

ANÁLISE TEÓRICA E EXPERIMENTAL DE DISPOSITIVOS DE EXPANSÃO PARA MESOSISTEMAS DE REFRIGERAÇÃO

J. F. P. DE LARA, C. MELO, J. BOENG

POLO – Laboratórios de Pesquisa em Refrigeração e Termofísica
Departamento de Engenharia Mecânica, Universidade Federal de Santa Catarina
88040-900, Florianópolis, SC, Brasil, +55 48 3721 7900

Resumo *Esse trabalho se propõe a estudar o processo de expansão de HFC-134a através de dois dispositivos distintos, o tubo capilar convencional e o tubo capilar pulsante. Para tanto, um aparato experimental foi especificamente projetado e construído para reproduzir e controlar condições típicas de funcionamento de mesosistemas de refrigeração. Os experimentos foram planejados estatisticamente para minimizar o número de testes sem perder a qualidade das informações. Na primeira parte do trabalho, voltada para tubos capilares de pequeno diâmetro, observou-se que o diâmetro interno do tubo capilar é a variável que mais afeta a vazão mássica de refrigerante. Os modelos desenvolvidos previram 90% dos resultados experimentais dentro de um faixa de erro de $\pm 10\%$. Visualizações com uma câmera de alta velocidade indicaram que tais componentes são bastante susceptíveis a presença de bolhas de vapor na entrada. Na segunda parte deste trabalho, voltada para tubos capilares pulsantes (associação em série de uma válvula micrométrica, uma câmara intermediária e um tubo capilar), observou-se que a vazão mássica é fortemente afetada pela fração de abertura da válvula micrométrica. Nesse caso, o modelo numérico previu os dados experimentais com uma banda de erro máxima de $\pm 30\%$.*

Palavras chaves: mesosistemas de refrigeração, dispositivos de expansão, tubo capilar

1. INTRODUÇÃO

A confiabilidade e adequada operação de dispositivos eletrônicos, tais como computadores de alta performance e módulos eletrônicos de alta potência, exigem um gerenciamento térmico apropriado a fim de evitar falhas ou quedas de desempenho provocadas por temperaturas elevadas (Chu et al., 2004; Nakayama et al., 2009). De fato, o aumento contínuo da potência dissipada e a redução drástica do tamanho dos equipamentos, faz do gerenciamento térmico um dos maiores desafios tecnológicos da atualidade (Bar-Cohen, 2013; Oliveira, 2016).

Os modestos coeficientes convectivos de transferência de calor associados com sistemas passivos, tais como dissipadores e tubos de calor, podem originar temperaturas altas demais, especialmente quando os componentes são submetidos a elevados fluxos de calor. Alternativas para dissipar altas taxas de fluxo calor são, portanto, mais do que desejáveis. Dentre as possibilidades existentes, a refrigeração por compressão mecânica de vapor é a mais atrativa, embora exista o desafio de miniaturização dos componentes (Barbosa et al., 2012).

Sistemas miniaturizados de resfriamento, também chamados de mesosistemas de refrigeração, podem dissipar altas taxas de fluxo de calor e assim aumentar a confiabilidade e o tempo de vida de componentes eletrônicos. Não obstante, a passagem de sistemas mecânicos da escala macro para a mesoscópica não é simples e envolve desafios tecnológicos consideráveis. De acordo com Jeong (2004), o compressor é certamente o componente mais desafiador em termos de miniaturização. Ele concluiu, com base na segunda lei da termodinâmica, que quanto menor o sistema, menor o coeficiente de performance. De maneira similar, Gosney (1982) mostrou que as perdas em válvulas aumentam com a redução de escala dos compressores alternativos. Fica evidente, portanto, que os dispositivos de expansão de mesosistemas de refrigeração precisam ser adequadamente dimensionados, tanto para aumentar o coeficiente de performance como para garantir o funcionamento do sistema sob diferentes condições de operação.

Nesse trabalho estudou-se o processo de expansão de HFC-134a através de dispositivos de expansão fixos (capilares adiabáticos de pequeno diâmetro) e variáveis (capilares pulsantes) para mesosistemas de refrigeração. Para tanto, tais dispositivos foram submetidos a uma ampla faixa de condições de operação e de geometria, como forma de cobrir o envelope de aplicação de mesosistemas de refrigeração. Visualizações do escoamento na entrada dos dispositivos de expansão foram também realizadas, para uma melhor compreensão do escoamento, especialmente em regime bifásico.

2. APARATO EXPERIMENTAL

Uma bancada de testes foi projetada e construída para reproduzir condições típicas de funcionamento de mesosistemas de refrigeração. Tal aparato é composto por duas partes: (i) circuito de refrigeração e (ii) seção de testes. O circuito de refrigeração gera e mantém as condições de operação enquanto a seção de testes realiza a expansão através de um tubo capilar adiabático ou pulsante. A Figura 1 ilustra um esquema do aparato experimental.

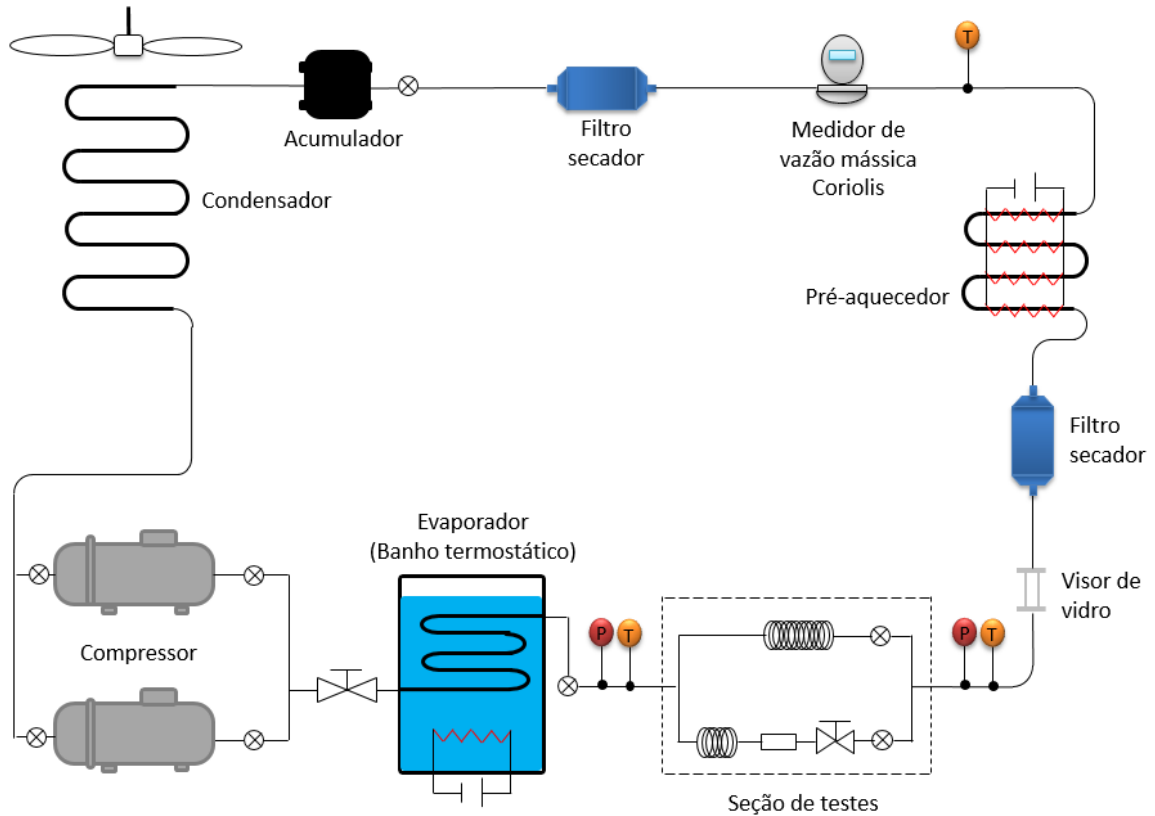


Figura 1 – Diagrama esquemático do aparato de testes

O circuito de refrigeração é composto por um visor de vidro, um evaporador, uma válvula agulha, dois compressores lineares sem óleo, um condensador de ar forçado, um acumulador, um medidor de vazão mássica do tipo Coriolis e um pré-aquecedor. A seção de testes é composta por uma associação em paralelo de um tubo capilar adiabático com um tubo capilar pulsante (associação em série de uma válvula PWM (*Pulse Width Modulation*), câmara intermediária e tubo capilar adiabático). A pressão de condensação é controlada por um ventilador de velocidade variável, acionado através de um controlador do tipo PID (*Proportional-Integral-Derivative*). O acumulador de líquido garante a ausência de bolhas de vapor na entrada do medidor de vazão mássica. A condição de entrada no dispositivo de expansão (subresfriamento ou título) é garantida por um pré-aquecedor, devidamente calibrado.

A temperatura de evaporação é controlada por um banho termostático. Uma válvula agulha, instalada na sucção do compressor, controla a vazão mássica de fluido refrigerante em circulação.

3. PLANO DE TESTES

Os ensaios foram planejados de acordo com a Técnica de Experimentos Fatoriais (Box et al., 1978), com o intuito de reduzir o número de testes sem perder a qualidade dos resultados. De acordo com essa técnica, fatores e níveis são escolhidos e experimentos planejados com base

em combinações entre esses. Esta técnica permite a identificação do efeito de cada variável independente, assim como o efeito de interações entre elas sobre a variável dependente.

3.1 Tubos capilares adiabáticos

A Tabela 1 mostra os fatores e níveis escolhidos para o estudo com tubos capilares adiabáticos de pequeno diâmetro, onde os símbolos (-), (+/-) e (+) representam respectivamente os níveis baixo, intermediário e alto.

Tabela 1 – Fatores e níveis para tubos capilares adiabáticos

Fatores	-	+/-	+
Diâmetro interno do tubo capilar [mm]	0,23	0,39	0,45
Comprimento do tubo capilar [m]	1	-	2
Pressão de condensação [bar]	9	-	19
Grau de subresfriamento [°C]	5	-	10

O diâmetro interno e o comprimento do tubo capilar, a pressão de condensação e o subresfriamento foram escolhidos como fatores independentes, enquanto a vazão mássica foi escolhida com a variável dependente (resposta) (Gonçalves, 1994). Três níveis foram selecionados para o diâmetro interno do tubo capilar devido a sua não-linearidade em relação à vazão mássica (Gonçalves, 1994). A combinação de fatores e níveis forneceu uma base de dados com 24 pontos experimentais. Outros vinte experimentos foram realizados com tubos capilares de 0,26mm, 0,38mm e 0,53mm de diâmetro interno, para validar o processo estatístico empregado.

3.2 Tubos capilares pulsantes

A Tabela 2 mostra os níveis selecionados para cada fator independente do estudo com tubos capilares pulsantes. É importante notar que o efeito da fração de abertura da válvula foi investigado em três níveis, como recomendado por Ronzoni et al. (2011). A combinação de fatores e níveis forneceu uma base de dados experimental com 96 pontos. A exemplo do estudo anterior, foram realizados 12 experimentos adicionais com uma válvula de coeficiente de vazão intermediário.

Tabela 2 – Fatores e níveis para tubos capilares pulsantes

Fatores	-	+/-	+
Fração de abertura [%]	10	50	90
Período [s]	1	-	4
Pressão de condensação [bar]	9	-	16
Diâmetro interno do tubo capilar [mm]	0,45	-	0,51
Coeficiente de vazão [-]	2,7E-8	-	7,1E-8
Volume interno da câmara intermediária [ml]	1	-	2

4. ANÁLISE MATEMÁTICA

Nesta seção, serão descritos brevemente os modelos matemáticos utilizados para estimar a vazão mássica de fluido refrigerante através dos dispositivos de expansão considerados nesse trabalho. O tubo capilar adiabático será modelado tanto através de uma abordagem diferencial (Hermes et al., 2008), quanto algébrica (Hermes et al., 2010) e o pulsante através do modelo proposto por Ronzoni et al. (2011).

4.1 Modelo diferencial para tubos capilares adiabáticos

Ao contrário de Hermes et al. (2008), o fator de atrito e a viscosidade do refrigerante foram estimadas respectivamente através das equações propostas por Churchill (1977) e Bittle e Weis (2002). As equações diferenciais foram integradas no domínio da pressão através do método de Runge Kutta de segunda ordem, como proposto por Hermes et al. (2008). As equações foram resolvidas através do método de Euler (Carnahan et al., 1969). A vazão mássica de refrigerante foi calculada iterativamente, uma vez que esta depende da pressão na saída do tubo capilar. O *loop* de iteração tomou como base a diferença entre os comprimentos real e estimado do tubo capilar, como proposto por Melo et al. (1992).

4.2 Modelo algébrico para tubos capilares adiabáticos

A principal desvantagem do modelo diferencial é o excessivo tempo computacional. Modelos algébricos, apesar de relativamente limitados, exigem um menor tempo de processamento e são isentos de problemas de convergência. A literatura está repleta de modelos algébricos para tubos capilares, a maioria com um certo nível de complexidade computacional. Nesse trabalho, optou-se pelo modelo de Hermes et al. (2010), por ter sido este validado contra uma extensa e confiável base de dados experimentais.

4.3 Modelo para tubos capilares pulsantes

O modelo proposto por Ronzoni et al. (2011) envolve três submodelos: (i) válvula, (ii) tubo capilar e (iii) câmara intermediária. O modelo do tubo capilar é essencialmente o mesmo apresentado na seção anterior. A vazão mássica através do tubo capilar e da válvula são estimadas pelo modelo, parâmetros esses que determinam o nível de líquido e a pressão na câmara intermediária. O comportamento transiente da válvula foi modelado com base em uma onda quadrada, fornecida ao modelo como dado de entrada. O tempo de *on* e *off* é determinado pela fração de abertura, que também define o coeficiente de vazão da válvula.

5. RESULTADOS

5.1 Tubos capilares adiabáticos

5.1.1 Resultados experimentais

Os 24 pontos da matriz de testes cobriram uma faixa de vazão mássica entre 0,29kg/h e 2,93kg/h, típica de mesosistemas de refrigeração. Os 20 pontos adicionais ampliaram esta faixa, com vazões de até 3,95kg/h. Os efeitos principais e combinados são mostrados na

Figura 2, onde pode-se observar que, como esperado, o diâmetro interno do tubo capilar é a variável mais relevante. Além disso, nota-se que os efeitos do comprimento do tubo capilar e da pressão de condensação são similares, porém opostos entre si. Dentre os 4 fatores escolhidos, o grau de subresfriamento é o menos significativo.

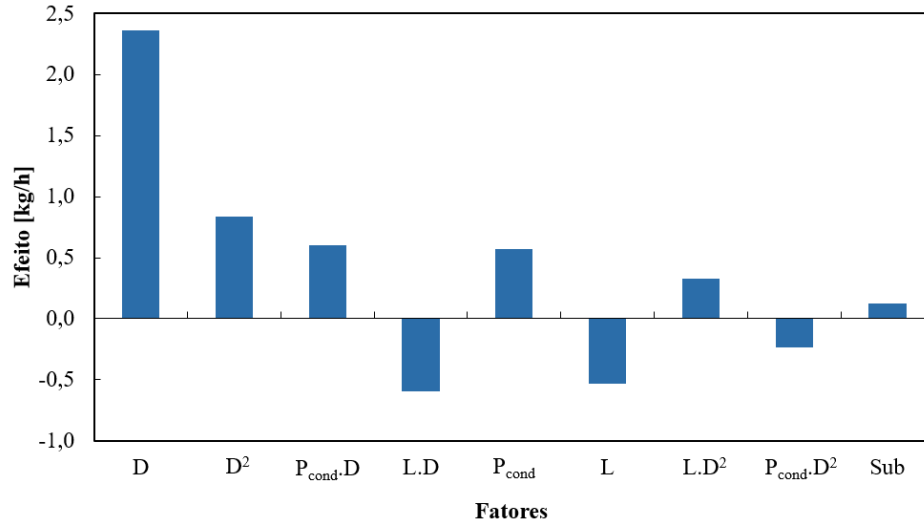


Figura 2 – Efeitos principais e combinados para tubos capilares adiabáticos

O comportamento não-linear dos efeitos combinados do diâmetro interno, D^2 , pressão de condensação-diâmetro, $P_{cond} \cdot D^2$, e comprimento-diâmetro, $L \cdot D^2$, merecem uma atenção especial. Esses três parâmetros indicam a importância mais forte do diâmetro interno em tubos capilares de pequeno diâmetro, típicos de mesossistemas de refrigeração. O efeito combinado do diâmetro interno, D^2 , por exemplo, pode ser interpretado como uma contribuição extra ao efeito principal do diâmetro.

5.1.2 Correlação empírica

Obtida a base de dados experimentais, resolveu-se desenvolver uma correlação empírica a partir do método dos mínimos quadrados, cujos coeficientes são mostrados na Tabela 3.

$$\dot{m} = A1 + A2 \cdot D + A3 \cdot D^2 + A4 \cdot P_{cond} \cdot D + A5 \cdot L \cdot D + A6 \cdot P_{cond} + A7 \cdot L + A8 \cdot L \cdot D^2 + A9 \cdot P_{cond} \cdot D^2 + A10 \cdot Sub + A11 \cdot Sub \cdot D \quad (1)$$

Tabela 3 – Coeficientes empíricos da Equação (1)

A1	A2	A3	A4	A5	A6	A7	A8	A9	A10	A11
2,867	0,086	-0,001	-18,024	32,494	-0,042	-0,648	1,439	0,009	-0,017	0,193

A Figura 3 mostra o erro relativo ($Erro = 100 \cdot (\dot{m}_{calc} - \dot{m}_{exp}) / \dot{m}_{exp}$) entre as estimativas da Equação (1) e os dados experimentais. Como esperado, observa-se que a equação reproduz os pontos experimentais do projeto fatorial com uma margem de erro máxima de $\pm 10\%$. Os testes adicionais, não usados no desenvolvimento da equação, mas obtidos com pequenos diâmetros, são também reproduzidos com a mesma faixa de erro. No entanto, percebe-se que

a equação proposta não consegue reproduzir adequadamente os resultados obtidos com capilares de 0,53mm, o que mais uma vez indica que o efeito do diâmetro se intensifica em menores valores.

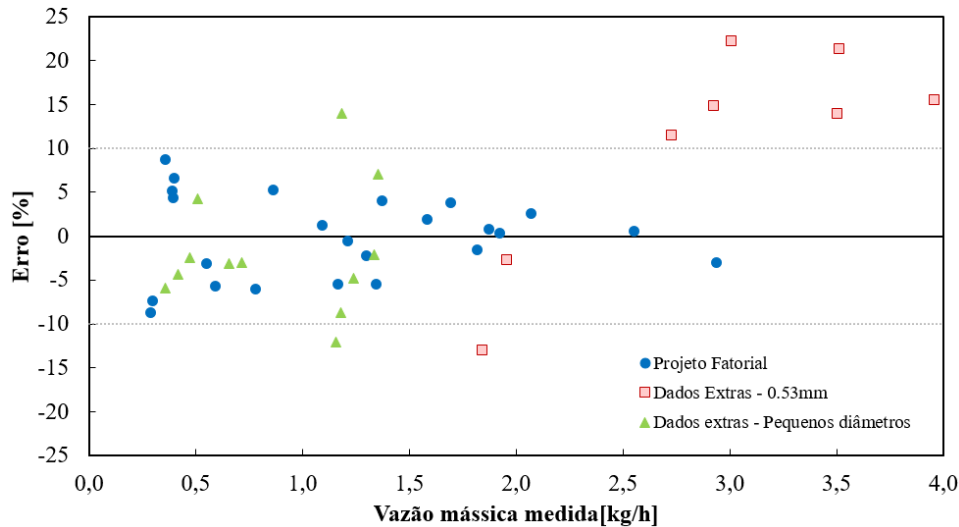


Figura 3 – Previsões da Equação (1) vs. dados experimentais

5.1.3 Modelo diferencial

A Figura 4 compara as previsões do modelo diferencial com os dados experimentais. Fica evidente que o modelo reproduz razoavelmente bem apenas os resultados obtidos com capilares de 0,53mm de diâmetro interno, valor esse contemplado no desenvolvimento e validação do modelo. Observa-se ainda que quanto menor o diâmetro, menor a discrepância obtida. Para adaptar o modelo à faixa de pequenos diâmetros, procurou-se identificar correlações mais apropriadas para o fator de atrito e para a viscosidade do refrigerante. Dessa forma a seguinte equação foi proposta para o fator de atrito, com base no banco de dados experimentais disponível:

$$f = f_c \cdot 1.13 - e^{-3000.D} \quad (2)$$

onde f_c é o fator de atrito de Churchill (1977) e D é o diâmetro interno do tubo capilar. O número de Reynolds foi calculado com base na correlação para a viscosidade, proposta por Bittle e Weis (2002).

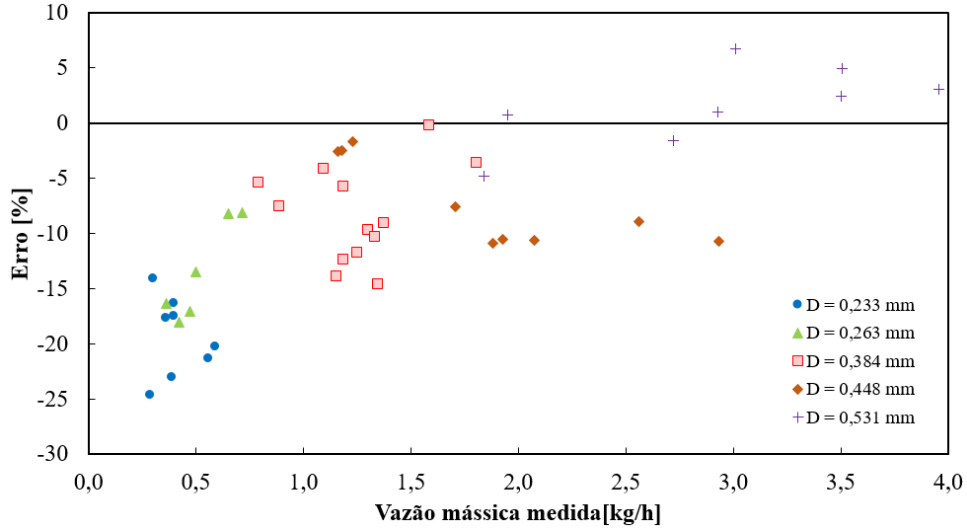


Figura 4 – Erro relativo vs. vazão mássica: modelo diferencial sem fator de correção

As previsões do modelo diferencial, agora com o fator de correção proposto, são mostradas na Figura 5. Observa-se que o modelo reproduz razoavelmente bem, com 91% dos pontos dentro de uma faixa de erro de $\pm 10\%$, tanto os dados experimentais obtidos nesse trabalho como os obtidos por Boabaid (1994), com capilares entre 0,606mm a 1,05mm de diâmetro interno.

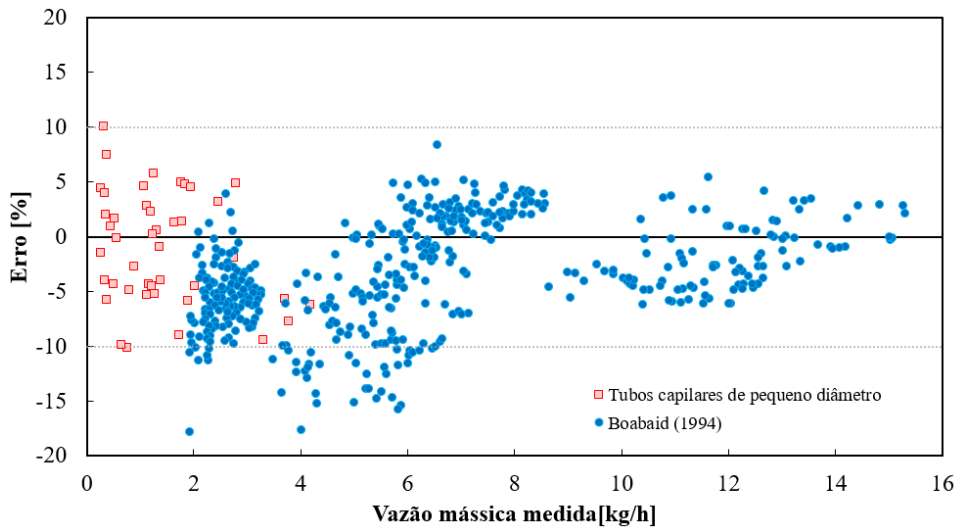


Figura 5 – Erro relativo vs. vazão mássica: modelo diferencial com fator de correção

5.1.4 Modelo algébrico

A Figura 6 compara as previsões do modelo algébrico com os dados experimentais. É evidente que o modelo algébrico também subestima a vazão mássica em capilares de pequeno diâmetro, com apenas 65% das previsões se enquadrando dentro da faixa de erro de $\pm 10\%$.

Para ajustar o modelo à faixa de pequenos diâmetros, modificou-se o parâmetro $\phi = 6$, proposto por Hermes et al. (2010) pela expressão a seguir, também a partir da base de dados experimentais disponível.

$$\phi = -3.45 \cdot D^{-0.0081} \quad (3)$$

A partir dessa modificação, o modelo algébrico foi capaz de reproduzir 95% dos dados experimentais desse trabalho e 91% dos obtidos por Boabaid (1994), com um erro máximo de $\pm 10\%$.

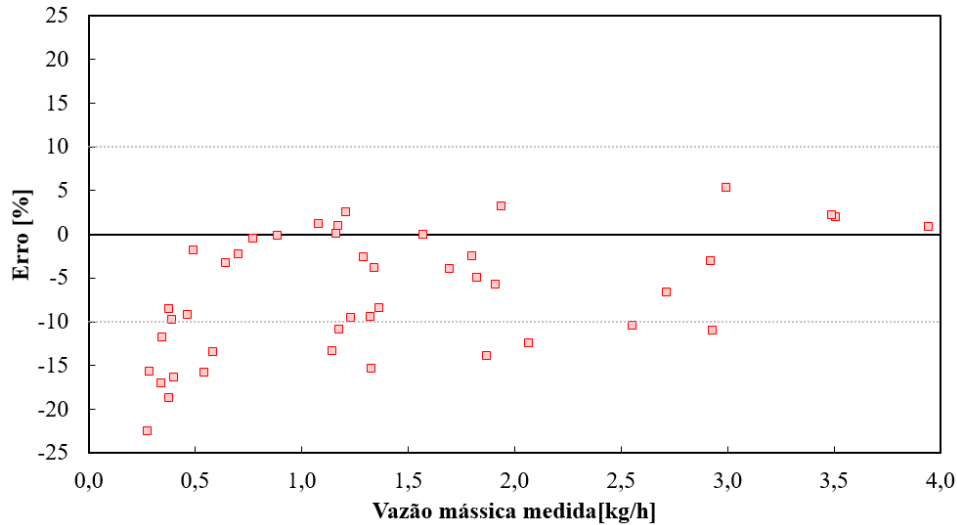


Figura 6 – Erro relativo vs. vazão mássica: modelo algébrico sem fator de correção

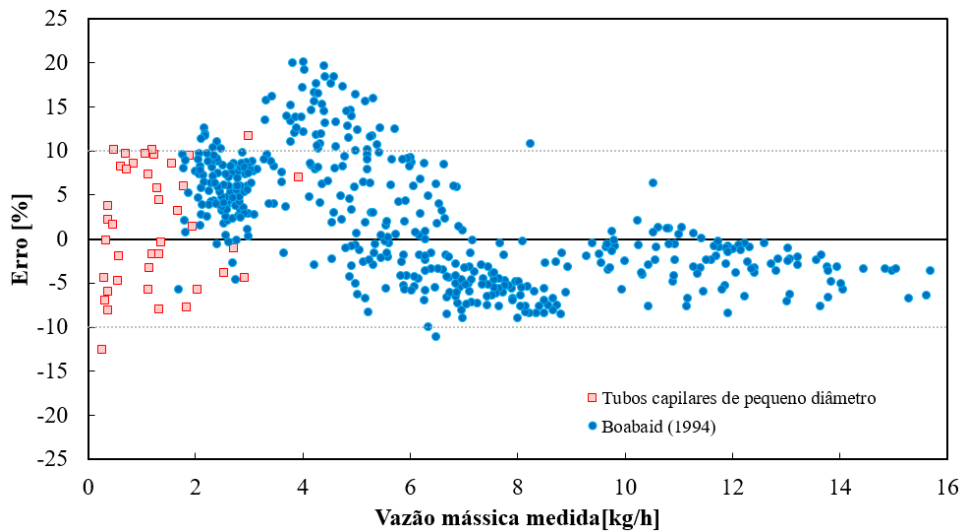


Figura 7 – Erro relativo vs. vazão mássica: modelo algébrico com fator de correção

5.1.5 Visualização

O efeito de bolhas de vapor na entrada de tubos capilares de pequeno diâmetro foi também investigado. Para tanto utilizou-se uma câmera de alta velocidade para monitorar visualmente o escoamento e um capilar de 1m de comprimento de 0,45mm de diâmetro interno. A pressão de condensação foi mantida em 19bar e o subresfriamento foi progressivamente reduzido a partir de 5°C.

Como ilustrado nas Figuras 8 e 9, minúsculas bolhas podem ser vistas já a partir de 1°C de subresfriamento, as quais induzem pequenas oscilações na vazão mássica. Bolhas um pouco maiores podem ser vistas quando o título do refrigerante atinge aproximadamente 0,7%, bolhas estas que implodem antes de atingir a entrada do tubo capilar.

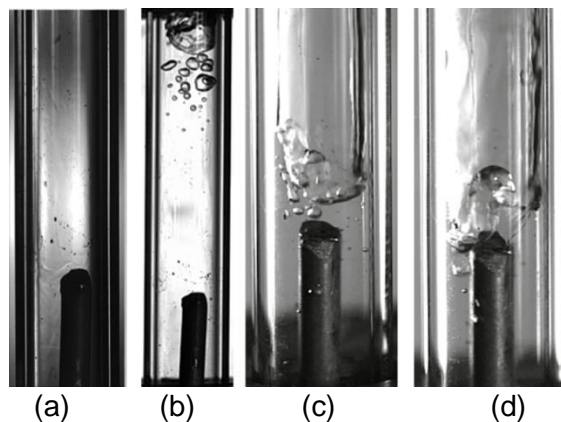


Figura 8 – Padrão de escoamento na entrada do tubo capilar (a) título = 0%, (b) 0.7%, (c) 1.3% e (d) 2.0%

Quando o título atinge 1,3%, uma membrana de líquido se forma na borda do tubo capilar, a qual é periodicamente quebrada por pequenos vórtices. Neste estágio, a queda de vazão mássica já é de aproximadamente 30%. Quando o título atinge 2,0%, o escoamento se torna anular, com escoamento predominantemente de vapor e queda de vazão mássica de 50%.

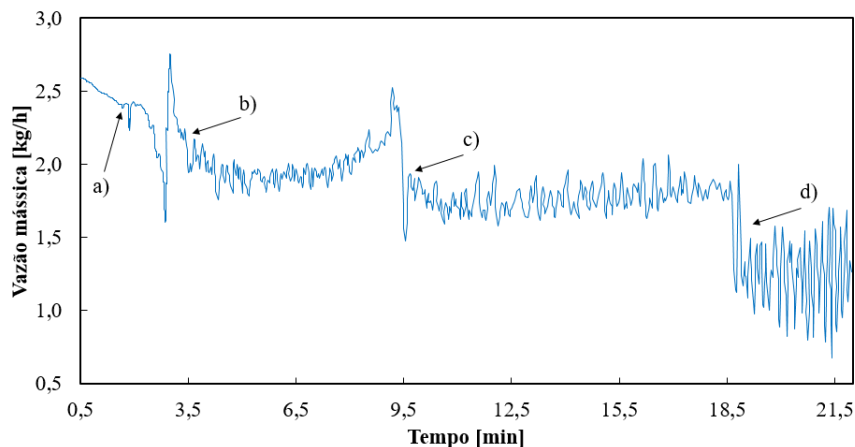


Figura 9 – Vazão mássica para diferentes condições: (a) título = 0%, (b) 0.7%, (c) 1.3% e (d) 2.0%

Os resultados mostraram que a vazão mássica cai linearmente com a queda do subresfriamento. Além disso, observou-se que a presença de pequenas bolhas na entrada do provocam um comportamento não-linear, com verdadeiros degraus de queda de vazão mássica. Verificou-se ainda, que o efeito das bolhas de fator é muito mais contundente em tubos capilares de pequeno diâmetro do que em capilares de diâmetro regular.

5.2 Tubos capilares pulsantes

5.2.1 Resultados experimentais

Os experimentos com tubos capilares pulsantes geraram vazões mássicas entre 0,48kg/h a 3,15kg/h. Os efeitos de cada variável e suas respectivas interações com a vazão mássica são ilustrados na Figura 10. Dentre os efeitos principais, o da fração de abertura (DC) foi o mais significativo. O volume interno da câmara intermediária, V , e o coeficiente de vazão, K , possuem efeitos similares, porém irrelevantes, enquanto o efeito do período, τ , é desprezível e da ordem das incertezas experimentais.

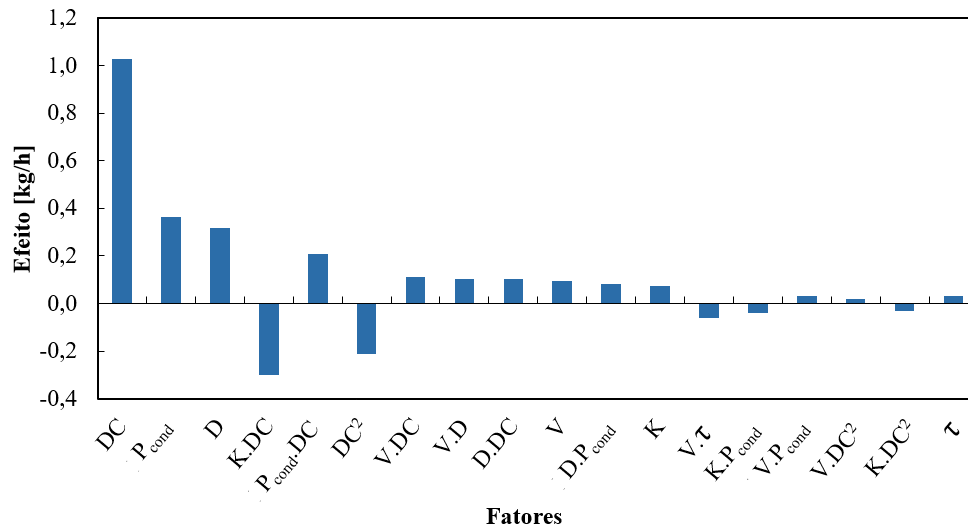


Figura 10 – Efeitos principais e combinados de tubos capilares pulsantes

Os efeitos combinados mais significativos foram o coeficiente de vazão-fração de abertura, $K.DC$, a pressão de condensação-fração de abertura, $P_{cond}.DC$, e o efeito não-linear da fração de abertura, DC^2 . O efeito combinado $K.DC$ indica que quanto maior o orifício da válvula, menor o efeito da fração de abertura sobre a vazão mássica. Observa-se que, o efeito $P_{cond}.DC$ possui magnitude similar, mas sentido oposto ao do efeito $K.DC$. O efeito quadrático da fração de abertura indica que quanto maior a fração de abertura, menor o seu efeito sobre a vazão mássica.

5.2.2 Correlação empírica

A exemplo do estudo anterior, desenvolveu-se também uma equação empírica para prever a vazão mássica através de tubos capilares pulsantes, com base nos dados experimentais

obtidos e nos parâmetros mais significativos. Os coeficientes de tal correlação são mostrados na Tabela 4.

$$\dot{m} = B1 + B2 \cdot K + B3 \cdot V + B4 \cdot D + B5 \cdot P_{cond} + B6 \cdot D + B7 \cdot DC^2 + B8 \cdot K \cdot DC + B9 \cdot V \cdot D + B10 \cdot V \cdot DC + B11 \cdot D \cdot P_{cond} + B12 \cdot D \cdot DC + B13 \cdot P_{cond} \cdot DC \quad (4)$$

Tabela 4 – Coeficientes empíricos – Tubos capilares pulsantes

B1	B2	B3	B4	B5	B6	B7
4,0957E+00	1,1166E+07	-1,6718E-01	-8,9665E+00	-2,2049E-01	-4,0783E-04	-1,3354E-04
B8	B9	B10	B11	B12	B13	B14
-1,8545E+05	3,3905E-01	2,8945E-04	4,9424E-01	4,5174E-02	8,5892E-04	-

A Figure 11 compara as previsões da Equação 4 com os dados experimentais, incluindo também alguns dados adicionais obtidos com uma terceira válvula com coeficiente de vazão intermediário. Observa-se que 74% dos dados experimentais foram reproduzidos com uma margem de erro de $\pm 20\%$, o que é aceitável, considerando-se a simplicidade da equação e a complexidade do escoamento.

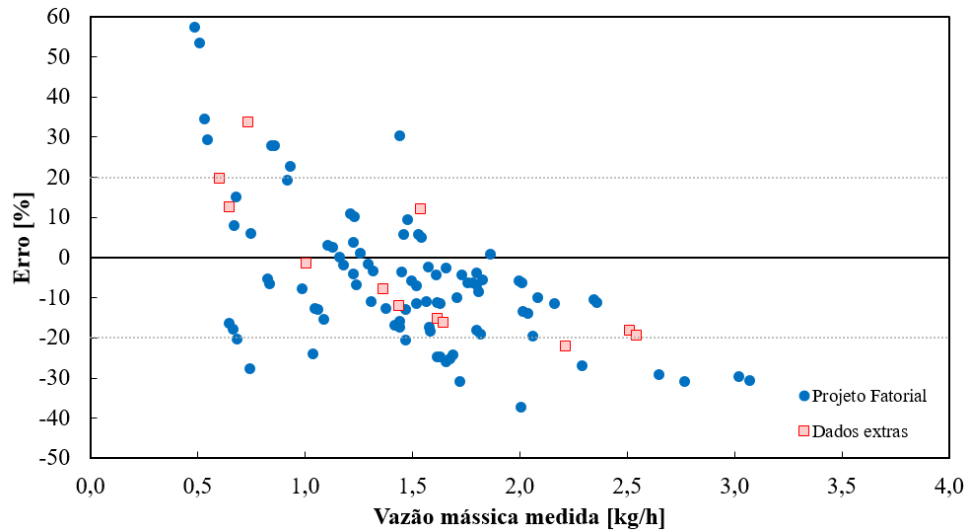


Figura 11 – Erro relativo vs. vazão mássica medida: equação empírica

5.2.3 Modelo numérico

A Figura 12 compara as previsões do modelo numérico com os dados experimentais obtidos nesse trabalho e também com os obtidos por Ronzoni et al. (2011). Nota-se que, em termos percentuais, o erro se mantém dentro da faixa de $\pm 10\%$ em altas vazões e de $\pm 30\%$ em baixas vazões. No entanto, em termos absolutos o erro se mantém dentro da faixa de $\pm 0,4\text{kg/h}$, em toda a faixa de vazão. Algumas tentativas foram realizadas para ajustar o modelo numérico à faixa de menores diâmetro, todas sem sucesso.

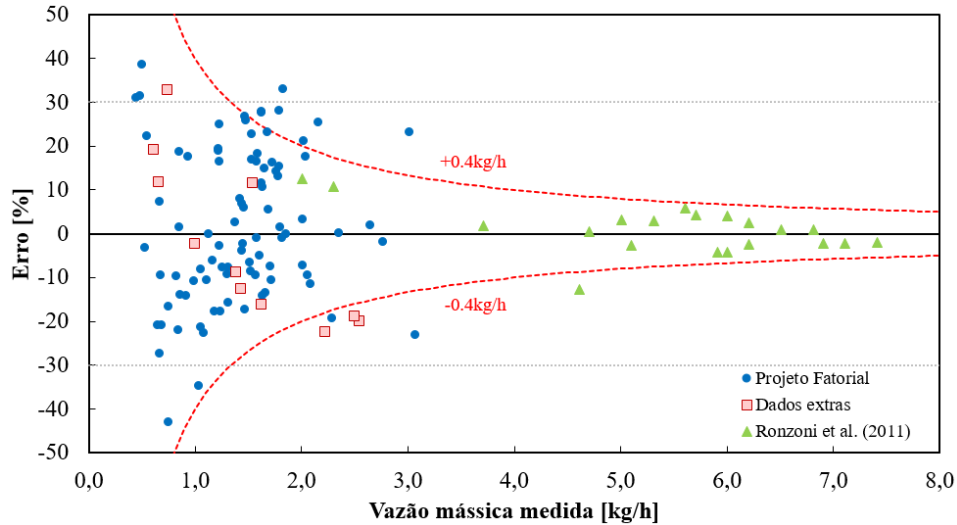


Figura 12 – Erro relativo vs. vazão mássica medida: modelo numérico

5.2.4 Visualização

Uma câmara intermediária de vidro foi construída e utilizada para monitorar visualmente o escoamento de refrigerante. Todos os experimentos foram conduzidos com um tubo capilar de 0,448 mm de diâmetro interno, com uma temperatura de condensação de 35°C e com uma válvula com coeficiente de vazão de 7,96E-8. A Figura 13a mostra os resultados obtidos com um volume intermediário de 1ml, período de 1s e fração de abertura de 10%. Nota-se que, nessas condições o nível de líquido se mantém ora próximo, ora abaixo da borda do tubo capilar, com uma vazão mássica média da ordem de 0,9 kg/h. A Figura 13b mostra o regime de escoamento sob as mesmas condições de operação, porém com uma fração de abertura de 50%. Nesse caso, observa-se que a vazão mássica atinge valores da ordem de 1,2 kg/h, com a existência de uma membrana oscilatória no interior da câmara intermediária. A Figura 13c foi obtida com uma fração de abertura de 90%, mostrando que, sob essas condições, a câmara é quase que totalmente preenchida com líquido. Pode-se, portanto, concluir que o padrão de escoamento na entrada do capilar é fortemente afetado pela fração de abertura, com consequentes efeitos sobre a vazão mássica de refrigerante. Os estudos de visualizam corroboram assim os resultados experimentais obtidos.

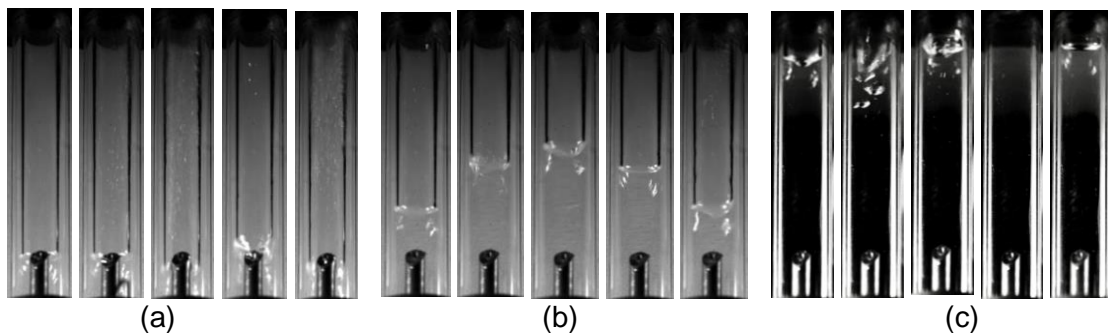


Figure 13: Padrão de escoamento na câmara intermediária: (a) DC=10%, (b) DC=50% and (c) DC=90%

6. CONCLUSÕES

O objetivo deste estudo foi investigar o escoamento de HFC-134a através de dois tipos distintos de dispositivos de expansão, específicos para mesossistemas de refrigeração. Todos os ensaios foram planejados de acordo com a Técnica de Experimentos Fatoriais, com o intuito de reduzir o número de testes sem perder a qualidade dos resultados. Trinta e seis experimentos foram realizados com tubos capilares adiabáticos de pequeno diâmetro, obtendo-se vazões mássicas entre 0,29kg/h a 3,95kg/h. A base de dados experimentais obtida mostrou que o diâmetro interno é a variável que mais afeta o escoamento através do capilar, mais ainda do que em tubos capilares de diâmetro regular. O comprimento do tubo capilar e a pressão de condensação têm efeitos significativos na vazão mássica, porém de menor magnitude quando comparados com o diâmetro interno do tubo capilar. Em contrapartida, o sub-resfriamento possui efeitos insignificantes na vazão mássica. Uma equação empírica foi desenvolvida, a qual previu a maioria dos dados experimentais com uma margem de erro de $\pm 10\%$. Embora a correlação proposta seja de fácil implementação e exija poucos recursos computacionais, seu uso se restringe à faixa empregada no experimento fatorial. Modelos de natureza algébrica e diferencial foram também desenvolvidos, os quais, após alguns ajustes, reproduziram adequadamente bem a vazão mássica de refrigerante. Estudos de visualização foram também realizados, quando se percebeu que capilares de pequeno diâmetro são extremamente sensíveis a presença de bolhas de vapor no escoamento.

Noventa e seis experimentos foram também realizados com tubos capilares pulsantes, obtendo-se vazões mássicas entre 0,48kg/h a 3,15kg/h. Observou-se que a fração de abertura é o parâmetro que mais afeta a vazão mássica e que o efeito do período e do coeficiente de vazão são irrelevantes. Mostrou-se também que a física do escoamento, nesse tipo particular de dispositivo de expansão, não foi completamente capturada, tanto pelo modelo numérico como pelo modelo empírico. Os estudos de visualização revelaram a complexidade por trás desse escoamento e o efeito marcante da fração de abertura.

REFERÊNCIAS

- Bar-Cohen, A., 2013, Completing the Inward Migration – The Transformative Nature of Embedded Colling. ASME 2013 Summer Heat Transfer Conference, Proceedings of the HT2013, Minneapolis, MN. Keynote Lecture.
- Barbosa Jr, J. R., Ribeiro, G. B., De Oliveira, P. A., 2012, A State-of-the-art Review of Compact Vapor Compression Refrigeration Systems and Their Applications, Heat Transfer Engineering, v. 33, n. 4-5, p. 356-374.
- Bittle, R. R., Weis R. S., New insights into two-phase viscosity models used in capillary tube flow models. Private communication, 2002.
- Boabaid Neto, C. B., 1994, Análise do desempenho de tubos capilares adiabáticos, Dissertação de Mestrado, Universidade Federal de Santa Catarina, Florianópolis, SC, Brasil.
- Box, G. E. P., Hunter, W. G., Hunter, J. S., 1978, Statistics for experimenters. An introduction to design, data analysis, and model building, John Wiley & Sons, New York, NY, USA.
- Carnahan, B., Luther, H. A., Wilkes, J. O., 1969, Applied numerical methods, John Wiley & Sons, New York, USA.

- Chu, R. C., Simons, R. E., Ellsworth, M. J., Schmidt, R. R., Cozzolino, V., 2004, Review of Cooling Technologies for Computer Products, IEEE Transactions on Device and Materials Reliability, v. 4, n. 4, p. 568-585.
- Churchill S. W., 1977, Friction factor equation spans all fluid flow regimes, 12th International Congress of Refrigeration, Madrid, Spain, pp. 1069-1077.
- Gonçalves, J. M., 1994, Análise experimental do escoamento de fluidos refrigerantes em tubos capilares, Dissertação de Mestrado, Universidade Federal de Santa Catarina, Florianópolis, SC, Brasil.
- Gosney, W. B., 1982, Principles of Refrigeration, Cambridge University Press.
- Hermes, C. J. L., Melo, C., Gonçalves, J. M., 2008, Modeling of non-adiabatic capillary tube flows: A simplified approach and comprehensive experimental validation, International Journal of Refrigeration, Volume 31, Issue 8, Pages 1358-1367.
- Hermes, C. J. L., Melo, C., Knabben, F. T., 2010, Algebraic solution of capillary tube flows. Part I: Adiabatic capillary tubes”, Applied Thermal Engineering, Vol. 30, pp. 449-457.
- Jeong, S. A., 2004, quel point estil difficile de réaliser un réfrigérateur miniaturisé, International Journal of Refrigeration, v. 27, n. 3, p. 309-313.
- Melo, C., Ferreira, R.T.S., Pereira, R. H., 1992, Modeling Adiabatic Capillary Tubes: A Critical Analysis. Proc. of the International Refrigeration and Air Conditioning Conference at Purdue. pp. 113-122.
- Nakayama, W., Suzuki, O., Hara, Y., 2009, Thermal Management of Electronic and Elctrical Devices in Automobile Envinroment, IEEE Vehicle Power and Propulsion Conference, Dearborn, MI, p. 601-608.
- Oliveira, P. A., 2016, Development of a Two-Phase Jet Heat Sink Integrated With a Compact Refrigeration System for Electronics Cooling, Master Thesis, Federal University of Santa Catarina, Florianópolis, SC, Brazil.
- Ronzoni, A. F., Hermes, C. J. L., Melo, C., 2011, A study of PWM-induced flows through serial expansion valve / capillary tube arrangements. Graduation Degree. Federal University of Santa Catarina, Florianópolis, SC, Brazil.

AGRADECIMENTOS

Este estudo contou com o apoio do Programa EMBRAPII (POLO/UFSC Unidade EMBRAPII – Laboratórios de Pesquisa em Refrigeração e Termofísica). Os autores agradecem a Embraco S.A. pelo financiamento e suporte técnico.