

ESTUDO EXPERIMENTAL DE UM ESCOAMENTO BIFÁSICO EM UM TUBO HORIZONTAL

Luiz Machado

Ricardo Nicolau Nassar Koury

Geraldo Augusto Campolina França

Felipe Carneiro Augusto

Universidade Federal de Minas Gerais, Departamento de Engenharia Mecânica, 31270-901, Belo Horizonte, MG, Brasil. E-mail: koury@vesper.demec.ufmg.br

Resumo

O objetivo deste trabalho é estudar a influência da fração de vazio sobre o cálculo da massa de um fluido em escoamento bifásico no interior de um tubo. Neste trabalho, utilizou-se um tubo de vidro montado na entrada de um evaporador de uma máquina frigorífica ar-ar, carregada com o refrigerante R12, com o propósito de medir diretamente a fração de vazio do fluido. Paralelamente, diversas correlações para a determinação da fração de vazio foram utilizadas para determinar a densidade e a massa de fluido no tubo. A partir destas correlações de fração de vazio, propôs-se um método para estimar a massa de fluido frigorífico necessária para o bom funcionamento de um sistema frigorífico. O método foi testado em um refrigerador doméstico. Em todos os casos a correlação de Hughmark *et al.*(1962) apresentou a melhor concordância com os valores experimentais, com um erro inferior a 5%.

Palavras-chave: fração de vazio, escoamento bifásico, carga frigorífica, refrigeração

1. INTRODUÇÃO

A figura 1 representa um escoamento bifásico ocorrendo no interior de um tubo de comprimento igual a L . Para calcular a massa de fluido neste tubo, pode-se utilizar a equação:

$$M = A \int_0^L [\rho_v \alpha + (1 - \alpha) \rho_l] dz \quad (1)$$

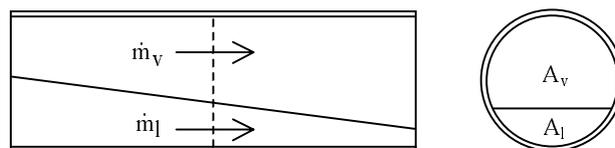


Figura 1. Escoamento bifásico em um conduto

Onde ρ_v e ρ_l são as densidades das fases vapor e líquido, e α é a fração de vazio definida como a relação entre a seção transversal de vapor, A_v , e a seção transversal total, A . Diversas correlações foram estabelecidas por diferentes autores para calcular a fração de vazio (Machado, 1999). Estas correlações podem ser classificadas em quatro categorias: o modelo homogêneo, as correlações dependentes do deslizamento γ (razão entre as velocidades das fases vapor e líquido na interface líquido-vapor), aquelas dependentes do parâmetro de *Martinelli* e aquelas dependentes da vazão mássica do fluido bifásico.

2. ESTUDO EXPERIMENTAL

O dispositivo experimental utilizado neste trabalho consiste de uma máquina frigorífica de média potência e que utiliza o R12 como refrigerante e o ar como fluido secundário. Ela é constituída por um compressor semi-aberto, uma válvula de expansão termostática e um evaporador e um condensador tubulares com aletamento externo. A instalação é instrumentada para que se possa estabelecer os balanços térmicos sobre o fluido frigorífico em cada um de seus componentes. Termopares tipo K foram colocados em poços preenchidos com óleo térmico instalados nas entradas e saídas de cada um dos componente. Um medidor de vazão do tipo rotâmetro foi instalado na entrada da válvula de expansão de forma a permitir a leitura da vazão de refrigerante no sistema. Para medir as pressões de alta e de baixa do circuito frigorífico, dois manômetros do tipo *Bourdon* foram instalados na aspiração e na descarga do compressor. A fração de vazio na entrada do evaporador foi medida diretamente através de um visor de vidro montado a montante deste componente. A figura 3 é uma fotografia da máquina frigorífica utilizada neste trabalho. Para realizar o estudo, a máquina frigorífica foi operada a uma temperatura de ebulição de -5°C , a uma temperatura de condensação de 40°C , a uma temperatura do refrigerante na entrada da válvula de expansão de 31°C e com uma vazão de fluido frigorífico igual a $27,5 \text{ kg/h}$. A figura 4 é uma fotografia detalhando o visor de vidro para este ponto de operação da máquina frigorífica. De acordo com o nível de líquido medido ($h=2,75\text{cm}$) e com o diâmetro interno do visor ($d=10,5 \text{ cm}$), pôde-se calcular uma fração de vazio $\alpha=79\%$. Este valor possui uma incerteza que é afetada principalmente pela incerteza da medida do nível de líquido. Na figura 4 pode-se observar que este nível é caracterizado por uma sombra, cuja espessura constitui a incerteza da medida. Optamos por medir o nível de líquido tomando o centro desta sombra. A tabela 1 apresenta uma comparação entre o valor experimental e os valores teóricos fornecidos pelas correlações de fração de vazio apresentadas anteriormente. Observou-se também que o tipo de escoamento bifásico obtido dentro do evaporador foi estratificado com ondas, confirmado pela carta de *Taitler* e *Dukler* representada na figura 2. Os parâmetros adimensionais representados nos eixos da carta caracterizam o escoamento do fluido. No caso do escoamento estratificado a ondas, os dois parâmetros utilizados são X (parâmetro de *Martinelli*) e K_{TD} , definidos por:

$$X = \left(\frac{1-x}{x}\right)^{0,9} \cdot \left(\frac{\rho_l}{\rho_v}\right)^{0,5} \cdot \left(\frac{\mu_l}{\mu_v}\right)^{0,1} \quad (2)$$

$$K_{TD} = \left[\frac{\rho_v j_v^2 j_l}{v_l (\rho_l - \rho_v) g \cdot \cos \theta} \right]^{0,5} \quad (3)$$

Nessas equações, x é o título do vapor, ρ_l e ρ_v são as densidades das fases líquido e vapor, μ_l e μ_v são as viscosidades dinâmicas das fases líquido e vapor, ν_l é a viscosidade cinemática do líquido, g é a aceleração da gravidade e θ é o ângulo de inclinação do tubo com a horizontal. As grandezas j_l e j_v representam a razão entre a velocidade mássica e a densidade das fases líquido e vapor.

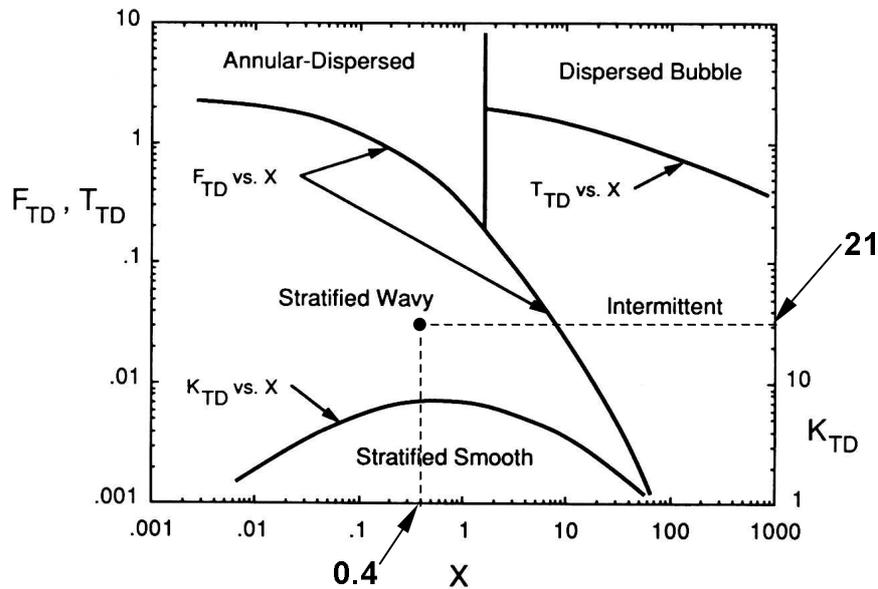


Figura 2: Carta de Taitler e Dukler

Para calcular o valor da fração de vazão a partir destas correlações, foi necessário determinar o título do vapor. Este valor, determinado a partir das temperaturas do fluido refrigerante na entrada e na saída da válvula de expansão, foi igual a 22%. Nesta tabela, a massa de fluido foi calculada a partir da equação (1). Os erros apresentados na última coluna foram calculados comparando-se o valor da massa experimental com os valores calculados a partir das correlações de fração de vazão. Uma observação importante e que merece todo o destaque refere-se ao baixo erro apresentado pelas correlações quando se compara a fração de vazão propriamente com o seu valor experimental. Ao contrário, o erro relativo à massa é bem maior. A escolha da massa para o cálculo do erro se explica pelo fato de ser a massa a grandeza alvo nos projetos e modelos de evaporadores e condensadores de máquinas refrigerantes.

A análise dos resultados revela dois pontos importantes. Primeiro, observa-se uma grande dispersão entre os resultados fornecidos pelas correlações. Esta dispersão é devido provavelmente às condições diferentes em que cada correlação foi estabelecida: tipo de fluido, diâmetro da tubulação, tipo de escoamento, etc. O segundo ponto é que as correlações de Hughmark *et al.*(1962) e de Premoli *et al.*(1971) forneceram valores próximos do valor experimental, com erro de inferiores a 5% para a primeira correlação. Trabalhando com fluidos refrigerantes, outros pesquisadores também verificaram a boa concordância destas correlações. Em 1973, Otaki *et al.*(1973) realizou medidas em dezessete máquinas refrigerantes equipadas com evaporadores e condensadores tubulares. Utilizando a correlação de Hughmark *et al.*(1962) para calcular a fração de vazão, Otaki *et al.*(1973) estimou a massa de fluido refrigerante presente em cada instalação com um erro inferior a 10 % em relação aos valores reais. Em 1987, Kuijpers *et al.*(1987)

realizou medidas das massas de refrigerantes presentes no evaporador e no condensador de um refrigerador doméstico. Estas massas permitiram estimar os valores das frações de vazio médios

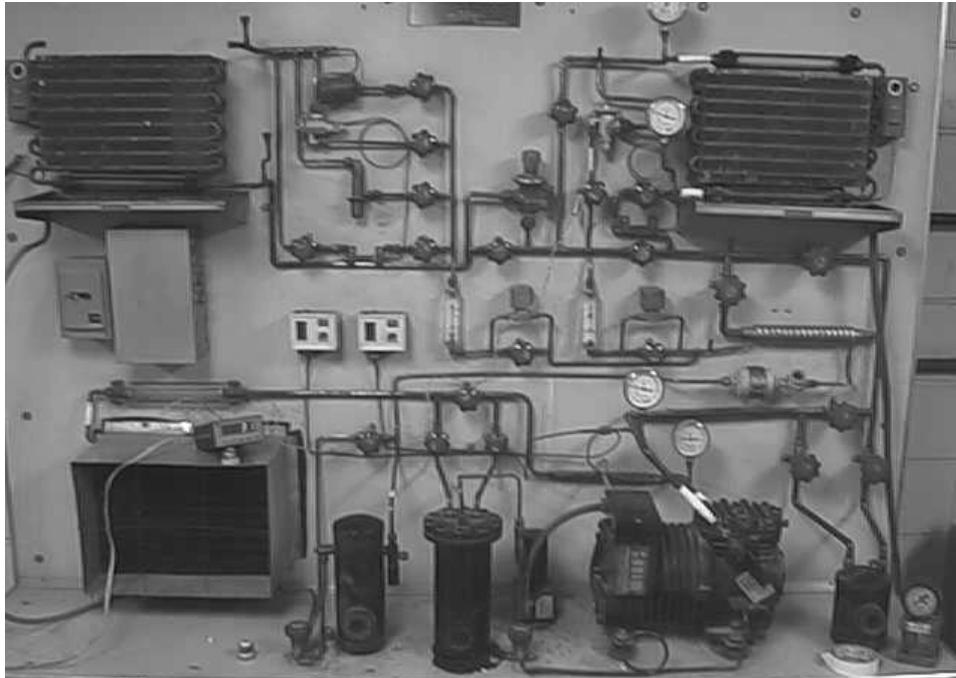


Figura 3: Vista geral do dispositivo experimental

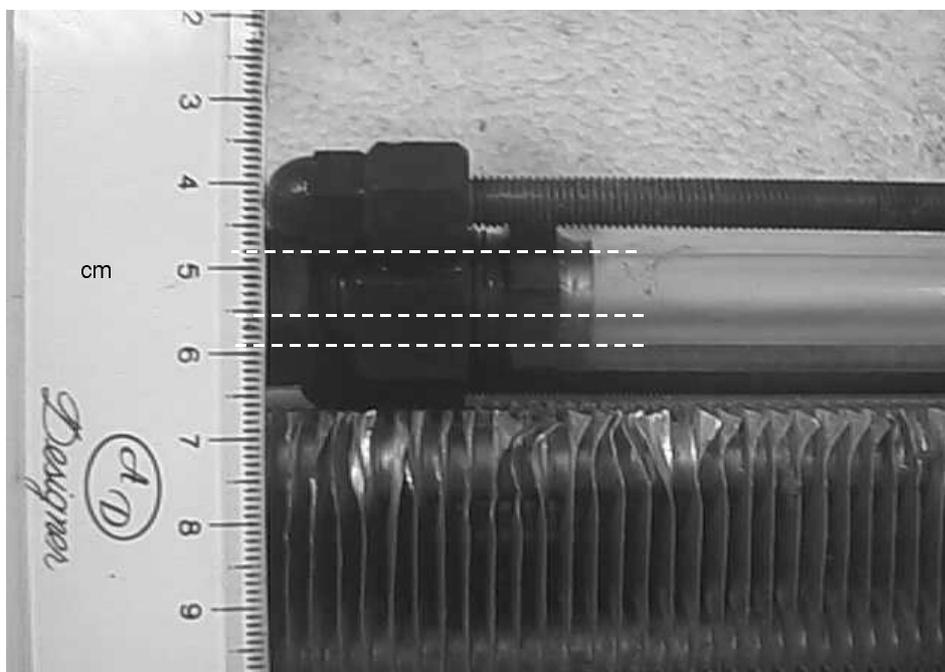


Figura 4: Medida da fração de vazio

nos trocadores de calor. Os valores calculados foram comparados aos valores fornecidos pela correlação de Hughmark *et al.*(1962) e Premoli *et al.*(1971), com uma melhor concordância para esta última. Machado *et al.*(1998) mediu a massa de refrigerante em um evaporador tubular de uma máquina frigorífica operando em regimes transiente e permanente. Este autor também verificou que a correlação de Hughmark *et al.*(1962) fornece a melhor precisão na estimativa da massa de fluido bifásico. Todos estes autores revalidaram as correlações de Hughmark *et al.*(1962) e de Premoli *et al.*(1971) a partir de medidas de massa, ou seja, através de uma medição indireta da fração de vazio. Deve-se destacar que no presente trabalho a fração de vazio foi obtida por medição direta.

Tabela 1: comparação entre o resultado experimental e os valores fornecidos pelas correlações de fração de vazio

correlações	fração de vazio (%)	densidade (kg/m ³)	massa de fluido (g)	erro (%)
exp.	79,12	306,53	4,78	-
mod. hom.	96,32	66,75	1,04	374
Thom	89,94	155,57	2,42	98
Zivi	85,30	220,38	3,43	39
Martinelli	85,30	220,30	3,43	39
Hughmark	78,17	319,73	4,98	4,3
Premoli	82,20	263,52	4,11	14

3. ESTIMATIVA DA MASSA DE REFRIGERANTE EM UM REFRIGERADOR DOMÉSTICO

O aparelho escolhido é da marca Prosdócimo modelo R34. Sobre a sua placa de identificação pode-se ler uma potência do motor elétrico de 125W, uma carga de fluido refrigerante de 180g e o tipo de refrigerante, o fluido R12. Para estimar a massa de fluido frigorífico presente no refrigerador foi necessário realizar medidas de temperatura e de comprimentos no evaporador e no condensador do aparelho. Para medir as temperaturas ao longo do circuito frigorífico, o refrigerador foi colocado para funcionar em potência máxima e com o congelador totalmente degelado. Nestas condições, foram medidos os valores das temperaturas em vários pontos das tubulações, tais como a aspiração e a descarga do compressor, o ponto médio do condensador e a entrada do evaporador. A temperatura ambiente medida foi de 24°C. A partir destes valores pode-se estimar os valores das temperaturas de ebulição (-5°C) e de condensação (42°C), o grau de superaquecimento (42°C) e o grau de subresfriamento (3°C) do condensador e o grau de superaquecimento do evaporador (5°C). Também foram medidos os comprimentos e diâmetros das tubulações do condensador (10m e 5 mm) e do evaporador (21 m e 6 mm). O valor da vazão mássica do fluido frigorífico no circuito foi estimado considerando-se um balanço de energia no evaporador e admitindo-se uma eficiência frigorífica da máquina igual a 4. O valor estimado para esta vazão foi de 15,2 kg/h. Os comprimentos das regiões monofásicas no condensador e no evaporador foram estimadas pelas leituras das variações das temperaturas realizadas ao longo das tubulações destes componentes. Assim, estimou-se um comprimento para as regiões de superaquecimento e de subresfriamento do fluido no condensador iguais a 1,0 m e 0,50 m, respectivamente. O comprimento da região de superaquecimento do evaporador foi

estimado em 0,50 m. O próximo passo foi a determinação das massas de refrigerante presentes no evaporador e no condensador. Estes valores foram calculados com a ajuda da equação (1), considerando-se variações lineares do título ao longo dos dois trocadores de calor. Naturalmente, a fração de vazio foi considerada igual a 1 nas regiões de vapor e igual a 0 na região de líquido. Por último, as massas de refrigerante presentes no compressor e no tubo capilar foram calculadas a partir de seus volumes estimados em 30cm^3 e em 5cm^3 e das densidades médias de refrigerante presentes nestes componentes. Os valores das massas calculadas nestes dois componentes foram muito pequenos e são desprezíveis em relação aos valores das massas presentes nos trocadores de calor. A análise dos resultados fornecidos pela tabela 2 confirma a melhor precisão das correlações de Hughmark *et al.*(1962) .

Tabela 2: carga de refrigerante em uma geladeira doméstica

correlações	Evap. (g)	Cond. (g)	Total (g)	erro(%)
valor fabricante	-	-	180	-
Mod. homogêneo	15,79	44,87	60,66	200
Thom	28,06	58,62	86,68	108
Zivi	37,68	63,09	100,77	79
Martinelli	51,38	52,78	104,16	73
Hughmark	103,05	74,70	177,16	1,3
Premoli	68,15	64,00	132,15	36

Neste experimento, devemos reconhecer os graus elevados de incertezas sobre os comprimentos das regiões monofásicas e bifásicas nos trocadores de calor. Entretanto, a realização de um estudo de sensibilidades sobre esses comprimentos revelou uma pequena influência destes valores sobre o cálculo da massa de refrigerante presente na máquina frigorífica. Por exemplo, se considerássemos que os comprimentos das regiões de superaquecimento e de desaquecimento fossem 100% maiores (1,0 m e 2,0m) e que o comprimento da região de subresfriamento fosse 100% menor (0,50m) em relação aos valores medidos, a massa de fluido presente no refrigerador calculada a partir da correlação de Hughmark *et al.*(1962) passaria de 177,16 g para 162.44 g. Esta redução do valor da massa de refrigerante era esperada, tendo em vista que as alterações nos comprimentos das regiões monofásicas favoreceram o aparecimento de vapor no circuito frigorífico. Mesmo assim, o erro relativo ao valor da massa de 180 g fornecida pelo fabricante ficou inferior a 10%.

4. CONCLUSÃO

Neste artigo, mediu-se a fração de vazio através de um visor de vidro montado na entrada de um evaporador de uma máquina frigorífica ar-ar carregada com o fluido frigorífico R12. O valor medido foi comparado com os valores de fração de vazio fornecidos por correlações específicas desenvolvidas por diversos pesquisadores. A correlação de Hughmark *et al.*(1962) apresentou uma excelente concordância com o valor experimental, com um erro inferior a 5%. Um método foi proposto para a determinação da massa de refrigerante a ser introduzida em sistema frigorífico. Neste método, considera-se que o título de vapor varie linearmente nas regiões de escoamento bifásico e utiliza-se correlações de fração de vazio nos cálculos das densidades do fluido bifásico.

O método foi testado em um refrigerador doméstico. Novamente, a correlação de Hughmark *et al.*(1962) permitiu uma maior aproximação entre os valores teóricos e o valor da massa de refrigerante fornecido pelo fabricante.

3. REFERÊNCIAS

- Butterworth, D., 1975, "A comparison of some Void-Fraction Relationships for Co-current Gas-Liquid Flow", *Int. J. Multiphase Flow*, Vol. 1, pp. 845-850.
- Domanski, P., Didion, D., 1983, "Computer Modeling of the Vapor Compression Cycle with Constant Flow Area Expansion Device", *NBS Building Science Series 155*.
- Hughmark, G.A., 1962, "Hold up in Gas-Liquid Flow", *Chemical Engineering Progress*, Vol. 58, N° 4, pp. 62-65.
- Kuijpers, L., Janssen, M., Wit, J., 1987, "Experimental Verification of Liquid Hold-up Predictions in Small Refrigeration Heat Exchangers", *17th Int. Cong. Refrig.*, Viènnne, pp. 307-315.
- Lockhart, R.W., Martinelli, R.C., 1949, "Proposed Correlation of Data for Isothermal Two-Phase Two-Component Flow in Pipes", *Chemical Engineering Progress*, Vol. 45, N° 1, pp. 39-48.
- Machado, L., Haberschill, P., Lallemand, M., 1998, "Masse du Fluide Frigorigène dans un Évaporateur en Fonctionnement Permanent ou Transitoire", *International Journal of Refrigeration*, Vol. 21, N° 6, pp. 430-439.
- Machado, L., Koury, R.N.N., França, G.A.C., Augusto, F.C., 1999, "Estudo Experimental de um Escoamento Bifásico em um Tubo Horizontal", *Congresso Iberoamericano de Ingeniería Mecánica*, Santiago, Chile.
- Otaki, T., 1973, "Holding Refrigerant in Refrigeration Unit", *13th Int. Cong. Refrig.*, Washington, pp. 535-544.
- Premoli, A., Francesco, D., Prina, A., 1971, "A Dimension Correlation for Evaluating Two-Phase Mixture Density", *La Termotecnica*, Vol. 25, N° 1, pp. 17-26.
- Rice, C.K., 1987, "The Effect of Void Fraction Correlation and Heat Flux Assumption on Refrigerant Charge Inventory Predictions", *ASHRAE Transactions*, Vol. 93, Part 1, pp. 341-367.
- Thom, J.R.S., 1964, "Prediction of Pressure Drop During Forced Circulation Boiling of Water", *International Journal of Heat and Mass Transfer*, Vol. 7, pp. 709-724.
- Zivi, S.M., 1978, "Estimation of Steady-State Steamvoid-Fraction by Means of the Principle of Minimum Entropy Production", *Transactions ASME, Journal of Heat Transfer, Series C*, Vol. 86, pp. 247-252.