

DIMENSIONAMENTO DE TUBO CAPILAR PARA SISTEMA DE REFRIGERAÇÃO POR COMPRESSÃO DE VAPOR UTILIZANDO MÉTODO DAS DIFERENÇAS FINITAS

Hugo Augusto Marinho Moreira – Hugo_1biro@hotmail.com

Felipe Vilar da Silva – Felipe.Vilar@caruaru.ifpe.edu.br

Instituto Federal de Pernambuco, Departamento de Engenharia Mecânica, www.ifpe.edu.br

R2 – Componentes e Equipamentos

Resumo. Este artigo apresenta um método alternativo para o dimensionamento de tubos capilares adiabáticos para sistemas de refrigeração por compressão de amônia, combinando as equações de conservação de energia e de momento utilizando um processo direto para a solução. Sendo um componente vital dos sistemas de refrigeração, os dispositivos de expansão têm como função provocar uma queda de pressão e regular a taxa de fluxo de massa entre o condensador e o evaporador, necessário para se atingir um determinado estado termodinâmico no evaporado. Os tubos capilares são os dispositivos de expansão mais utilizados, devido principalmente ao seu custo e a faixa de aplicação, além da pouca manutenção e permitir a equalização das pressões, o que permite a utilização de compressores de baixo torque reduzindo o custo da instalação. Suas dimensões variam de 1 a 6 m de comprimento e de 0.5 a 2 mm de diâmetro e são utilizados em sistemas da ordem de 10 KW. Para obter os efeitos desejados diversas combinações de diâmetro interno e comprimento de tubo podem ser utilizados, entretanto, não podem sofrer alterações posteriores. Em consequência do pequeno diâmetro do tubo capilar e da alta velocidade de escoamento do fluido refrigerante, o principal mecanismo responsável pela queda de pressão é o atrito do fluido com a parede do tubo capilar, o qual cria um gradiente de pressão, há ainda o gradiente de pressão criado pela aceleração do fluido devido a vaporização, também levado em consideração. Levou-se em consideração também as condições de escoamento crítico utilizando o número de Mach para prever a bloqueagem de escoamento, fenômeno que limita o fluxo de massa. A partir da modelagem matemática e das condições de escoamento foi criado um código computacional na plataforma EES, para solucionar o sistema de equações para obter o comprimento total do tubo capilar.

Palavras-chave: Refrigeração, Tubo capilar, Dimensionamento, Bloqueagem de escoamento.

1. INTRODUÇÃO

O dispositivo de expansão ou redutor de pressão é um importante componente dos sistemas de refrigeração, ele fornece o gradiente ou a queda de pressão necessária entre o condensador e o evaporador para se atingir determinado estado termodinâmico no evaporador. Os tubos capilares são os dispositivos de expansão mais utilizados em sistemas que não necessitam de grande acuracidade, devido à sua capacidade de variação de fluxo. Tubos capilares são dimensionados para atender uma condição específica de operação, quando operam fora do range de operação eles tendem a ter sua eficiência reduzida. Como vantagens estão o baixo custo, a pouca manutenção e a possibilidade do uso de compressores de baixo torque de partida, pois permitem a equalização das pressões.

1.1 Fenômenos do Escoamento no Interior do Tubo Capilar

O fluido que escoar no tubo capilar é uma mistura bifásica de líquido-vapor heterogênea, que escoar de forma tridimensional em regime turbulento, com variação das propriedades termodinâmicas da mistura. Por aproximação, o escoamento pode ser considerado adiabático, resultando então, em um processo isentálpico, o que satisfaz a maioria das aplicações. Como demonstraram (Wongwises e Pirompak, 2001) ao simular o fluxo de refrigerante através de tubos capilares adiabáticos.

(Bansal e Rupasinghe, 1997) realizaram simulações utilizando um modelo de fluxo homogêneo, que é uma simplificação do fluxo heterogêneo, além de utilizarem o modelo de fator de fricção de Churchill para calcular o atrito da parede do tubo. Eles utilizaram um procedimento para calcular o fator de fricção médio, entre os extremos do volume de controle. O modelo utilizado para calcular a viscosidade do fluxo bifásico não foi mencionado.

(McAdams, Duckler e Cicchitti, 1942) propuseram um modelo para o cálculo da viscosidade do fluxo bifásico. Esses modelos utilizam valores médios de velocidade, fator de fricção do fluxo bifásico e volume específico de cada volume de controle local para o cálculo.

Durante o escoamento do fluxo de massa no tubo capilar o título da mistura bifásica aumenta, devido à vaporização do fluido refrigerante. A vaporização é consequência do gradiente de pressão gerado pelo atrito do fluido com a parede interna do tubo e devido a sua aceleração. Como consequência, a velocidade do fluxo aumenta abruptamente, podendo mudar de um regime subsônico para um sônico, definido pelo número de Mach. Ao se atingir a velocidade sônica, a queda de pressão posterior não irá vaporizar mais fluido, e a velocidade do fluido permanece no regime sônico. Tal escoamento encontra-se bloqueado, ou seja, não importa a queda de pressão posterior, a velocidade e, portanto, o fluxo de massa não aumenta. Como forma de diminuir a ocorrência da bloqueagem de escoamento, diversos estudos foram realizados sobre o

atraso de vaporização. (Meyer e Dunn, 1998) estudaram experimentalmente o atraso de vaporização para o HFC 134a. Em uma série de ensaios constatou-se que o atraso de vaporização é mais sensível ao grau de sub-resfriamento do fluido na saída do condensador.

A bloqueio de escoamento representa um limite no dimensionamento dos tubos capilares, uma vez atingida, essa condição crítica impede que o estado termodinâmico desejado no evaporador seja atingido. Como forma de prever esta condição, (Basal e Wang, 2003) desenvolveram um diagrama completo de simulação, a fim de compreender os fenômenos do fluxo graficamente. A sua previsão de taxa de fluxo de massa por solução numérica ficou dentro de um erro de $\pm 7\%$ a disposição experimental dados para R22, R134a e R600a.

(Melo et al, 1999) realizaram experimentos no fluxo através de capilares para os refrigerantes CFC12, HFC 134a e HC 600a e desenvolveram uma correlação para estimar a taxa de fluxo de massa. (Choi et al, 2004) desenvolveu uma correlação geral para prever a taxa de fluxo de massa através de tubos capilares utilizando dados da literatura aberta de seis refrigerantes. O modelo de ambos utiliza como dados de entrada o volume específico e o título da mistura bifásica.

1.2 Método das Diferenças Finitas

Os métodos numéricos fornecem um conjunto de soluções para os problemas que exigem um maior grau de complexidade. Segundo (CHAPRA, 2004; HOFFMAN, 2004) o objetivo específico da Análise Numérica é o projeto e a análise de técnicas que fornecem soluções aproximadas, porém precisas, para problemas cujas soluções analíticas são difíceis ou impossíveis de se determinar.

Este artigo apresenta um método alternativo para o dimensionamento de tubos capilares adiabáticos por meio do uso das equações de conservação de energia e de momento, resolvidas por diferenças finitas, considerando a mudança de estado termodinâmico da mistura bifásica e a bloqueio de escoamento. A resolução do conjunto de equações do problema exige um elevado número de passos, devido a constante mudança do estado termodinâmico da mistura, o que torna a resolução exaustiva. Para auxiliar no cálculo dos passos e ainda fornecer os estados termodinâmicos da mistura, foi desenvolvido um código na plataforma EES (Engineer Equation Solve), que emprega um método implícito de diferenças finitas para integração numérica das equações de balanço e resolve o sistema de equações algébricas não lineares resultante através de um método de Newton-Raphson modificado.

2. MODELAGEM MATEMÁTICA

2.1 Descrição do Problema

O fluido que escoar no interior do tubo capilar está submetido a dois gradientes de pressão. O gradiente deve ser suficiente para provocar uma queda de pressão, de forma a se atingir um determinado estado termodinâmico no evaporador. Assim, o problema consiste em calcular o comprimento total necessário do tubo capilar, de forma a produzir um gradiente de pressão suficiente para atingir o estado termodinâmico desejado.

Utilizando as equações de estado podemos definir o estado termodinâmico de um fluido a partir de duas propriedades termodinâmicas e intensivas. Para determinar o estado termodinâmico no ponto m , foram utilizados os dados da saída do condensador. Para o ponto $m+1$, considerando um fluxo isentálpico, bastou-se apenas definir uma temperatura T_{m+1} para determinar o seu estado termodinâmico. A temperatura T_{m+1} é definida na implementação do código no EES, ou seja, foi o passo utilizado. Quanto menor for a variação da temperatura mais próximo o volume de controle se aproxima de um elemento diferencial dL , ver Figura 1. A partir dos estados termodinâmicos definidos, nos pontos m e $m+1$, o elemento dL é calculado. O procedimento adotado para determinar o estado no ponto $m+1$, é utilizado para determinar o estado termodinâmico dos N nós.

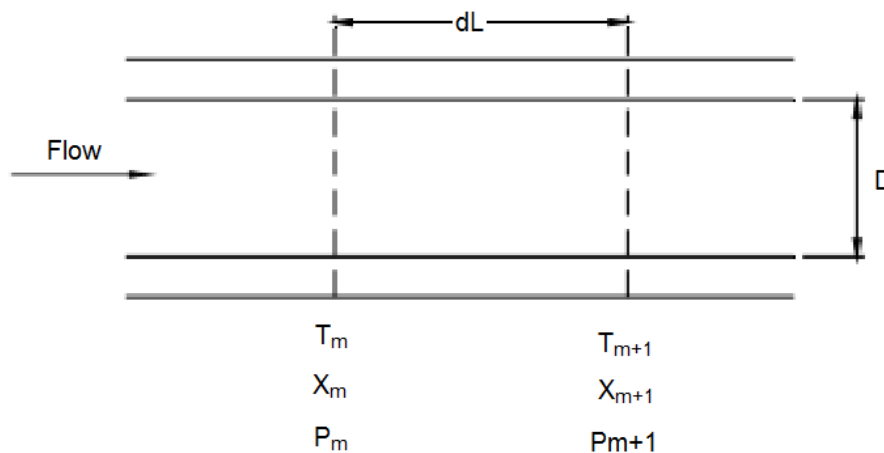


Figura 1. Seção do dispositivo de expansão e as propriedades de estado nos pontos e as propriedades de estado médias.

2.2 Considerações Aplicadas ao Problema

Para o dimensionamento do tubo capilar utilizando as equações de conservação de energia e de momentum foram necessárias considerações simplificadoras, reduzindo o grau de complexidade do sistema de equações e ainda assim, ser possível obter alto grau de acuracidade para a solução numérica.

- (1) Transferência de calor no sentido radial e axial desprezíveis (adiabático);
- (2) Escoamento completamente desenvolvido;
- (3) Escoamento unidimensional no sentido axial;
- (4) Escoamento compressível;
- (5) Escoamento em regime permanente;
- (6) Escoamento Bifásico homogêneo;
- (7) Fator de atrito aproximado pela correlação de Blasius para escoamento turbulento;
- (8) Variação de energia potencial e cinética desprezíveis;
- (9) Gradiente de pressão devido somente ao atrito do fluido com a parede do tubo capilar e devido a aceleração do fluido;
- (10) Não realiza trabalho.

2.3 Modelagem da Equação de Conservação de Energia e de Momentum

A equação de conservação de momento na direção axial do tubo capilar é:

$$\rho \left(\frac{\partial v_z}{\partial t} + v_r \frac{\partial v_z}{\partial r} + \frac{v_\theta}{r} \frac{\partial v_z}{\partial \theta} + v_z \frac{\partial v_z}{\partial z} \right) = \rho g_z - \frac{\partial P}{\partial z} + \mu \left\{ \frac{1}{r} \cdot \frac{\partial}{\partial r} \left(r \frac{\partial v_z}{\partial r} \right) + \frac{1}{r} \cdot \frac{\partial^2 v_z}{\partial \theta^2} + \frac{\partial^2 v_z}{\partial z^2} \right\} \quad (1)$$

Aplicando as hipóteses (2), (3), (4), (5) e (8) do item 2.2, temos que:

$$\frac{\partial P}{\partial z} = \mu \left\{ \frac{1}{r} \cdot \frac{\partial}{\partial r} \left(r \frac{\partial v_z}{\partial r} \right) \right\} \quad (2)$$

Integrando v_z duas vezes em relação ao raio r , têm-se:

$$\frac{r^2}{4\mu} \frac{\partial P}{\partial z} + C_1 \ln r + C_2 = v_z \quad (3)$$

Aplicando as hipóteses (4) e (5) na Eq. (3), obtém-se a Eq. (6) que fornece o perfil de velocidade do fluido no interior do tubo:

$$v_z(0) = u \quad (4)$$

$$v_z(R) = 0 \quad (5)$$

$$u = \frac{1}{4\mu} \cdot \frac{\partial P}{\partial z} (r^2 - R^2) \quad (6)$$

A vazão no tubo capilar é dada por:

$$Q = V \cdot A = u = \frac{1}{4\mu} \cdot \frac{\partial P}{\partial z} (r^3 - rR^2) \cdot 2\pi r dr \quad (7)$$

Aplicando $r=R$ na Eq. (7) e substituindo o gradiente de pressão por sua variação têm-se:

$$Q = \frac{\pi}{8\mu} \cdot \frac{R^4 \Delta P}{\Delta L} \quad (8)$$

A equação de conservação de energia é dada pela Eq. (9), em que dE/dt é a variação da energia no tempo [Kj/Kg], $\dot{Q}$ é a taxa de calor [W], $\dot{W}$ é o trabalho [W], h é a entalpia [Kj/Kg] e u é energia interna [Kj/Kg]

$$\frac{dE}{dt} = \dot{Q} - \dot{W} + \sum m e h_e^T - \sum m s h_s^T \quad (9)$$

$$h_e^T - h_s^T = h_i + E p_i + E c_i - h_{i+1} - E p_{i+1} - E c_{i+1} = 0 \quad (10)$$

Aplicando as considerações (1), (5), (8) e (10) temos que:

$$u_i - u_{i+1} + (P_i - P_{i+1})/\rho = 0 \quad (11)$$

$$\frac{\Delta P}{\rho} = h_l \quad (12)$$

Utilizando a Eq. (8) na Eq. (12), têm-se:

$$\frac{8\mu QL}{\pi R^4} = h_l \rho \quad (13)$$

Utilizando a Eq. (7) na Eq. (13), têm-se a Eq. (14) em que h_l é a perda de carga.

$$h_l = \frac{32\bar{V}\mu L}{\rho D^2} \quad (14)$$

Onde $\frac{\mu}{\rho} = \frac{1}{\nu}$

Multiplicando em os dois lados da Eq. (14) por 2 e V.

$$h_l = \frac{64V^2\mu L}{2\rho D^2} \quad (12)$$

Onde $\frac{64}{Re} = f$ e $Re = \frac{VD}{\nu}$

Assim a Eq. (13) é a perda de carga proveniente do atrito do fluido com a parede do tubo.

$$h_l = f \cdot \frac{L}{D} \cdot \frac{V^2}{2} \quad (13)$$

A equação de momentum descrita em palavras que representa a diferença de forças aplicadas ao elemento devido ao arrasto e a diferença de pressão no lado oposto do elemento que é igual a aquela necessária para acelerar o fluido, lado direito, que resulta em:

$$[(P_i - P_{i+1}) - f \frac{\Delta L}{D} \frac{V_{i+1}}{2\nu}] A = \dot{m} (V_{i+1} - V_i) \quad (14)$$

Em que V é a velocidade dada por:

$$\frac{V_i A}{v_i} = \frac{V_{i+1} A}{v_{i+1}} = \dot{m} \quad (15)$$

$$Vm = (V_i + V_{i+1}) \frac{1}{2} \quad (16)$$

Como o refrigerante flui através do tubo, sua pressão e sua temperatura caem progressivamente e o título x aumenta continuamente.

$$h = h_f (1 - x) + x h_g \quad (17)$$

$$v = v_f(1 - x) + x v_g \quad (18)$$

O fator de fricção do fluxo é dado pela correlação de Blasius:

$$f = \frac{0.079}{Re^{0.25}} = \frac{0.079}{\left(\frac{VD}{\nu}\right)^{0.25}} \quad (19)$$

A viscosidade do fluxo bifásico é dada por:

$$\mu = \mu_f(1 - x) + x\mu_g \quad (20)$$

O fator de fricção médio é:

$$f_m = \frac{f_i + f_{i+1}}{2} = \frac{\left[\frac{0.33}{R_i^{0.25}} + \frac{0.33}{R_{i+1}^{0.25}} \right]}{2} \quad (21)$$

Temos que P é a pressão [Kpa], T a temperatura [°C], X o título da mistura bifásica, ρ é a densidade [m^3/Kg], μ é a viscosidade dinâmica [Pa.s], v é o volume específico [$1/\rho$], Re é o número de Reynolds, f é o fator de atrito e V é a velocidade [m/s], o subscrito m está relacionado as propriedades médias.

2.4 Avaliação da Blocação de Escoamento

Como forma de avaliar a blocação de escoamento, duas diferentes metodologias têm sido utilizadas. A primeira consiste em determinar a velocidade do som no fluido, ou o número de Mach, sendo esta a velocidade crítica do escoamento. Entretanto, a determinação do número de Mach em misturas bifásicas não é uma tarefa simples, necessitando de correlações para sua determinação. Uma segunda metodologia utilizada para avaliar a blocação de escoamento, é a determinação do gráfico de Fanno, conhecido também como *Linha de Fanno*, o método consiste em obter uma curva Temperatura 'x' Entropia do escoamento, ver Fig 3. A linha de Fanno determina um limite entre o regime subsônico e supersônico, ao ultrapassar qualquer um desses limites a entropia do fluido começa a diminuir, significando a violação da segunda lei da termodinâmica.

Como forma de prever a blocação de escoamento utilizou-se a correlação testada por (Zhao et al, 2008) que forneceu resultados aceitáveis para a velocidade do som, em que c é a velocidade do som [m/s].

$$c^2 = -v^2 \left[\frac{x dv_v}{dP} + \frac{(1-x) dv_l}{dP} \right]^{-1} \quad (22)$$

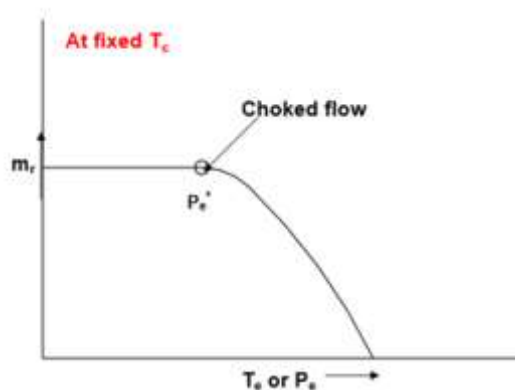


Figura 2. Representação gráfica da blocação de escoamento, fluxo de massa em função da pressão ou temperatura do evaporador.

Utilizou aqui a metodologia proposta por (Stoecker, F. W, 1985) que demonstra o conceito da sensibilidade a queda de pressão na extremidade final do tubo capilar. No dimensionamento percebe-se que próximo a extremidade exigisse um comprimento cada vez menor de tubo para provocar a mesma queda de pressão, isso pode ser explicado pela alta velocidade do fluido. Deste modo, na ocorrência da blocação de escoamento, um comprimento de tubo capilar negativo seria necessário para provocar a mesma queda de pressão, sendo uma situação impraticável.

3. RESULTADOS

Foram avaliadas duas condições onde na primeira observou-se a blocação de escoamento e uma segunda onde o escoamento não atinge esta condição crítica. Como dados de entrada do refrigerador por compressão de amônia utilizou-se os disponíveis na literatura de (Stoecker, F. W. 1985).

Os resultados convergiram com um número relativamente pequeno de passos, tendo uma dispersão de aproximadamente +/- 0,470% com 500 passos realizados (decréscimo de 0,08°C na temperatura), sendo um resultado aceitável para um tempo curto de processamento. Observou-se que até 50% da queda de pressão se dava nos 30% finais do comprimento do tubo capilar, demonstrando o grau de sensibilidade à queda de pressão. Utilizou-se a como dados de entrada amônia saturada a 40°C e um fluxo de massa $m=0,018$ Kg/s, a temperatura de saída foi fixada em 0°C.

3.1. Validação do código computacional

Para validar o código computacional foram realizadas simulações com o fluido de trabalho R134a com as mesmas condições encontradas no trabalho de (Wongwises e Pirompak, 2001). Na figura 3 é possível ver o comparativo entre o código computacional do presente modelo e os dados da simulação de (Wongwises e Pirompak, 2001). A validação do código não levou em conta a blocação de escoamento assim como no trabalho de (Wongwises e Pirompak, 2001).

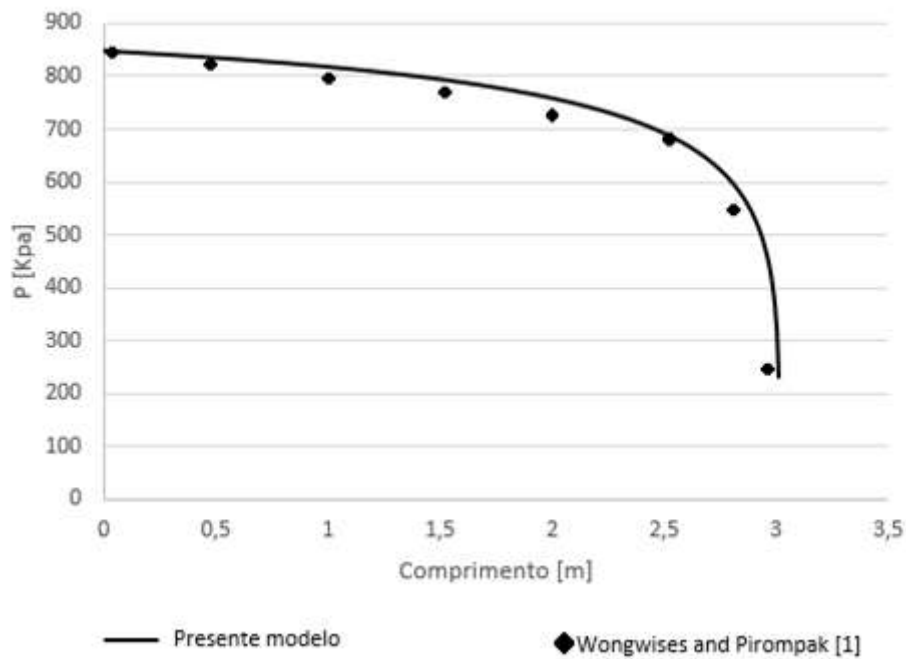


Figura 3. Ensaio 1: $P_{Cond}=850$ [Kpa]; $T_{ent}=33,43$ °C; $d=0,77$ [mm]; $m= 3,065$ kg/hr.

O código computacional mostrou certa instabilidade com grandes comprimentos de tubos. Entretanto, ele se mostra estável quando o comprimento é mantido abaixo dos três metros, o que vem a fornecer melhores resultados quando aplicado em dutos de curto orifício. O erro aproximado foi de até +/- 10% em tubos capilares com grandes comprimentos. Entretanto, ele se manteve abaixo de +/- 2,12%, no ensaio atual.

3.1 Caso 1 (Condição de Escoamento Blocado)

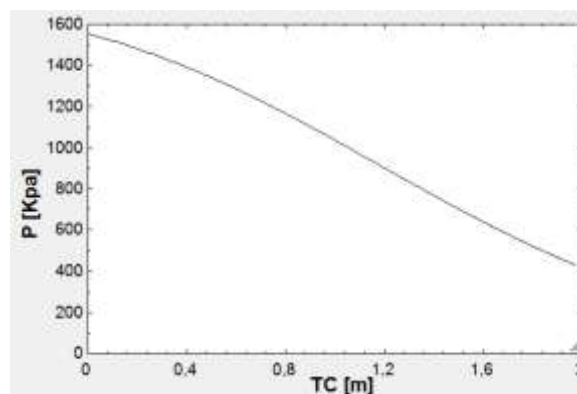


Figura 4. Queda de pressão em função do comprimento do tubo capilar com diâmetro interno $d=1$ [mm].

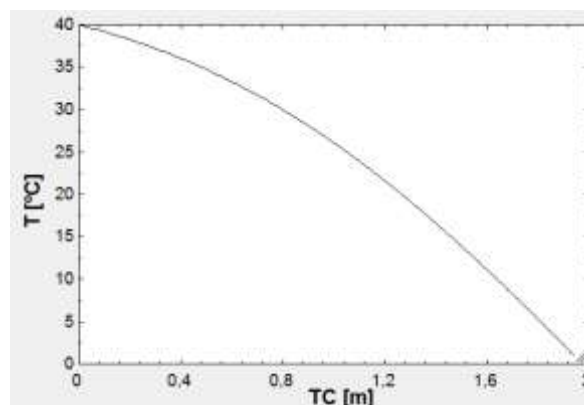


Figura 5. Temperatura em função do comprimento do tubo capilar.

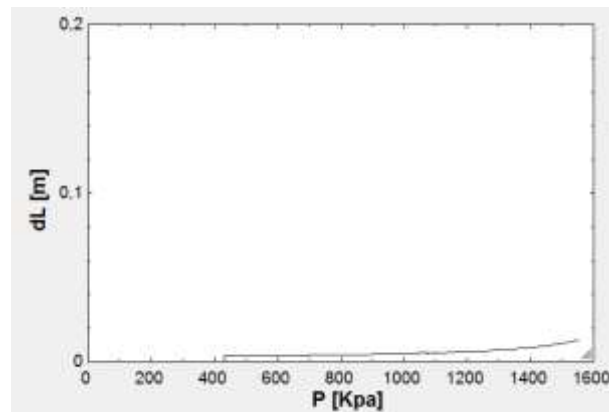


Figura 6. Redução da inclinação da reta tangente do elemento dL em função da queda de pressão.

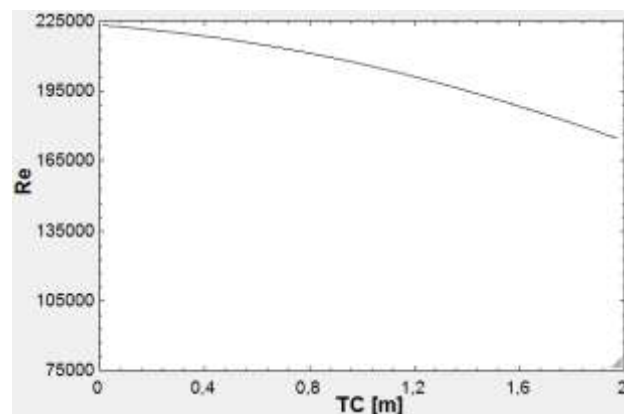


Figura 7. Número de Reynolds em função do comprimento do tubo capilar.

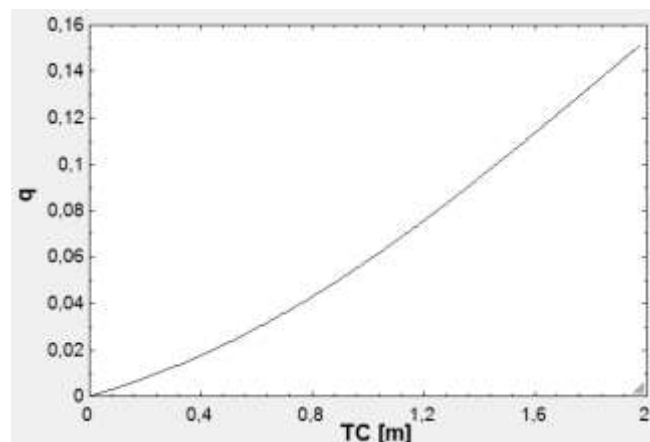


Figura 8. Título em função do comprimento do tubo capilar.

Na Figura. 4 podemos observar a redução da inclinação da reta tangente $P \times TC$, como já mencionado isto é causado pelo aumento da sensibilidade nos estágios finais do processo de expansão. Isto está de acordo com a Fig. 6, onde observamos a redução da reta tangente do incremento de comprimento do tubo capilar, onde a inclinação se aproxima de 0, podemos então considerar que o escoamento atingiu seu estado mais crítico.

O número de Reynolds decresce continuamente, a justificativa é que o decréscimo da sua densidade é mais significativo que o decréscimo da viscosidade dinâmica.

A velocidade do fluido na saída ficou próxima dos 1200 m/s, ao comparar com a velocidade do som nesse mesmo estado termodinâmico, confirmamos que a bloqueio de escoamento realmente ocorreu, uma vez que $V_{som} = V_{fluido}$. Uma vez que é mais fácil determinar a sensibilidade da queda de pressão na saída do tubo capilar, podemos utilizar, com certa cautela, o gráfico da Fig. 6 em vez da velocidade do som no meio bifásico.

3.2 Condição de Escoamento Não Crítica (Sem Bloqueio de Escoamento)

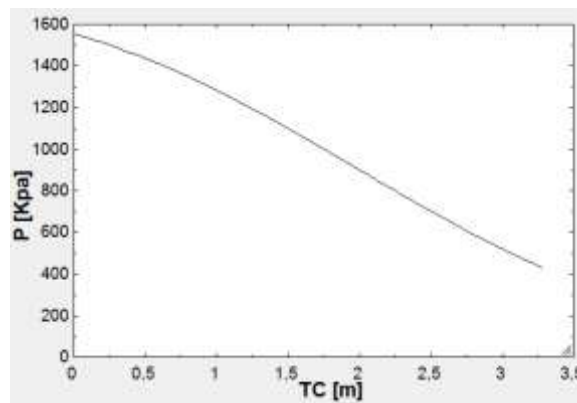


Figura 9. Queda de pressão em função do comprimento do tubo capilar com diâmetro interno $d=2$ [mm].

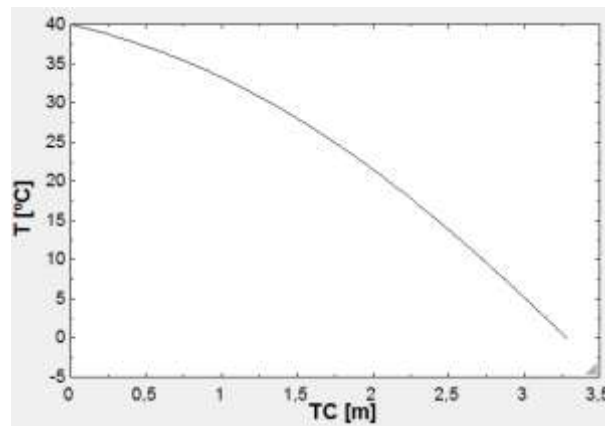


Figura 10. Temperatura em função do comprimento do tubo capilar.

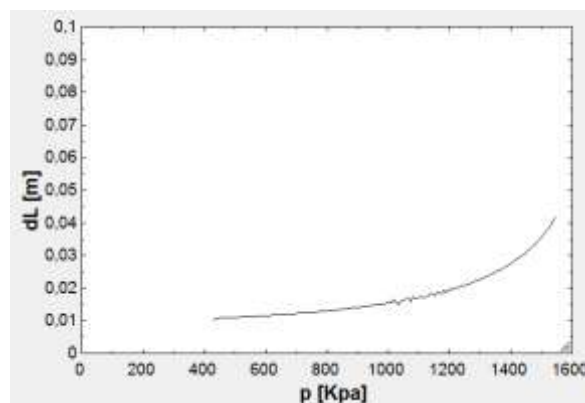


Figura 11. Redução da inclinação da reta tangente do elemento dL em função da queda de pressão.

Como forma de solucionar o problema da blocagem de escoamento, realizou-se o mesmo procedimento, com o mesmo número de passos. Utilizou-se um diâmetro interno maior $d=2$ [mm]. Os seguintes gráficos demonstram que o problema foi parcialmente resolvido, entretanto, por razões econômicas poderíamos utilizar um diâmetro entre 1 e 2 [mm].

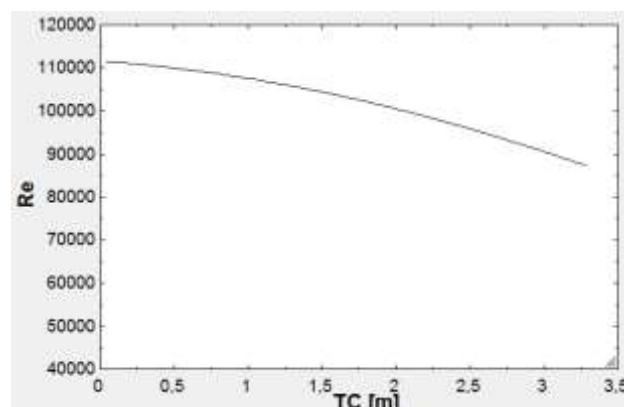


Figura 12. Número de Reynolds em função do comprimento do tubo capilar.

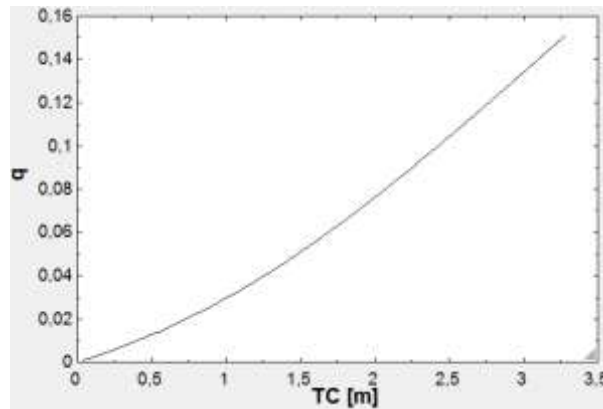


Figura 13. Título em função do comprimento do tubo capilar.

Na Figura. 11 é fácil notar que a inclinação da reta tangente é maior que 0, ou seja, o escoamento não atingiu sua condição crítica. Para assegurar que tal previsão está correta, utilizou-se a correlação de (Zhao et al, 2008) para calcular a velocidade do som na mistura bifásica na extremidade final do tubo capilar, uma vez que $V_{som} > V_{fluido}$ podemos confirmar que a metodologia utilizada por (Stoecker, F.W. 1985) apresenta-se como uma alternativa em potencial, entretanto, deve-se sempre ser utilizada com outro método de maior confiabilidade.

4. CONCLUSÕES

O presente trabalho apresentou um método alternativo ao dimensionamento de tubos capilares adiabáticos utilizando as equações de conservação de energia e momento e resolvendo o conjunto de equações por um método direto a partir de um código implementado na plataforma EES, onde o tempo de processamento e a acurácia foram os fatores determinante para sua escolha. Os resultados convergiram com um número relativamente curto de passos, apresentando uma dispersão de $\pm 0,470\%$ com apenas 500 passos, barateando o custo de processamento.

Os resultados mostram que é possível também avaliar a bloqueagem de escoamento a partir da inclinação da reta tangente do incremento do elemento dLxP. Entretanto, para maior acurácia é necessário utilizar este método em conjunto com outros existentes de maior confiabilidade. Notou-se também que quanto menor o diâmetro maior a possibilidade da ocorrência da bloqueagem de escoamento, uma vez que a velocidade do fluido é inversamente proporcional a área do tubo capilar.

5. REFERÊNCIAS

- Bansal, P.K. Rupasinghe, A.S., "A homogeneous model for adiabatic capillary tubes". Appl. Therm. Eng. 18 (1997) 207e219.
- Bansal, P.K. Wang G., "Numerical analysis of choked refrigerant flow in adiabatic capillary tubes". Appl. Therm. Eng. 24 (2003) 851e863.
- Chapra, S. C. Applied numerical methods with matlab for engineering and scientists. 2ed. New York: McGraw-Hill, 2004. 550 p.
- Herold, K. E., Radermacher, R., Klein, S. A. "Absorption chillers and heat pumps." Boca Raton: CRC, 1996.
- Klein S., Alvarado F., "Engineering Equation Solver (EES)", F-Chart Software, USA, 1992.
- McAdams W.H., Wood W.K., Bryan R.L., "Vaporization inside horizontal tubes. II. Benzene oil mixtures, Trans". ASME 64 (1942) 193.
- Melo, C. Ferreira, R.T.S. Boabaid, C.N. Goncalves, J.M. Mezavi, M.M. "An experimental analysis of adiabatic capillary tubes". Appl. Therm. Eng. 19 (1999) 669e684.
- Meyer, J.J.; Dunn, W.E. "New insights into the metastable region of an operating capillary tube". HVAC&Research, vol. 4 nº 1, p.105-115, 1998.
- Wongwises, S., Pirompak, W., "Flow characteristics of pure refrigerants and refrigerant mixtures in adiabatic capillary tubes". Appl. Therm. Eng. 21 (2001) 845e861.
- Stoecker, F. W. "Refrigeração e Ar condicionado". Tradução José M. Saiz Jabardo, São Paulo:Mc Graw Hill do Brasil, 1985.
- Zhao, L., wang, F., Gao, H., Tang, J., Yuan, Y., "Shock wave of vapor-liquid two-phase flow". Energy Power Engineering China, v. 2, n. 3, p. 344-347, 2008.

SIZING OF CAPILLARY TUBE STEAM COMPRESSION COOLING SYSTEM USING METHOD OF FINITE DIFFERENCES

Abstract. *his paper presents an alternative method for sizing adiabatic capillary tubes for cooling systems by compression of ammonia, combining energy and momentum conservation equations by a direct process for solving. Being a vital component of refrigeration systems, the expansion devices has the function to cause a pressure drop and adjust the mass flow rate between the condenser and the evaporator, needed to achieve a given thermodynamic state in the evaporator. The capillary tubes are the most commonly used expansion devices, mainly due to its cost and the application range, addition of little maintenance and to allow equalization of pressures, allowing the use of low torque compressors, reducing the installation cost. Their dimensions vary from 1 to 6 m long and from 0.5 to 2 mm in diameter and are used on systems in the order of 10 kW. To obtain the desired effect various combinations of internal diameter and length of pipe may be used, however, must not be amended. As a result of the small diameter of the capillary tube and the high-speed flow of refrigerant, the main mechanism responsible for the pressure drop is friction of the fluid flow with the wall of the capillary tube, which generates a pressure gradient, there is still the pressure gradient created by the acceleration of the fluid due to vaporization also taken into consideration. It took into account also critical flow conditions using the Mach number to predict the flow blocking, a phenomenon that limits the mass flow. From the mathematical modeling and flow conditions, a computer code was created in EES platform to solve the system of equations and calculating the iterations for the entire length of the capillary tube.*

Keywords: Refrigeration, Tube Capillary, Sizing, Choked Flow.