

Efeito das dimensões do tubo capilar como elemento de expansão num sistema de refrigeração doméstico

Juan Gabriel Paz Alegrias, jgpaz@mecanica.ufu.br¹
Enio Pedone Bandarra Filho, bandarra@mecanica.ufu.br¹
Oscar Saul Hernandez Mendonça, oscarhm@mecanica.ufu.br¹

¹ Universidade Federal de Uberlândia, Av. João Naves de Ávila, 2121 – Bloco 1M, UBERLÂNDIA – MG

Resumo: *A necessidade de reduzir o consumo de energia nos sistemas de refrigeração e condicionamento de ar é uma das prioridades da indústria da refrigeração. Isto tem incentivado o desenvolvimento de sistemas frigoríficos mais eficientes e que ofereçam um melhor desempenho. Portanto, com o monitoramento e controle das condições de operação de um sistema de refrigeração por compressão de vapor de pequeno porte para resfriamento de líquido, que opera com compressor de velocidade variável, tubo capilar como elemento de expansão e utiliza R134a como fluido refrigerante, o presente trabalho tem por objetivo avaliar o comportamento desse sistema e apresentar uma análise da influência da mudança das dimensões do tubo capilar sob o ponto de vista do desempenho e a diminuição do consumo energético. Os resultados obtidos, produto da análise de superfícies de resposta, mostram como uma ótima combinação de critérios, relacionados com a ótima projeção das dimensões do elemento de expansão, proporcionam um melhor rendimento do sistema.*

Palavras-chave: *Refrigeração, Tubos capilares, R-134a, Compressor de velocidade variável.*

1. INTRODUÇÃO

Um sistema de refrigeração doméstico é constituído principalmente por quatro componentes: um compressor, um dispositivo de expansão e dois trocadores de calor (um condensador e um evaporador). O efeito frigorífico é produzido quando o fluido refrigerante é submetido a um ciclo termodinâmico: o fluido refrigerante com baixa pressão é comprimido no compressor em estado de vapor superaquecido, posteriormente com uma pressão maior circula através do condensador onde a energia ganha no processo de compressão e evaporação é rejeitada para o ambiente ou outro fluido secundário. No condensador, o fluido refrigerante que inicialmente estava em forma de vapor muda para um estado de líquido subresfriado e vai para o dispositivo de expansão onde acontece uma queda de pressão e o fluido refrigerante tem sua temperatura diminuída. Ao sair do tubo capilar, o fluido de trabalho segue para evaporador onde absorve calor do ambiente, retornando novamente para o compressor, iniciando novamente o ciclo.

Para retirar o calor do meio que vai ser resfriado, na maioria dos casos, o trabalho feito pelo compressor é muito maior do que a energia calorífica retirada nesse meio. Por isto, se faz necessário a alteração dos componentes do sistema para aumentar e melhorar seu desempenho e, conseqüentemente, diminuir o consumo de energia elétrica neste processo. A avaliação dos sistemas de refrigeração requer do analise dos seus parâmetros para determinar as melhores condições de operação e propor estratégias para otimizar o desempenho. Nem sempre, uma configuração dos componentes do sistema de refrigeração que oferece boas condições de operação é a melhor alternativa para obter excelente desempenho.

Baseado neste contexto, este trabalho estuda um sistema de refrigeração por compressão de vapor de pequeno porte que utiliza refrigerante R134a como fluido de trabalho. O método adotado para avaliar as melhores condições de operação do sistema está na análise do coeficiente de desempenho COP.

2. BANCADA EXPERIMENTAL

O sistema de refrigeração construído para o ensaio é composto por um compressor de velocidade variável, tubos capilares de cobre e trocadores de calor em configuração anular, tipo tubo em tubo. Água é utilizada como fluido secundário para transferir o calor nos trocadores de calor e sua temperatura é controlada por um banho termostático e mantida em 29°C no condensador e 13°C no evaporador.

Para medir as grandezas físicas, a bancada experimental foi instrumentada com sensores de temperatura PT100 e termopares, transmissores eletrônicos de pressão manométrica, transmissores eletrônicos de pressão diferencial, placas eletrônicas para acondicionamento de sinais e uma placa de aquisição de dados. A Fig. (1) mostra os equipamentos e

distribuição de sensores na bancada experimental, onde T está relaciona o sensor de temperatura e P o sensor de pressão.

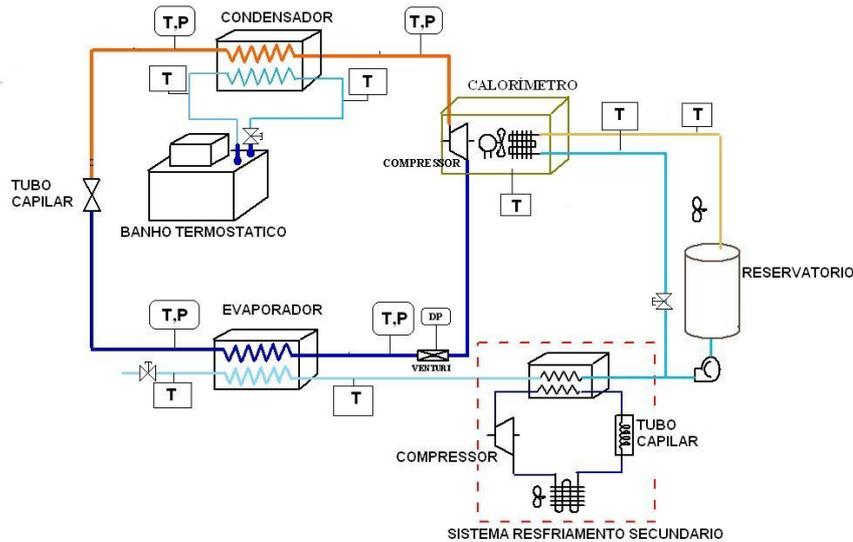


Figura 1: Vista geral da bancada experimental.

O ciclo de refrigeração por compressão de vapor nesta bancada é um ciclo fechado, no qual as condições termodinâmicas em cada elemento do circuito são independentes das condições externas. Os resultados obtidos foram produto da mudança das dimensões dos tubos capilares usados no processo de expansão. As grandezas físicas medidas em cada um dos pontos são utilizadas para o cálculo das propriedades termodinâmicas e dos parâmetros que descrevem o comportamento e a resposta do sistema. Assim, o coeficiente de desempenho do sistema é definido como a relação entre a capacidade frigorífica e o trabalho necessário para obter esse efeito. A Eq. (1) representa esta relação.

$$COP = \frac{\text{Capacidade frigorífica}}{\text{Trabalho necessário}} = \frac{\dot{Q}_{ev}}{\dot{W}} \quad (1)$$

Onde: A capacidade frigorífica (\dot{Q}_{ev}) é calculada por um balanço de energia num volume de controle aplicado ao evaporador. As taxas de transferência de calor são calculadas com valores medidos pelos sensores instalados.

3. TUBOS CAPILARES EM REFRIGERAÇÃO.

O tubo capilar é o elemento de expansão e regulação de fluxo refrigerante mais simples utilizado em sistemas de refrigeração. É basicamente um tubo de diâmetro interno pequeno, geralmente de 0,5 a 2,0 mm, e comprimento fixo.

A função deste elemento junto com o compressor é de restringir e controlar a vazão de fluido refrigerante. Devido às suas dimensões, o tubo capilar provoca uma diferença de pressão entre o condensador e o evaporador, que leva para uma alta perda de pressão, fazendo com que a pressão no escoamento atinja valores menores que a condição de saturação, provocando a vaporização do refrigerante.

Para uma extensão e diâmetro de tubos, a resistência ao fluxo oferecida pelo tubo é fixa, de modo que o fluxo líquido pelo tubo capilar em qualquer instante é proporcional à diferença de pressão entre as extremidades (condensador e evaporador).

O compressor e o tubo capilar atingem uma condição de equilíbrio na qual as pressões de aspiração e descarga são tais que o compressor comprime exatamente a quantidade de refrigerante com que o dispositivo de expansão alimenta o evaporador. Quando o sistema é desligado o tubo capilar faz com que as pressões de alta e baixa se equilibram. Com isso, no reinício de operação, o motor elétrico do compressor necessita de um torque inicial menor, sendo portanto um motor de menor porte.

A escolha do capilar como dispositivo de expansão se deve ao baixo custo e ao fato de permitir uma equalização de pressões quando o sistema não está operando. A simplicidade e a necessidade de uma carga de refrigerante bem determinada fazem com que a aplicação dos tubos capilares ocorra, principalmente, em sistemas de pequeno porte com compressores herméticos.

Por ter suas dimensões fixas, o tubo capilar tem como desvantagem a dificuldade em se ajustar as variações de carga térmica e a possibilidade de obstrução por elementos estranhos.

A influência deste dispositivo sobre a vazão mássica de refrigerante e, conseqüentemente, sobre o comportamento do sistema de refrigeração é significativo. Para uma determinada pressão de condensação, o sistema estabelece uma pressão de sucção, de forma que o fluxo de massa deslocado pelo compressor seja igual ao fornecido pelo tubo capilar.

A vazão no capilar depende diretamente da diferença de pressão entre a entrada e saída do tubo, o estado do refrigerante na entrada do capilar, as propriedades do refrigerante e a geometria do tubo capilar. Assim, de acordo com

estes fatores, existe um único conjunto de parâmetros operacionais para os quais a eficiência do ciclo é máxima. Segundo Dossat (1991), um sistema que utiliza um tubo capilar operará com eficiência máxima em apenas um conjunto de condições operacionais.

Nos últimos anos, muitos trabalhos sobre tubos capilares adiabáticos têm sido realizados. Tanto simulações numéricas como correlações experimentais tem sido utilizadas para analisar e projetar as dimensões dos tubos capilares.

Bansal e Rupasingue (1997) desenvolveram um modelo de escoamento bifásico homogêneo, desenhado para o estudo de tubos capilares adiabáticos em sistemas de refrigeração por compressão de vapor para uso doméstico. O modelo é baseado em equações fundamentais de conservação de massa, energia e momento, desenvolvidas simultaneamente através de iterações na regra de Simpson. Este modelo inclui o efeito de vários parâmetros como comprimento, diâmetro interno, rugosidade relativa, grau de subresfriamento e vazão mássica. Os resultados do modelo são mostrados na Fig. (2).

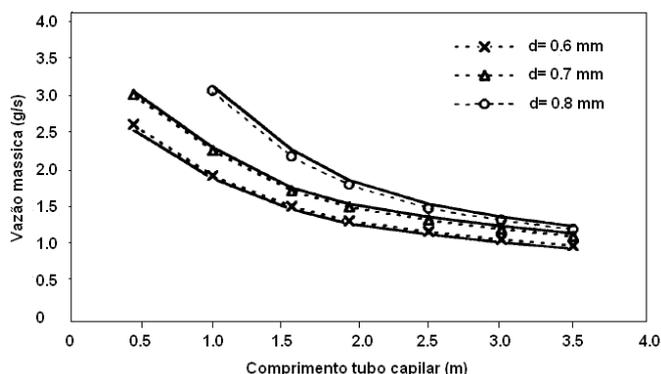


Figura 2 – Resultados do modelo Bansal e Rupasingue (1997).

A projeção das dimensões do tubo capilar para determinar a vazão mássica de refrigerante num sistema de refrigeração e apresentado por Jung et al. (1999). Baseados no modelo de Stoecker (1985), eles modelaram o escoamento através do tubo capilar como uma função do comprimento e o diâmetro interno do tubo capilar, porém, considerando vários efeitos devido ao grau de subresfriamento, fator de viscosidade, fator de atrito, área de contração e misturas. As equações resultantes do modelo foram comparadas com o modelo da ASHRAE (1994) e posteriormente foram validadas com resultados experimentais para R12, R134a, R22 e R407C. Finalmente, um modelo de regressão linear foi desenvolvido para determinar a dependência da vazão mássica de refrigerante com as dimensões do tubo capilar, temperatura de condensação e a temperatura ou grau de subresfriamento.

Segundo Wei et al (2001), o comprimento do tubo capilar depende geralmente do tamanho do sistema de refrigeração. Para sistemas de pequeno porte, geralmente são utilizados comprimentos na faixa dos 0.4 a 2.5 m e são ajustados ao espaço disponível.

A influência da geometria do capilar sobre a vazão mássica de refrigerante R407C foi estudada no trabalho de Wei et al (2001), que compararam a vazão mássica ao utilizar tubo capilar espiralado e tubo reto. Os referidos autores encontraram que a vazão mássica de refrigerante decresce com a diminuição do diâmetro de enrolamento do tubo, mas a relação de vazão mássica espiralado/reto, não mostrou mudanças significativas ao variar o grau de subresfriamento ou a pressão de condensação na entrada do tubo.

Choi et al (2003) desenvolveram uma correlação para a vazão mássica de refrigerante através do tubo capilar, implementando parâmetros adimensionais baseados em resultados experimentais para R22, R290 e R407C. Estes parâmetros foram derivados do Teorema Pi-Buckingham, considerando o efeito das condições de entrada no tubo capilar, a geometria deste e as propriedades do refrigerante sobre a vazão mássica. Além disso, este modelo foi comparado com resultados experimentais obtidos para R12, R134a, R152a, R410A e R600a, mostrados na Fig. (3).

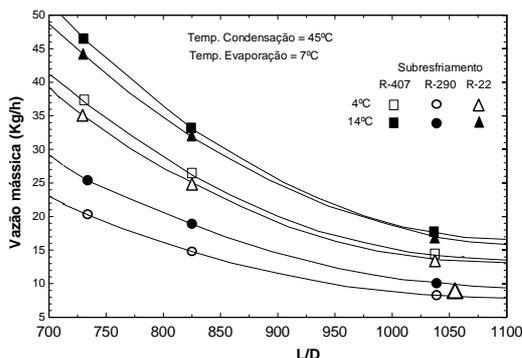


Figura 3 – Resultados do modelo de Choi et al (2003).

Chunlu e Gouliang (2003) avaliaram soluções analíticas para análise teórico do desempenho de tubos capilares. No seu trabalho desenvolveram dos tipos de soluções analíticas aproximadas: uma função explícita do comprimento do tubo capilar e outra uma função explícita da vazão mássica de refrigerante. Nessas soluções, condições de fluxo bloqueado foram levadas em consideração.

Baseados em resultados experimentais de outros pesquisadores, Yang e Wang (2007), utilizando aproximações analíticas; desenvolveram uma correlação para definir o escoamento de refrigerante através de tubos capilares. No seu trabalho é utilizado o modelo de equilíbrio homogêneo para fluido bifásico ou mistura bifásica saturada na entrada do tubo capilar. Os resultados de Yang e Wang são mostrados na Fig. (4).

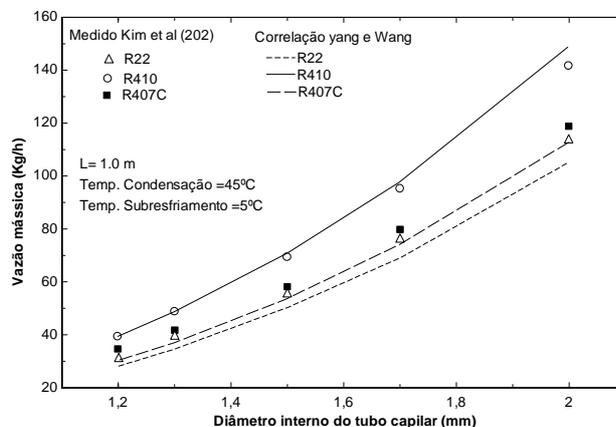


Figura 4 – Resultados do modelo de Li e Wen (2007).

3.1 Projeção das dimensões do tubo capilar

O projetista de um sistema de refrigeração, que utiliza capilar como dispositivo de expansão, deve escolher o diâmetro e o comprimento do tubo de modo que o ponto de equilíbrio corresponda à temperatura de evaporação desejada. Porém, a determinação dos parâmetros é, na maioria dos casos, obtida por tentativas.

Uma consideração muito importante, é que o processo dentro do capilar tem comportamento adiabático e sem variações de massa de fluido refrigerante no interior do mesmo. Portanto, a entalpia de entrada no tubo será considerada igual que a de saída dele. Todo dispositivo de expansão deve obedecer à Eq. 2.

$$h_4 = h_3 \quad (2)$$

Onde h_3 é a entalpia na saída do condensador e h_4 a entalpia na entrada do evaporador.

3.1.1 Determinação do comprimento e o diâmetro interno do capilar

Muitos autores na literatura determinaram modelos matemáticos e computacionais para simulação do escoamento através de tubos capilares. Entre algumas das considerações desta modelagem eles estimam: perda de carga distribuída, perdas de carga localizadas, escoamento crítico, coeficiente de transferência de calor e temperatura de parede do tubo capilar, cálculo da fração de vazio, cálculo de propriedades termodinâmicas e de transporte.

É muito complicado estimar as dimensões do tubo capilar que vai ser utilizado, a grande maioria dos autores estabelecem modelos matemáticos complexos que fazem difícil a estimação destes parâmetros. Eles determinam interações entre o comportamento do capilar e outros fatores como: taxa de erro, fator de atrito, misturas com óleo, efeito espiral e rugosidade, entre outros.

Na procura de uma resposta ou método para solucionar o problema, foi analisado o trabalho de Jung et al. (1999). Eles modelaram o escoamento de refrigerante dentro do tubo capilar, baseados no modelo de Stoecker (1982). Definiram equações de correlação simples e fizeram um análise de regressão para determinar a dependência da vazão mássica com respeito ao comprimento e diâmetro interno do tubo capilar. A Eq. 3 representa a correlação da vazão de Jung et al. (1999).

$$\dot{m} = C_1 D^{C_2} L^{C_3} T^{C_4} 10^{C_5 \times t_{sb}} \quad (3)$$

Onde: $C_1=0,123237$, $C_2=2,498028$, $C_3=-0,41259$, $C_4=0,840660$ e $C_5=0,018751$, são coeficientes de correlação, D e L são o diâmetro interno e comprimento do capilar respectivamente e t_{sb} o grau de subresfriamento.

Aplicando a equação anterior e de acordo com as condições ótimas de operação do compressor, fornecidas pelo fabricante, foi feita uma simulação computacional do modelo de Jung. Este procedimento permitiu determinar o comprimento e o diâmetro interno do tubo capilar que pode se utilizado neste trabalho.

O resultado da simulação é mostrado na Fig. (5) a seguir.

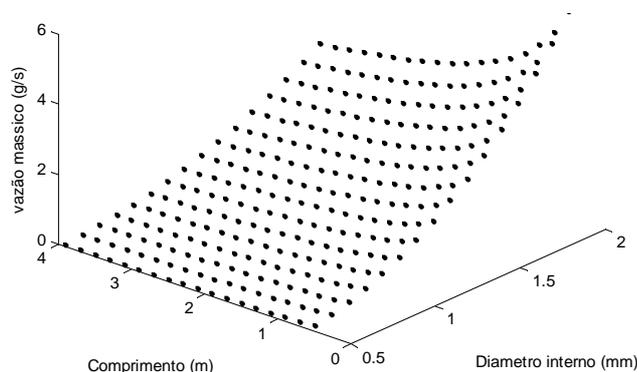


Figura 5 – Projeção das dimensões do tubo capilar segundo simulação do modelo de Jung et al (1999).

Por tanto, com os resultados obtidos na simulação e para uma vazão mássica na faixa de 0,6 a 1,78 g/s, pode-se utilizar tubos capilares com comprimentos na faixa de 1 a 3 m e diâmetro interno na faixa de 0,5 a 1,5 mm.

Tubos capilares com as características estimadas e que são comercialmente distribuídos foram adotados para a realização dos experimentos.

4. RESULTADOS EXPERIMENTAIS

Uma vez estabelecidas as dimensões do tubo capilar, analisam-se os efeitos sobre o sistema de refrigeração e como pode afetar o melhorar a operação e o rendimento deste.

4.1 Efeito da variação do diâmetro interno do tubo capilar.

Nos resultados obtidos ao utilizar tubos capilares de cobre com comprimento fixo (3 m) mudando o diâmetro interno (0,7478, 1,0668 e 1,27 mm.), é possível observar que os parâmetros do sistema apresentaram mudanças representativas. O aumento do diâmetro interno do capilar provoca um aumento da pressão de evaporação no sistema, pois reduz a restrição ao escoamento, o que aumenta a quantidade de fluido refrigerante que entra no evaporador (evaporador inundado) e, conseqüentemente, eleva as pressões de evaporação.

O grau de superaquecimento (T_{sp}), diminui ao aumentar o diâmetro interno do tubo capilar. Isto é explicado pelo fato que ao aumentar o diâmetro do tubo há uma diminuição da diferença de pressão no capilar que produz aumento da temperatura de evaporação e em parte uma diminuição da temperatura na saída do evaporador; porem, a diferença entre a temperatura medida na saída do evaporador, diminui ($T_{sp} = T_{saida_{ev}} - T_{evaporacao}$).

O aumento do diâmetro do tubo capilar tem como conseqüência o aumento da potencia (W) consumida pelo compressor, isto principalmente devido à elevação da vazão mássica de refrigerante. Para as dimensões do tubo capilar utilizado neste ensaio, há um aumento no consumo de potencia. A capacidade frigorífica do evaporador tem um aumento de quase 65% quando é aumentado de 0,7478 mm para 1,27 mm o diâmetro interno do tubo capilar.

A capacidade frigorífica aumenta ao aumentar o diâmetro do tubo capilar. Este aumento pode ser associado com o aumento da vazão mássica de refrigerante no sistema.

A evolução do Coeficiente de desempenho (COP), representada na Fig. (6), mostra que ao aumentar o diâmetro do tubo capilar também se produz um aumento do COP, isto pode ser explicado pelo fato de que ao aumentar a área de escoamento no tubo capilar a capacidade frigorífica (\dot{Q}_{ev}) aumentou, mas o consumo de potencia aumento em menor proporção.

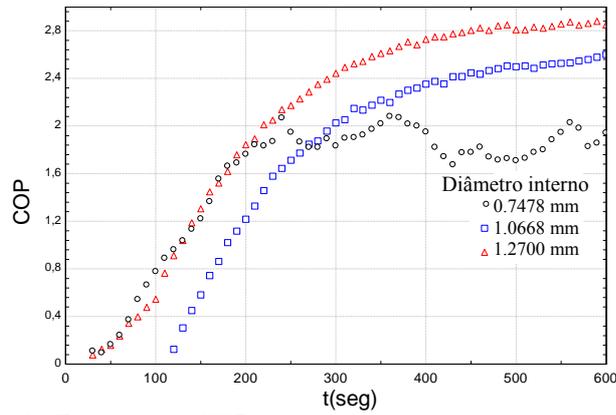


Figura 6 - Evolução do COP com mudança do diâmetro interno.

4.2 Efeito do aumento do comprimento no tubo capilar

O efeito do aumento do comprimento do tubo capilar sobre a resposta do sistema é descrito a seguir. Foram utilizados três tubos capilares do mesmo diâmetro (1,27 mm) e diferente comprimento (2,0, 2,5 e 3,0 m.).

Nos resultados obtidos foi observado, que ao aumentar o comprimento do tubo capilar, houve uma diminuição da pressão de evaporação. O aumento do comprimento na região de escoamento no tubo capilar produz uma diminuição da pressão de evaporação. Este efeito é observado nas temperaturas de evaporação (T_{ev}) e condensação (T_{cd}) nos trocadores de calor. Observa-se que há uma queda de temperatura quase 20°C ao mudar o comprimento do tubo de 2,0 m para o tubo 3,0 m.

O aumento no comprimento do tubo levou, posteriormente, a um aumento do grau de superaquecimento. Isto é explicado pelo fato que, ao aumentar o comprimento do tubo capilar diminui a temperatura de evaporação; ao diminuir esta temperatura, aumenta o grau de superaquecimento.

A potência consumida pelo compressor diminui ao aumentar o comprimento da região de escoamento dentro do tubo capilar. Isto, devido a que houve uma diminuição da vazão mássica de refrigerante.

A figura (7) mostra que o aumento do comprimento do tubo capilar utilizado no processo de expansão produz uma diminuição do COP no sistema de refrigeração. A razão disso é devido a que ao aumentar a região de escoamento dentro do capilar acontece uma diminuição da capacidade frigorífica no evaporador.

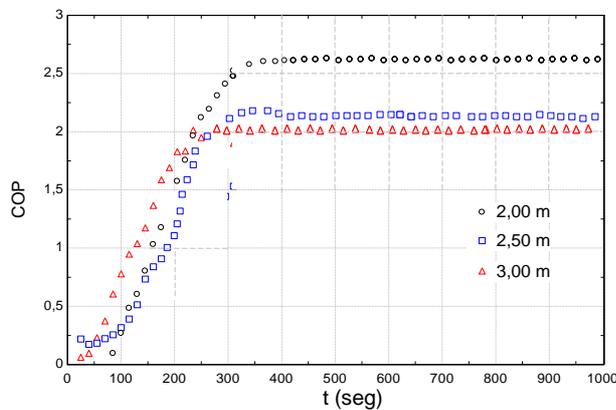


Figura 7 - COP com mudança do comprimento do tubo capilar.

A diminuição na capacidade frigorífica do evaporador está associada com a diminuição da vazão mássica de refrigerante neste quando é aumentado o comprimento do tubo capilar. Analisando o resultado, na Fig. (8), foi observado que ao aumentar o comprimento da região de escoamento no capilar o sistema diminui quase na metade da vazão mássica apresentada com outro tubo capilar mais curto. Assim, pode-se dizer, que neste ensaio, o aumento de 25% do comprimento, produziu uma diminuição em quase 50% da vazão mássica.

A queda na vazão mássica no sistema quando foi trocado do tubo é devido ao aumento ΔP causado pelo tubo capilar.

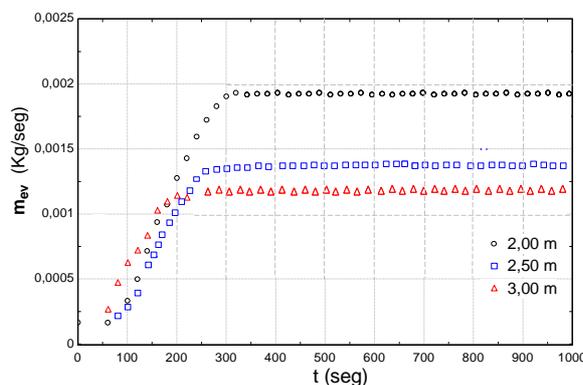


Figura 8 - Vazão mássica de R134a com mudança do comprimento do tubo capilar.

4.3 Efeito conjunto das dimensões do tubo capilar

Como observado anteriormente, o sistema de refrigeração estudado é sensível às mudanças dos parâmetros que interagem nele. O aumento do comprimento do tubo capilar utilizado no processo de expansão tem como resultado um aumento do grau de superaquecimento e uma diminuição no consumo da potência elétrica, na vazão mássica de refrigerante, na capacidade frigorífica e no COP.

No caso da variação do diâmetro interno do tubo capilar, observa-se que; ao aumentar este parâmetro, o sistema apresenta uma diminuição no grau de superaquecimento e aumento no consumo da potencia elétrica, na vazão mássica de refrigerante, na capacidade frigorífica e no COP.

Assim, analisando separadamente o efeito de cada um dos parâmetros no sistema, é possível descrever a resposta e o comportamento de um sistema de refrigeração ao fazer mudanças dos parâmetros, mas não se pode dizer qual das mudanças realizadas é a melhor alternativa para obter o melhor desempenho do sistema e nem para fazê-lo funcionar nas melhores condições de operação.

Portanto, foram realizados testes para analisar o efeito conjunto diâmetro interno-comprimento sobre alguns dos parâmetros que descrevem o sistema e poder assim estabelecer o comportamento real do sistema ao fazer variações nos seus componentes.

A figura (9) mostra a vazão mássica de refrigerante no sistema quando se faz mudanças nas dimensões do tubo capilar. Nota-se que o efeito conjunto dos dois parâmetros atinge o máximo quando o sistema opera com o menor comprimento e o maior diâmetro do tubo testado.

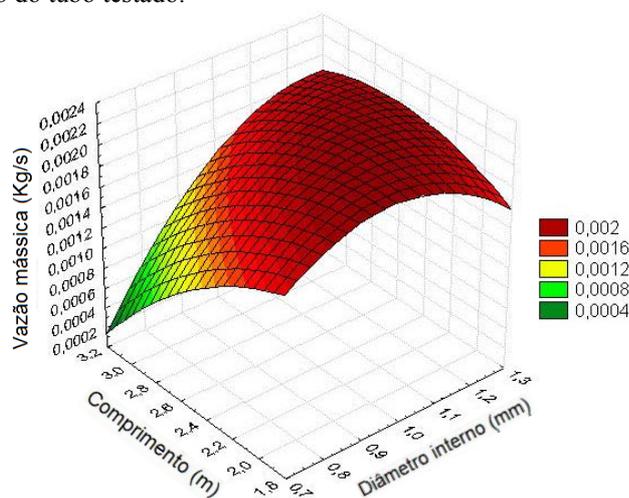


Figura 9. Efeito conjunto diâmetro - comprimento sobre a vazão mássica.

Pode-se observa, na Fig. (10), que o sistema apresentou a maior capacidade frigorífica quando foi utilizado o tubo capilar de diâmetro interno de 1,27 mm e comprimento mais curto ensaiado. Isto concorda com os resultados para a vazão mássica, que mostra a mesma tendência.

Ao aumentar a vazão mássica de refrigerante através dos capilares conseguiu-se aumentar a capacidade frigorífica. O efeito conjunto do diâmetro interno e o comprimento do tubo capilar sobre a potência consumida pelo compressor é mostrado na Fig. (11). O maior consumo de potência elétrica acontece quando o sistema é operado com o maior diâmetro interno (1,27 mm) ensaiado. Pode-se observar que o comprimento do capilar não apresenta a mesma influência sobre o comportamento do sistema.

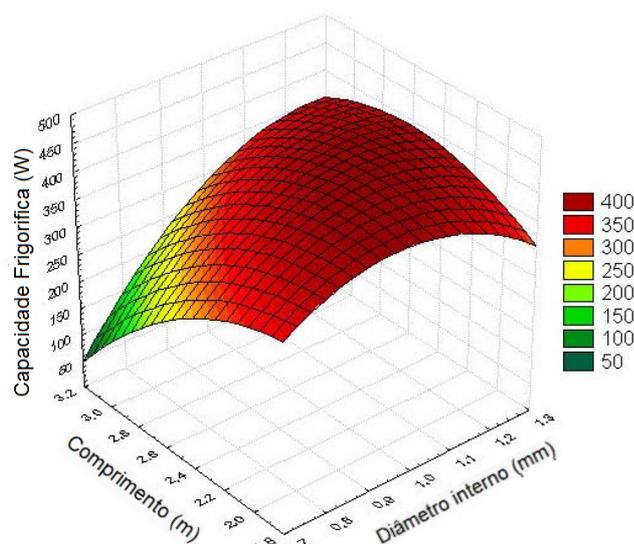


Figura 10. Efeito conjunto diâmetro - comprimento sobre a capacidade frigorífica.

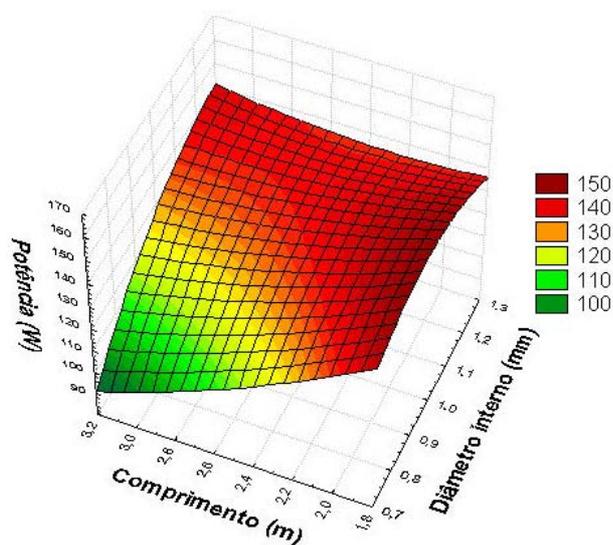


Figura 11. Efeito conjunto diâmetro - comprimento sobre a vazão mássica.

O desempenho do sistema visando o COP é apresentado na Fig. (12). É interessante observar que o efeito conjunto do diâmetro e do comprimento é melhor quando o sistema opera com tubos capilares na faixa entre 1,0668 e 1,27 mm e o menor comprimento testado (2.0 m).

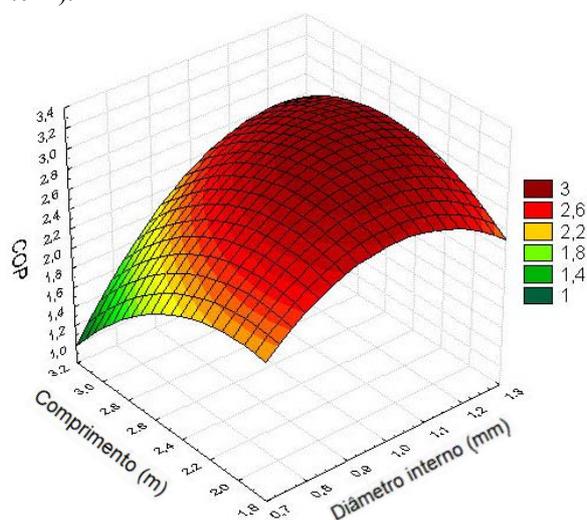


Figura 12. Efeito conjunto diâmetro - comprimento sobre o COP.

5. CONCLUSÕES

Nos sistemas que utilizam um elemento de expansão de dimensões fixas, somente é possível atingir ótimas condições de operação com a manipulação da carga de fluido refrigerante e na variação de velocidade de rotação do compressor, se essa opção estiver disponível.

No sistema de refrigeração que opera com uma carga de fluido refrigerante fixa, o COP ótimo é atingido ao combinar corretamente as dimensões (diâmetro interno e comprimento) do tubo capilar e a velocidade de rotação do compressor. O sistema estudado mostrou o melhor desempenho (COP=3,16) ao operar o compressor com uma velocidade de 1800 RPM (60 Hz) e utilizar um tubo capilar com diâmetro interno de 1,27 mm e 2,0 m de comprimento.

6. AGRADECIMENTOS

Os autores gostariam de expressar seus agradecimentos à CAPES, CNPq, FAPEMIG, pelo apoio financeiro para este trabalho.

7. REFERÊNCIAS

- Dossat, R.J.,1991, Principles of refrigeration, 3rd. Ed. Prentice Hall, New Jersey.
- Bansal, P. K.; Rupasinghe, A. S. An Homogeneous Model for Adiabatic Capillary Tubes, Applied Thermal Engineering, Vol. 18, Nos 3~1 -, pp. 207-219, New Zealand.
- Jung, D.; Park, C.; Park, B. , Capillary Tube Selection for HCFC22 Alternatives. International journal of refrigeration. ELSEVIER. Korea, v. 22, p. 604-614, jun. 1999.
- ASHRAE handbook: refrigeration, 1994 (chapter 44).
- Wei, C.Z.; Lin, Y.T.; Wang, C.C.; and Lev, J.S. An experimental study of the performance of capillary tubes for R-407c refrigerant. ASHRAE Trans. 27: 634-8, 2001.
- Stoecker, W. F.; Jones W. J. , 1985, Refrigeração e Ar condicionado, McGraw-Hill do Brasil.
- Choi, j. M.; Kim, y. C. , 2003, Capacity modulation of an inverter-driven multi-air conditioner using electronic expansion valve, ENERGY, 2003-Vol. 28: 141-155.
- Chunlu Z.; Guoliang D. , 2003, Approximate analytic solutions of adiabatic capillary tube, International journal of refrigeration. ELSEVIER. China, v. 27, p.17-24.
- Li Yang; Wen Wang, 2007, A generalized correlation for the characteristics of adiabatic capillary tube. International journal of refrigeration. ELSEVIER. China, v 31, p.197-203.

Effect of capillary tube dimensions as expansion device in domestic refrigeration system

Juan Gabriel Paz Alegrias, jgpaz@mecanica.ufu.br¹

Enio Pedone Bandarra Filho, bandarra@mecanica.ufu.br¹

Oscar Saul Hernandez Mendonça, oscarhm@mecanica.ufu.br¹

¹ Uberlândia Federal University, Av. João Naves de Ávila, 2121 – Bloco 1M, UBERLÂNDIA – MG

Abstract: *The need to reduce energy consumption in refrigeration and air conditioning systems is a priority for the refrigeration industry. This has encouraged the development of refrigeration systems more efficient that offer better performance. Therefore, by monitoring and controlling of operating conditions of a small vapor compression refrigeration system for liquid cooling operated with variable speed compressor, capillary tube as an expansion and uses R134a as refrigerant; this work, aims to evaluate the behavior system and present an analysis of the influence of the capillary tube dimensions as device expansion in domestic refrigerator, analysing the possibility of improve performance and reduce the energy consumption . The results, product analysis of response surfaces, show how an optimal combination of criteria related to the great projection of the dimensions of the element of expansion, provide better system performance*

keywords: *Refrigeration, Capillary tubes, R-134a, variable speed compressor.*