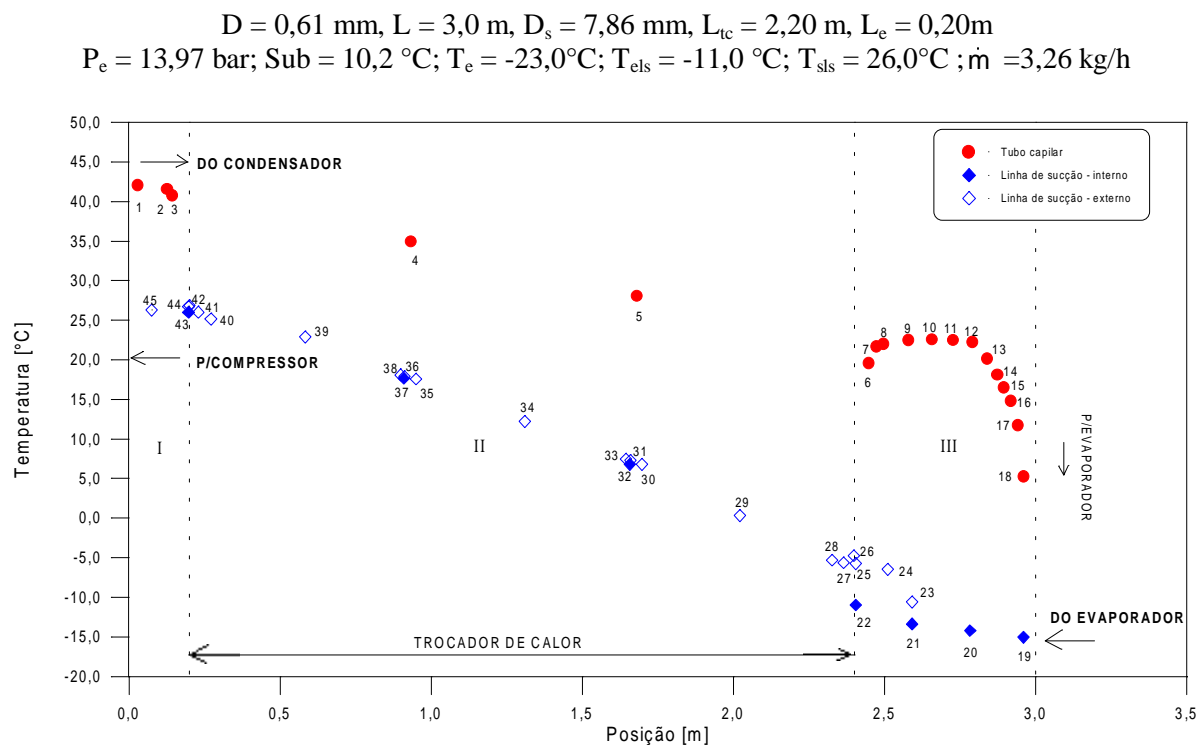


Figura 4 - Perfis de temperatura ao longo do tubo capilar e da linha de sucção.

Na Fig. 4, as regiões I, II e III correspondem respectivamente à região de entrada do tubo capilar (comprimento de entrada adiabático), região do trocador de calor e região de saída do

tubo capilar (região também adiabática).

Ao longo da região I, o fluido refrigerante proveniente do condensador mantém a sua temperatura praticamente constante. Entre os pontos 2 e 3, da mesma forma como Mendonça (1996), observa-se uma pequena queda de temperatura decorrente da condução de calor da parede do tubo capilar (mais quente) para a linha de sucção (mais fria). Como mostrado na Fig. 2, no ponto de contato entre o tubo capilar e a linha de sucção há um cilindro de teflon. Embora o teflon tenha condutividade térmica baixa, a espessura utilizada não foi suficiente para impedir o fluxo de calor do tubo capilar para a linha de sucção, causando a queda de temperatura entre os pontos 2 e 3. Na região II, o fluido refrigerante no tubo capilar cede calor para a linha de sucção, reduzindo a sua temperatura, conforme indicado pelos pontos 4 e 5 da Fig. 4. Ocorre também uma redução de pressão devido a efeitos viscosos mas o refrigerante permanece no estado líquido. No final da região II, início da região III a transferência de calor por condução também se manifesta, porém com maior intensidade, devido ao maior gradiente de temperatura entre as paredes do tubo capilar e da linha de sucção (ver ponto 6). A partir do ponto 8, os efeitos de condução de calor desaparecem e os termopares voltam a indicar praticamente a temperatura do fluido. A variação acentuada de temperatura a partir do ponto 12 indica o início do processo de vaporização. A condução é também responsável por parte da diferença de temperatura da parede (ponto 26) e do refrigerante (ponto 22) na entrada da linha de sucção.

Na entrada da linha de sucção (região III) foram adicionados três pontos de medição de temperatura, utilizando-se conexões vedantes. Pode-se observar um pequeno aumento na temperatura do fluido entre os pontos 19 e 20 e um aumento mais elevado entre os pontos 21 e 22. A elevação de temperatura entre os pontos 19 e 20 deve-se a troca de calor com o meio ambiente, o qual também contribui em parte para a elevação de temperatura entre os pontos 21 e 22. A outra parte desta última elevação de temperatura é proveniente do fluxo de calor que sai do tubo capilar e chega à linha de sucção por condução. A já mencionada diferença de temperatura entre os pontos 26 e 22 deve-se também, em parte, à transferência de calor com o ambiente.

Na região II, os pontos 31 e 36 representam as medições da temperatura do fluido na linha de sucção, utilizando as caixas de medição. Pode-se verificar que nestas posições praticamente não existe gradiente de temperatura entre as paredes do tubo e o refrigerante. Na saída da linha de sucção, onde a temperatura do fluido foi medida por um termopar de imersão, também observou-se uma diferença mínima de temperatura.

#### **4. ANÁLISE COMPARATIVA**

Neste item será explorado o efeito das variáveis operacionais e geométricas sobre os perfis de temperatura e sobre o fluxo de massa. A Fig. 5 mostra os perfis de temperatura tanto para o capilar como para a linha de sucção, para duas pressões de entrada, 9 e 14 bar. Nesta Figura verifica-se que a pressão na entrada do tubo capilar não afeta significativamente a forma dos perfis de temperatura. Obviamente ocorre um deslocamento do perfil de temperatura ao longo do capilar, como consequência da variação de pressão. Observa-se também que o ponto de início de vaporização sofre um pequeno deslocamento para a direita, quando a pressão é elevada de 9 para 14 bar. O efeito da pressão também se manifesta sobre a temperatura de saída do refrigerante da linha de sucção e sobre o fluxo de massa. Neste caso a temperatura de saída da linha de sucção variou 5,6°C, passando de 9,6°C para 15,2°C, quando a pressão varia de 9 para 14 bar. O fluxo de massa aumentou 1,93 kg/h, quando sujeito ao mesmo incremento de pressão.

- $D = 0,83 \text{ mm}$ ,  $L = 3,0 \text{ m}$ ,  $D_s = 7,86 \text{ mm}$ ,  $L_{tc} = 1,0 \text{ m}$ ,  $L_c = 0,20 \text{ m}$
- (1)  $P_e = 14,0 \text{ bar}$ ;  $Sub = 5,0^\circ\text{C}$ ;  $T_e = -22,9^\circ\text{C}$ ;  $T_{els} = -11,2^\circ\text{C}$ ;  $T_{sls} = 15,2^\circ\text{C}$ ;  $\dot{m} = 7,42 \text{ kg/h}$
- (2)  $P_e = 9,0 \text{ bar}$ ;  $Sub = 5,2^\circ\text{C}$ ;  $T_e = -23,1^\circ\text{C}$ ;  $T_{els} = -11,0^\circ\text{C}$ ;  $T_{sls} = 9,6^\circ\text{C}$ ;  $\dot{m} = 5,49 \text{ kg/h}$

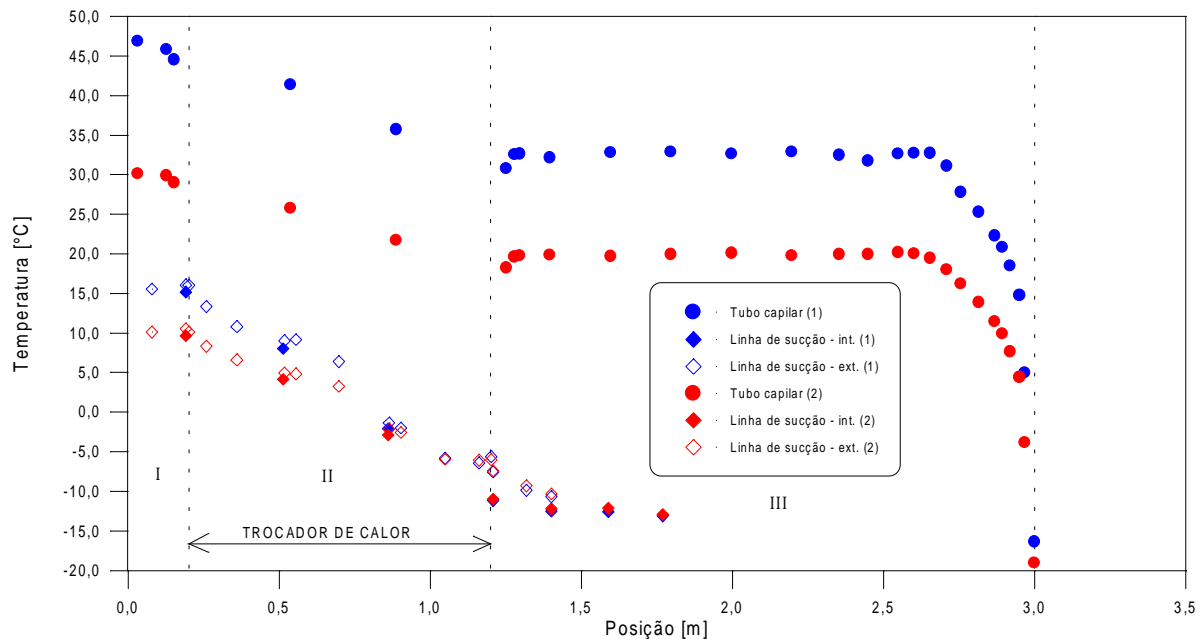


Figura 5 – Efeito da pressão na entrada

O efeito do grau de subresfriamento foi também investigado e é ilustrado na Fig. 6. A análise desta Figura permite concluir que o grau de subresfriamento praticamente não altera o forma dos perfis de temperatura. Neste caso, fica inclusive difícil de identificar variações quanto a posição do ponto de início de vaporização. Pode-se observar, entretanto, um decréscimo de  $2,4^\circ\text{C}$  na temperatura de saída da linha de sucção e um acréscimo de  $0,34 \text{ kg/h}$  no fluxo de massa, quando o grau de subresfriamento foi variado de  $5,2^\circ\text{C}$  para  $10,3^\circ\text{C}$ .

A Fig. 7 mostra o efeito da variação do diâmetro interno do tubo capilar. Pode-se observar que os perfis de temperatura não são significativamente alterados, o mesmo não ocorrendo com o fluxo de massa. Verifica-se um aumento de  $4,66 \text{ kg/h}$  (de  $3,26$  para  $7,92 \text{ kg/h}$ ) no fluxo de massa quando o diâmetro interno do tubo capilar varia de  $0,61$  para  $0,83 \text{ mm}$ . Deve-se ainda observar, que um maior fluxo de massa leva a uma menor elevação da temperatura do fluido refrigerante, tanto na entrada como ao longo da linha de sucção.

Mendonça (1996) analisando trocadores de calor laterais também observou variações no fluxo de massa sob o efeito da variação do diâmetro interno do capilar, da mesma ordem de magnitude reportada neste trabalho.

O efeito da variação do comprimento do tubo capilar é ilustrado na Fig. 8. Verifica-se que em ambas situações a vaporização do refrigerante ocorre próximo da extremidade do capilar mas, como esperado, o capilar de menor comprimento ( $3,0 \text{ m}$ ) apresenta o maior fluxo de massa. Neste caso particular, a diminuição de  $1,0$  metro no comprimento do tubo capilar levou a um aumento de  $0,35 \text{ kg/h}$  (de  $1,91$  para  $2,26 \text{ kg/h}$ ) no fluxo de massa.

A Fig. 9 ilustra a influência do comprimento do trocador de calor. Pode-se verificar que a variação no fluxo de massa não é considerável, quando o comprimento do trocador de calor é aumentado de  $1,0$  para  $2,2 \text{ m}$ . Fica porém evidente que com  $1,0 \text{ m}$  de trocador a vaporização do fluido refrigerante ocorre perto da extremidade do tubo e com  $2,2 \text{ m}$  esta ocorre ao longo da região de contato com o trocador. O efeito mais marcante do comprimento do trocador de calor manifesta-se sobre a temperatura na saída da linha de sucção. Nas condições da Fig. 9, o

aumento do comprimento do trocador de calor originou uma elevação de 7,8°C ( de 23,1 para 30,9°C).

$D = 0,83 \text{ mm}$ ,  $L = 3,0 \text{ m}$ ,  $D_s = 7,86 \text{ mm}$ ,  $L_{tc} = 1,0 \text{ m}$ ,  $L_e = 0,20 \text{ m}$   
 (1)  $P_e = 9,0 \text{ bar}$ ; **Sub = 10,3°C**;  $T_e = -23,1^\circ\text{C}$ ;  $T_{els} = -11,2^\circ\text{C}$ ;  $T_{sls} = 7,3^\circ\text{C}$ ;  $\dot{m} = 5,83 \text{ kg/h}$   
 (2)  $P_e = 9,0 \text{ bar}$ ; **Sub = 5,2°C**;  $T_e = -23,1^\circ\text{C}$ ;  $T_{els} = -11,0^\circ\text{C}$ ;  $T_{sls} = 9,7^\circ\text{C}$ ;  $\dot{m} = 5,49 \text{ kg/h}$

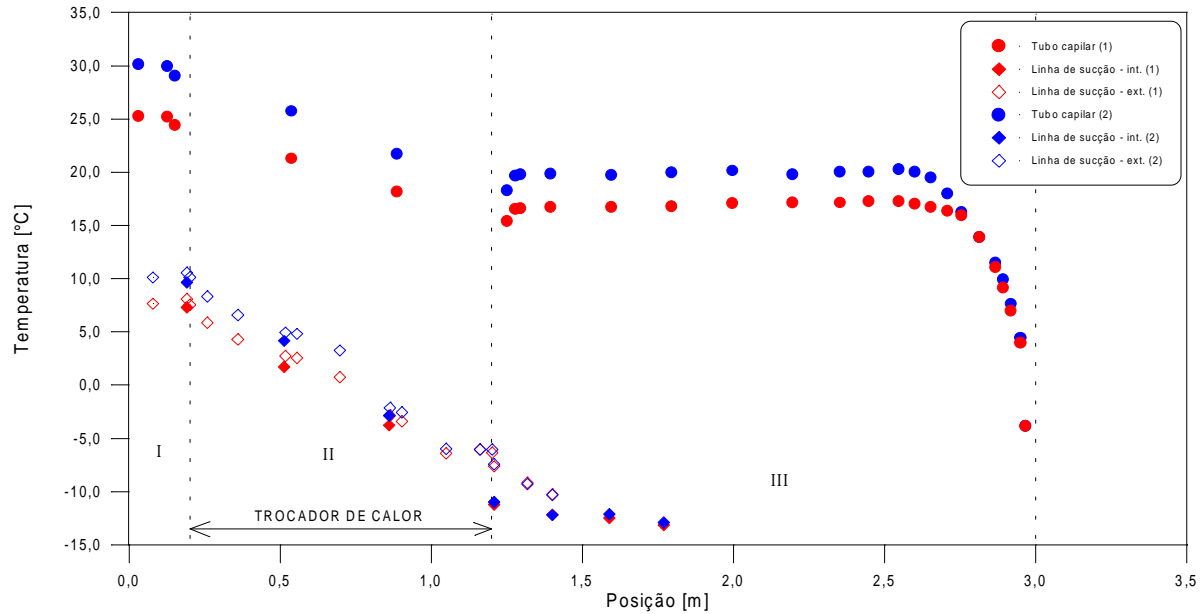


Figura 6 – Efeito do grau de subresfriamento

(1)  $D = 0,61 \text{ mm}$ ,  $L = 3,0 \text{ m}$ ,  $D_s = 7,86 \text{ mm}$ ,  $L_{tc} = 2,20 \text{ m}$ ,  $L_e = 0,20 \text{ m}$   
 $P_e = 14,0 \text{ bar}$ ;  $\text{Sub} = 10,2^\circ\text{C}$ ;  $T_e = -23,0^\circ\text{C}$ ;  $T_{els} = -10,9^\circ\text{C}$ ;  $T_{sls} = 26,0^\circ\text{C}$ ;  $\dot{m} = 3,26 \text{ kg/h}$   
 (2) ( $D = 0,83 \text{ mm}$ ),  $L = 3,0 \text{ m}$ ,  $D_s = 7,86 \text{ mm}$ ,  $L_{tc} = 2,20 \text{ m}$ ,  $L_e = 2,20 \text{ m}$   
 $P_e = 14,0 \text{ bar}$ ;  $\text{Sub} = 10,1^\circ\text{C}$ ;  $T_e = -20,8^\circ\text{C}$ ;  $T_{els} = -11,0^\circ\text{C}$ ;  $T_{sls} = 24,3^\circ\text{C}$ ;  $\dot{m} = 7,92 \text{ kg/h}$

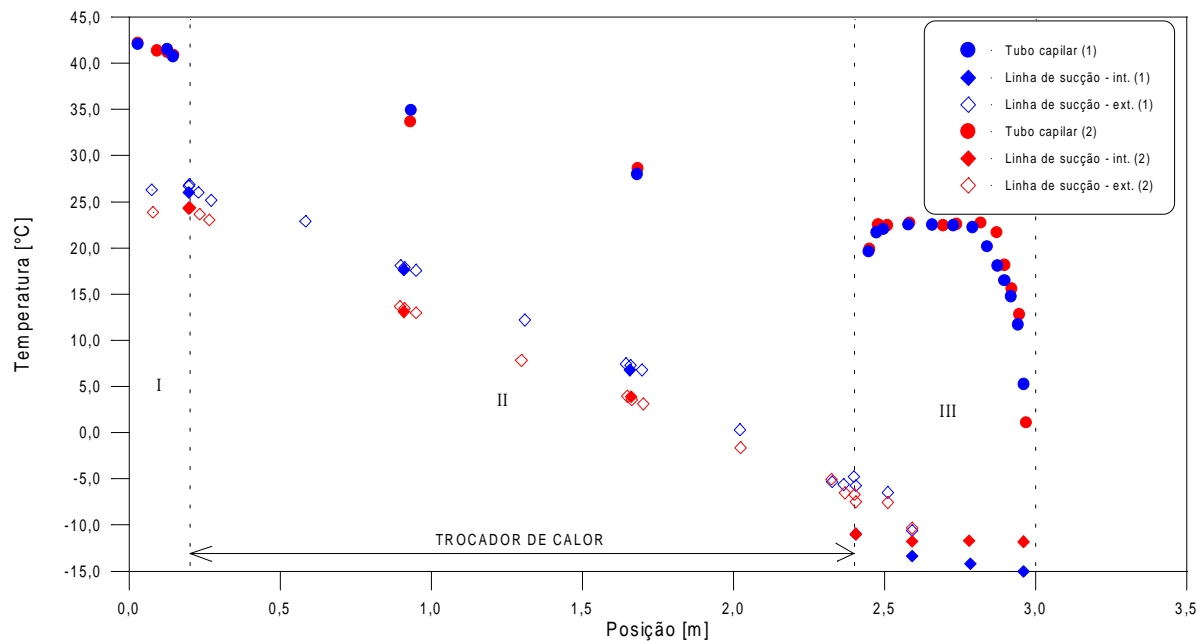


Figura 7 – Efeito do diâmetro interno do tubo capilar

(1)  $D = 0,61 \text{ mm}$ ,  $L = 4,0 \text{ m}$ ,  $D_s = 7,86 \text{ mm}$ ,  $L_{tc} = 2,20 \text{ m}$ ,  $L_e = 0,20 \text{ m}$   
 $P_e = 9,0 \text{ bar}$ ;  $Sub = 5,6^\circ\text{C}$ ;  $T_e = -23,1^\circ\text{C}$ ;  $T_{els} = -10,9^\circ\text{C}$ ;  $T_{sls} = 23,4^\circ\text{C}$ ;  $\dot{m} = 1,91 \text{ kg/h}$   
(2)  $D = 0,61 \text{ mm}$ ,  $L = 3,0 \text{ m}$ ,  $D_s = 7,86 \text{ mm}$ ,  $L_{tc} = 2,20 \text{ m}$ ,  $L_e = 0,20 \text{ m}$   
 $P_e = 9,0 \text{ bar}$ ;  $Sub = 5,7^\circ\text{C}$ ;  $T_e = -22,9^\circ\text{C}$ ;  $T_{els} = -11,0^\circ\text{C}$ ;  $T_{sls} = 20,7^\circ\text{C}$ ;  $\dot{m} = 2,26 \text{ kg/h}$

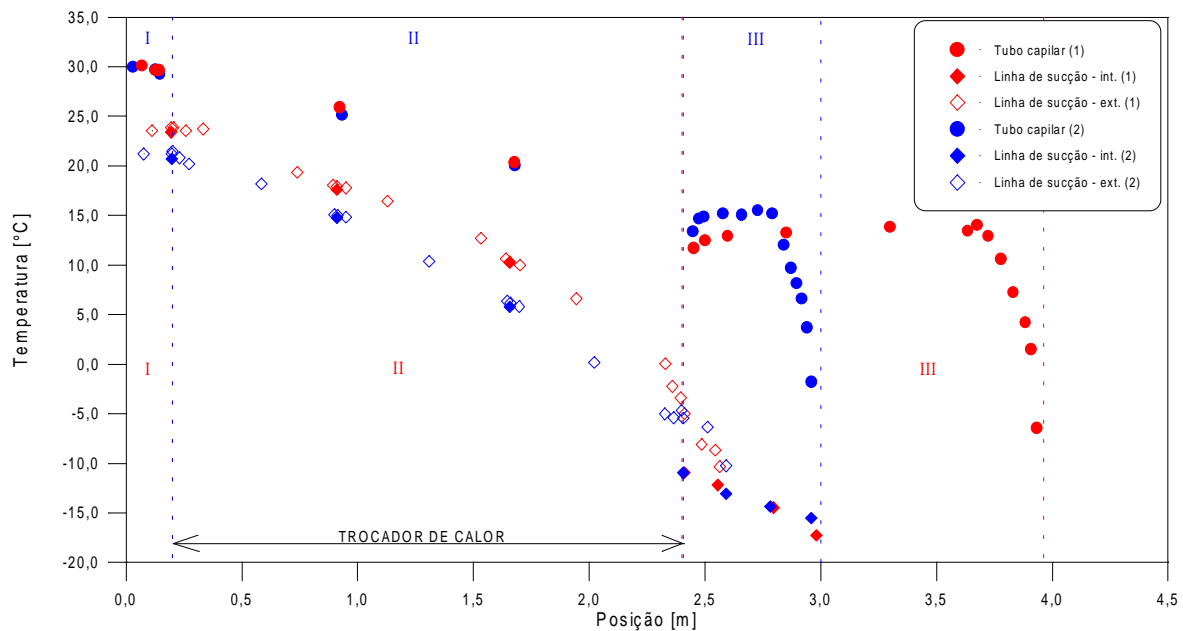


Figura 8 – Efeito do comprimento do tubo capilar

A Fig. 10 explora o efeito do posicionamento do trocador de calor. Embora as variações no fluxo de massa e na temperatura de saída da linha de sucção não sejam consideráveis, o posicionamento do trocador de calor altera profundamente o escoamento através do tubo capilar. Quando o trocador é posicionado mais próximo do início do tubo capilar a vaporização do refrigerante ocorre próximo da extremidade do tubo. Um afastamento de 40 cm desta posição faz com que a vaporização se inicie no região do trocador de calor.

## 5. CONCLUSÕES

Um extenso programa experimental, envolvendo trocadores de calor tubo capilar-linha de sucção, do tipo concêntrico, foi desenvolvido. Os experimentos foram realizados com diversas geometrias e condições de operação e sempre com o refrigerante HFC-134a.

O conjunto de dados obtido permitiu a realização de uma análise comparativa, envolvendo tanto características geométricas como de operação. Dentre as variáveis operacionais destaca-se a pressão de condensação como aquela que apresenta o maior impacto sobre o fluxo de massa.

O diâmetro interno do tubo capilar foi a variável geométrica de maior influência sobre o fluxo de massa embora este não afete significativamente os perfis de temperatura, tanto ao longo do tubo capilar como da linha de sucção.

O comprimento e o posicionamento do trocador embora não afetem significativamente o fluxo de massa provocam alterações significativas no escoamento, com influencia marcante no ponto de início de vaporização e na temperatura na saída da linha de sucção.

Embora não conste do presente trabalho, por limitação de espaço, a base de dados é completa o suficiente para permitir a comparação entre tubos capilares adiabáticos e não



adiabáticos, e entre trocadores concêntricos e laterais. Estudos de validação de códigos numéricos são também possíveis a partir da base de dados obtida.

- (1)  $D = 0,61 \text{ mm}$ ,  $L = 3,0 \text{ m}$ ,  $D_s = 7,86 \text{ mm}$ ,  $L_{tc} = 1,0 \text{ m}$ ,  $L_e = 0,60 \text{ m}$   
 $P_e = 14,0 \text{ bar}$ ;  $Sub = 7,9^\circ\text{C}$ ;  $T_e = -23,2^\circ\text{C}$ ;  $T_{els} = -3,2^\circ\text{C}$ ;  $T_{sls} = 23,1^\circ\text{C}$ ;  $\dot{m} = 2,93 \text{ kg/h}$   
 (2)  $D = 0,61 \text{ mm}$ ,  $L = 3,0 \text{ m}$ ,  $D_s = 7,86 \text{ mm}$ ,  $L_{tc} = 2,20 \text{ m}$ ,  $L_e = 0,60 \text{ m}$   
 $P_e = 14,0 \text{ bar}$ ;  $Sub = 8,2^\circ\text{C}$ ;  $T_e = -23,0^\circ\text{C}$ ;  $T_{els} = -2,9^\circ\text{C}$ ;  $T_{sls} = 30,9^\circ\text{C}$ ;  $\dot{m} = 3,06 \text{ kg/h}$

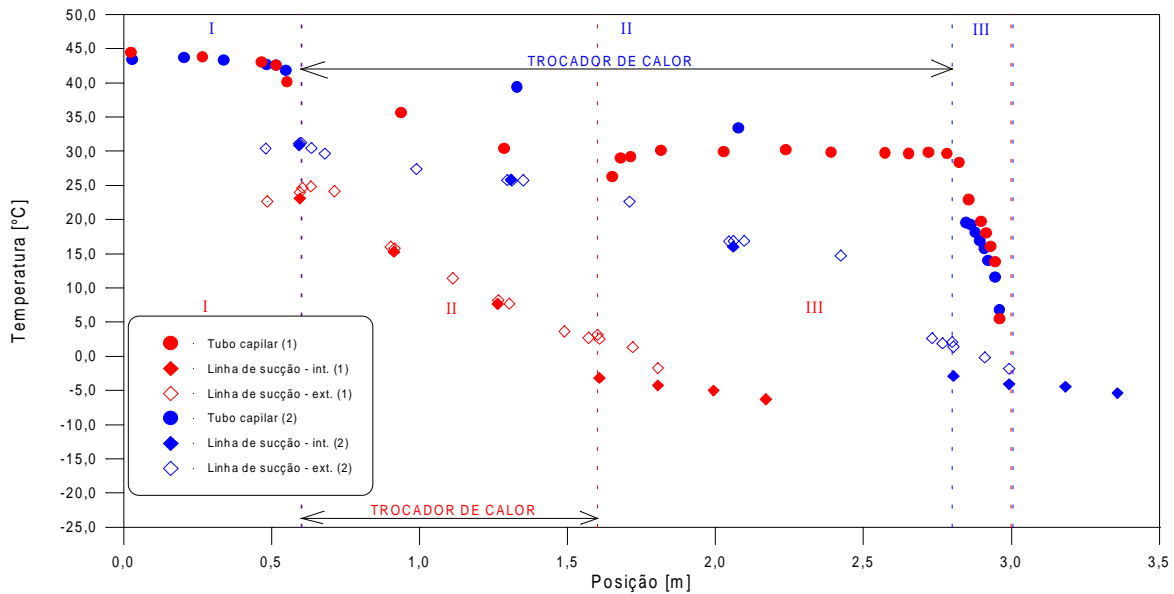


Figura 9 – Efeito do comprimento do trocador de calor

- (1)  $D = 0,61 \text{ mm}$ ,  $L = 3,0 \text{ m}$ ,  $D_s = 7,86 \text{ mm}$ ,  $L_{tc} = 2,20 \text{ m}$ ,  $L_e = 0,60 \text{ m}$   
 $P_e = 14,0 \text{ bar}$ ;  $Sub = 5,4^\circ\text{C}$ ;  $T_e = -23,0^\circ\text{C}$ ;  $T_{els} = -17,4^\circ\text{C}$ ;  $T_{sls} = 29,3^\circ\text{C}$ ;  $\dot{m} = 3,09 \text{ kg/h}$   
 (2)  $D = 0,61 \text{ mm}$ ,  $L = 3,0 \text{ m}$ ,  $D_s = 7,86 \text{ mm}$ ,  $L_{tc} = 2,20 \text{ m}$ ,  $L_e = 0,20 \text{ m}$   
 $P_e = 14,0 \text{ bar}$ ;  $Sub = 5,7^\circ\text{C}$ ;  $T_e = -23,1^\circ\text{C}$ ;  $T_{els} = -16,9^\circ\text{C}$ ;  $T_{sls} = 27,4^\circ\text{C}$ ;  $\dot{m} = 3,17 \text{ kg/h}$

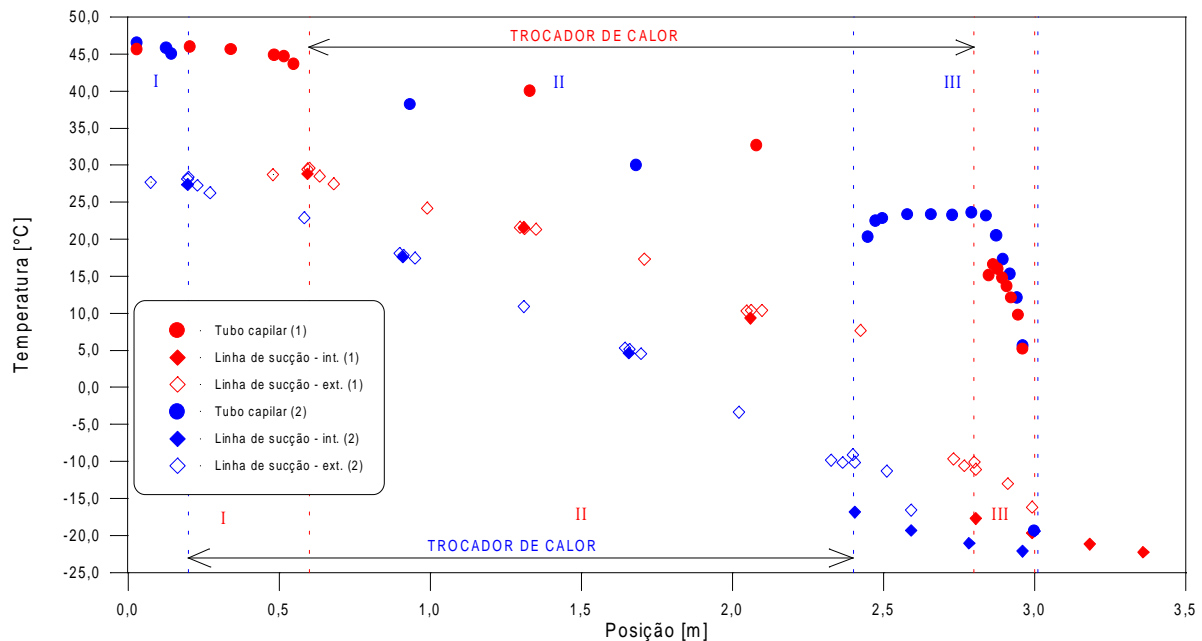


Figura 10 – Efeito do posicionamento do trocador de calor

## 6. REFERÊNCIAS

- Bittle, R. R., Stephenson, W. R. & Pate, M. B., 1995, An experimental evaluation of capillary tube-suction line heat exchanger performance with R-152a, ASHRAE Transactions, Vol. 100, part 1, pp. 124-135.
- Dirik, E., Inan, C., Tanes, M. Y., 1994, Numerical and experimental studies on non-adiabatic capillary tubes, Proceedings of the IIR-Purdue Refrigeration Conference, West Lafayette, USA, pp. 365-370.
- Gonçalves, J. M., 1994, Análise experimental do escoamento de fluidos refrigerantes em tubos capilares adiabáticos, Dissertação de Mestrado, Departamento de Engenharia Mecânica - UFSC, 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 - UFSC, Florianópolis, SC.
- Peixoto, R. A.; Silveiras, O. M., 1993, Analysis of the capillary tube-suction line heat exchanger used in refrigeration systems, Anais do XII COBEM, Brasília - DF, pp. 769 - 772.
- Zangari, J. M., 1998, Avaliação experimental do desempenho de trocadores de calor tubo capilar-linha de sucção do tipo concêntrico, Dissertação de Mestrado, Departamento de Engenharia Mecânica - UFSC, Florianópolis, SC.

### CONCENTRIC CAPILLARY TUBE-SUCTION LINE HEAT EXCHANGER PERFORMANCE AS A FUNCTION OF CONFIGURATION AND OPERATING CONDITIONS

**Abstract.** *This paper presents the results of an experimental study on concentric capillary tube-suction line heat exchangers commonly used as expansion devices in household refrigerators and freezers. Heat exchanger performance with the hydrofluorocarbon R-134a was experimentally evaluated for a range of heat exchanger assemblies (internal diameter and length of the capillary tube, length and relative position of the heat exchanger) and operating conditions (condensing pressure and subcooling). Based on the resulting performance data base, the influence of both the operating conditions and heat exchanger geometry on the refrigerant flow and temperature profiles were examined.*

**Keywords:** *Domestic refrigeration, Capillary tube, Expansion device, Heat exchanger*