

Influência das curvas de retorno em um evaporador do tipo tubo-aletado com uma fileira e quatro tubos

Alexandre G. Costa*, André L. Seixlack

Universidade Estadual Paulista - UNESP, Departamento de Engenharia Mecânica,
Ilha Solteira, São Paulo, Brasil, 15385-000

* garcia.costa@unesp.br

Resumo

Este trabalho analisa a influência das curvas de retorno em um evaporador do tipo tubo-aletado com geometria de uma fileira e quatro tubos. Essa análise foi feita com base em simulações realizadas a partir de um modelo numérico apresentado anteriormente na literatura, porém que não contabilizava os fenômenos de interesse do presente trabalho. Em razão da falta de discretização das curvas do modelo original, foi necessário criar um método para identificar os pontos da malha logo após a curva e assim recalculá-la a pressão nesse ponto a partir de quatro correlações diferentes selecionadas por meio de uma revisão bibliográfica. Os resultados obtidos revelam uma influência desprezível no evaporador analisado.

Palavras-chave: Evaporador do tipo tubo-aletado; Curva de retorno; Queda de pressão

Introdução

Este trabalho tem como objetivo analisar a influência das curvas de retorno dos tubos na eficiência de um evaporador do tipo tubo-aletado, a partir do trabalho desenvolvido por Pimenta (2015) que apresentou um modelo numérico para simular o escoamento e a transferência de calor do fluido refrigerante R-134a em regime transiente e permanente em evaporadores de tubo-aletado comumente utilizados em refrigeradores do tipo *no-frost*. No modelo numérico utilizado, o escoamento do refrigerante é assumido como unidimensional e é dividido em uma região bifásica e outra de vapor superaquecido. O modelo homogêneo é utilizado para caracterizar a região de escoamento bifásico e é considerada a condensação do vapor de água na região externa do evaporador. As equações fundamentais da conservação de massa, quantidade de movimento e energia do escoamento de refrigerante são resolvidas para calcular, respectivamente, a velocidade, a pressão e a entalpia específica do escoamento. As equações da conservação da energia e da massa da umidade do ar são resolvidas para calcular, respectivamente, a temperatura e umidade absoluta do ar que escoa no exterior do evaporador. Além disso, a equação da conservação de energia para a parede do tubo do evaporador é resolvida para calcular a distribuição de temperatura na parede. Todas as equações fundamentais são integradas numericamente e resultam em um conjunto de equações algébricas que são resolvidas pelo método de Newton-Raphson. A falta de um método para considerar a queda de pressão nas curvas de retorno no modelo de Pimenta (2015) é a motivação deste trabalho.

Metodologia

Pimenta (2015) analisou dois evaporadores de geometrias diferentes. Um com uma fileira e quatro tubos e outro com quatro fileiras e cinco tubos. O primeiro foi utilizado para simular o evaporador apresentado por Liang *et al.* (1999), no qual foram estudados três casos para condições de operação diferentes em regime permanente, e o evaporador apresentado por Jia *et al.* (1995) que foi estudado

em regime transiente. O evaporador de quatro fileiras e cinco tubos foi utilizado para simular o evaporador apresentado por Melo *et al.* (2006) e os seis casos estudados para diferentes regimes de operação. Para realizar as simulações, Pimenta (2015) criou malhas computacionais de 400 pontos para a primeira geometria e de 200 pontos para a segunda. Ressalta-se que no presente trabalho, até o momento, foi utilizado apenas o evaporador apresentado por Liang *et al.* (1999).

A revisão bibliográfica feita no presente trabalho para métodos de cálculo da queda de pressão nas curvas de retorno resultou em quatro métodos encontrados na literatura dos autores: Chisholm (1983) e Idelchik (1986); Chen *et al.* (2004); Domanski e Hermes (2008) e Padilla *et al.* (2009). As equações de cada método são:

- Chisholm (1983) e Idelchik (1986)

$$\Delta p_{rb} = \Phi \Delta p_{sp} \quad (1)$$

$$\Phi = 1 + \left(\frac{\rho_l}{\rho_v} - 1 \right) x [b(1-x) + x] \quad (2)$$

$$b = 1 + \frac{2,2}{K_{sp} \left(2 + \frac{R}{D} \right)} \quad (3)$$

$$\Delta p_{sp} = K_{sp} \frac{G^2}{2\rho_l} \quad (4)$$

nas quais Δp_{rb} é a queda de pressão na curva de retorno [Pa], Φ é o multiplicador bifásico proposto por Chisholm (1983), Δp_{sp} é a queda de pressão na curva de retorno de um escoamento monofásico puramente líquido, R é o raio de curvatura [m], D é o diâmetro interno do tubo [m], L é o comprimento da curva [m], x é o título do refrigerante, ρ_l é a massa específica da fase líquida [kg/m³], ρ_v é a massa específica da fase gasosa [kg/m³], G é o fluxo de massa do escoamento [kg/m²s] e f_l é o fator de atrito de Fanning para o escoamento da fase líquida.

- Chen *et al.* (2004)

$$f_{chen} = \frac{10^{-2} Re_m^{0,35}}{We_v^{0,12} \exp(0,194 \frac{2R}{D}) x^{1,26}} \quad (5)$$

$$\Delta p_{rb} = f \frac{L}{D} \frac{G^2 x^2}{2 \rho_v} \quad (6)$$

nas quais $Re_m = Re_v + Re_l$ é o número de Reynolds combinado, Re_v e Re_l são os números de Reynolds para vapor e líquido, We_v é o número de Weber para o vapor e σ é a tensão superficial do líquido [N/m].

- Domanski e Hermes (2008)

$$\left(\frac{dp}{dz}\right)_{rb} = \Lambda \left(\frac{dp}{dz}\right)_{st} \quad (7)$$

$$\left(\frac{dp}{dz}\right)_{st} = \left[\left(\frac{dp}{dz}\right)_{lo} + 2x \left(\left(\frac{dp}{dz}\right)_{vo} - \left(\frac{dp}{dz}\right)_{lo}\right)\right] (1-x)^{1/3} + \left(\frac{dp}{dz}\right)_{vo} x^3 \quad (8)$$

$$\left(\frac{dp}{dz}\right)_{lo} = 2 \frac{f_l}{D} \frac{G^2}{\rho_l} \quad (9)$$

$$\left(\frac{dp}{dz}\right)_{vo} = 2 \frac{f_v}{D} \frac{G^2}{\rho_v} \quad (10)$$

$$\Lambda = a_0 \left(\frac{GxD}{\mu_v}\right)^{a_1} \left(\frac{1}{x} - 1\right)^{a_2} \left(\frac{\rho_l}{\rho_v}\right)^{a_3} \left(\frac{2R}{D}\right)^{a_4} \quad (11)$$

nas quais os coeficientes de a_0 a a_4 são encontrados no trabalho de Domanski e Hermes (2008), os subíndices lo e vo indicam, respectivamente, escoamentos de apenas líquido e apenas vapor.

- Padilla *et al.* (2009)

$$\left(-\frac{dp}{dz}\right)_{rb} = \left(-\frac{dp}{dz}\right)_{st} + \left(-\frac{dp}{dz}\right)_{sing} \quad (12)$$

$$\left(\frac{dp}{dz}\right)_{sing} = a \left[\frac{\rho_v J_v^2}{R}\right] \left[\frac{J_l^2}{R}\right]^b \quad (13)$$

nas quais $a = 0,047 [s^{2/3}/m^{1/3}]$ e $b = 1/3$, J_v é a velocidade superficial da fase de vapor e J_l é a velocidade superficial da fase líquida [m/s].

Para incluir os valores das quedas de pressão nas curvas de retorno no modelo numérico é necessário identificar o primeiro ponto da malha após uma curva e em seguida calcular o valor da queda de pressão na curva e informar ao programa o novo valor da pressão naquele ponto. Para identificar esses pontos, utilizou-se a lógica

$$L = M_j H + 1 \quad (14)$$

na qual $H = 1, \dots, NTR - 1$, NTR é o número total de tubos do evaporador e M_j é o número total de pontos de um tubo que é função das dimensões do evaporador, dado por

$$M_j = \frac{L_{evap}}{\Delta z} \quad (15)$$

na qual L_{evap} é o comprimento do evaporador e Δz é o tamanho de cada volume de controle. Ressalta-se que no algoritmo M_j é calculado a partir da divisão apenas da parte inteira das variáveis mencionadas na Eq. 15. Assim, para o evaporador de uma fileira e quatro tubos $M_j = 100$, $H = [1 \ 2 \ 3]$, totalizando 3 curvas.

As Tabelas 1 e 2 apresentam, respectivamente, os parâmetros geométricos e as condições de operação utilizadas por Liang *et al.* (1999) para simular o evaporador.

Tabela 1: Parâmetros geométricos do evaporador simulado por Liang *et al.* (1999)

Parâmetros geométricos	
Comprimento do tubo reto [m]	1
Espaçamento transversal dos tubos [mm]	0,025
Espaçamento longitudinal dos tubos [mm]	0,00216
Diâmetro externo do tubo [mm]	9,53
Diâmetro interno do tubo [mm]	8,83
Espessura das aletas [mm]	0,12
Espaçamento das aletas [mm]	2,41
Número de aletas	391

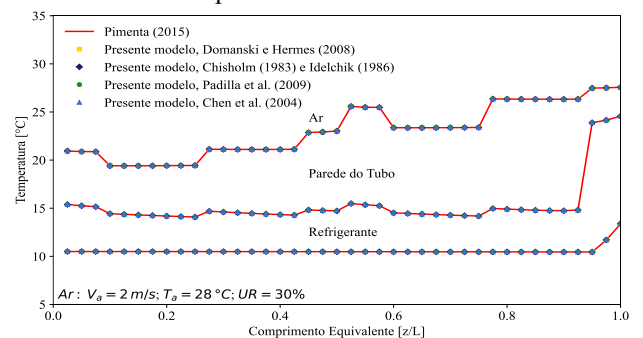
Tabela 2: Condições de operação usadas por Liang *et al.* (1999).

Parâmetros na entrada da serpentina	Caso 1	Caso 2	Caso 3
Temperatura do refrigerante [°C]	10,5	10,5	11
Vazão em massa de refrigerante [kg/s]	0,003	0,0055	0,0086
Título	0,22	0,22	0,22
Temperatura do ar [°C]	28,0	28,0	28,0
Umidade relativa do ar [%]	30	60	90
Velocidade do ar [m/s]	2,0	2,0	2,0

Resultados

A Figura 1 apresenta os resultados dos perfis de temperatura do presente modelo, no qual consideram-se as curvas de retorno, e do modelo apresentado por Pimenta (2015), para o Caso 1 (Tab. 2).

Figura 1: Perfis de temperatura ao longo do evaporador para o Caso 1.



A Tabela 3 apresenta os desvios relativos médios das temperaturas do refrigerante, ar e da parede em relação aos resultados de Pimenta (2015), ressalta-se que esses resultados englobam os três casos analisados.

Tabela 3: Desvios relativos médios das temperaturas do refrigerante, ar e da parede em relação aos resultados de Pimenta (2015).

Correlações	Ar [%]	Parede do tubo [%]	Refrigerante [%]
Chen <i>et al.</i> (2004)	0,02	0,05	0,12
Domanski e Hermes (2008)	0,02	0,05	0,11
Chisholm (1983) e Idelchik (1986)	0,02	0,05	0,11
Padilla <i>et al.</i> (2009)	0,01	0,02	0,04

A Figura 2 apresenta os resultados de queda de pressão do escoamento ao longo do evaporador do presente modelo e do modelo de Pimenta (2015) para o Caso 3 (Tab 2.).

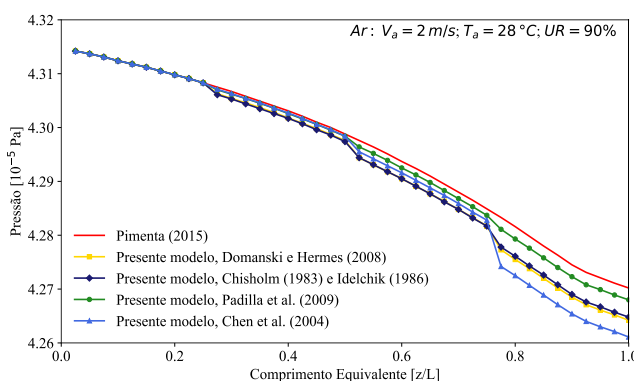


Figura 2: Queda de pressão ao longo do evaporador para o Caso 3.

A Tabela 4 apresenta os desvios relativos médios da queda de pressão ao longo do evaporador em relação aos dados numéricos de Pimenta (2015), os dados englobam os três casos estudados.

Tabela 4: Desvios relativos médios para a queda de pressão do escoamento bifásico ao longo do evaporador em relação aos resultados de Pimenta (2015).

Correlações	$\bar{D}_{rm}$ [%]
Chen <i>et al.</i> (2004)	0,04
Domanski e Hermes (2008)	0,03
Chisholm (1983) e Idelchik (1986)	0,03
Padilla <i>et al.</i> (2009)	0,01

Assim como na análise dos gradientes de temperatura a correlação apresentada por Padilla *et al.* (2009) resultou nos menores desvios relativos médios, enquanto a correlação apresentada por Chen *et al.* (2004) apresentou os maiores desvios. Isso se deve ao fato de que a correlação desenvolvida por Chen *et al.* (2004) não considera os efeitos do escoamento bifásico e considera apenas na expressão do

fator de atrito, ao contrário do que o trabalho de Padilla *et al.* (2009) apresenta.

Ressalta-se também que a baixa influência das curvas de retorno deve-se ao fato de que os fluxos de massa utilizados nas condições de operação são baixos, da ordem de $G = 48,99$ a $140,44$ kg/m² s. Os trabalhos experimentais de Padilla *et al.* (2013) e Junior (2015) mostram que há uma relação direta entre o aumento da queda de pressão do escoamento nas curvas de retorno com o aumento do fluxo de massa. Essa relação também é notada no presente trabalho e é evidenciada pelas Tabs. de 5 a 7.

Tabela 5: Valores da queda de pressão nas curvas de retorno para o Caso 1.

Correlações	Queda de pressão na curva de retorno [Pa]		
	Caso 1		
Correlações	Curva 1	Curva 2	Curva 3
Chen <i>et al.</i> (2004)	4,43	19,43	73,18
Domanski e Hermes (2008)	10,99	17,41	24,02
Chisholm (1983) e Idelchik (1986)	17,29	22,77	26,75
Padilla <i>et al.</i> (2009)	6,08	9,27	13,03

Tabela 6: Valores da queda de pressão nas curvas de retorno para o Caso 2.

Correlações	Queda de pressão na curva de retorno [Pa]		
	Caso 2		
Correlações	Curva 1	Curva 2	Curva 3
Chen <i>et al.</i> (2004)	21,26	85,32	307,90
Domanski e Hermes (2008)	49,90	76,20	110,85
Chisholm (1983) e Idelchik (1986)	62,96	80,92	93,62
Padilla <i>et al.</i> (2009)	21,41	32,11	43,38

Tabela 7: Valores da queda de pressão nas curvas de retorno para o Caso 3.

Correlações	Queda de pressão na curva de retorno [Pa]		
	Caso 3		
Correlações	Curva 1	Curva 2	Curva 3
Chen <i>et al.</i> (2004)	39,07	174,72	689,61
Domanski e Hermes (2008)	123,95	197,37	274,81
Chisholm (1983) e Idelchik (1986)	139,05	184,43	218,38
Padilla <i>et al.</i> (2009)	46,26	73,01	101,91

A partir das análises realizadas e dos resultados encontrados, que mostram desvios relativos muito baixos em relação aos dados numéricos de Pimenta (2015), nota-se que a influência das curvas de retorno são desprezíveis para o evaporador analisado.

Conclusões

No presente trabalho o objetivo de contabilizar a queda de pressão nas curvas de retorno e sua influência sobre o desempenho do evaporador estudado foi alcançado. A partir dos resultados obtidos, observa-se que a influência das curvas de retorno para os evaporadores com a respectiva geometria e condições de operação estudadas mostrou-se

baixa. Entretanto, notou-se no estudo uma proporção direta entre a vazão em massa do escoamento com o valor da queda de pressão nas curvas de retorno. Portanto, é necessário analisar e simular outros evaporadores com diferentes características de operação para obter uma resposta mais generalizada sobre a necessidade de contabilizar este fenômeno.

Referências

- Chen, Y., Wang, C.C. and Lin, S.Y., 2004. "Measurements and correlations of frictional single-phase and two-phase pressure drops of r-410a flow in small u-type return bends". *International journal of heat and mass transfer*, Vol. 47, No.10-11, pp. 2241–2249.
- Chisholm, D., 1983. "Two-phase flow in pipelines and heat exchanger".
- Churchill, S.W., 1977. "Friction-factor equation spans all fluid-flow regimes".
- Dittus, F. and Boelter, L., 1930. "Heat transfer in automobile radiators of the tubular type". *International Communications in Heat and Mass Transfer*, Vol. 12, No. 1, pp. 3 – 22.
- Domanski, P.A. and Hermes, C.J., 2008. "An improved correlation for two-phase pressure drop of r-22 and r-410a in 180 return bends". *Applied thermal engineering*, Vol. 28, No. 7, pp. 793–800.
- Idelchik, I.E., 1986. "Handbook of hydraulic resistance".
- Jia, X., Tso, C., Chia, P. and Jolly, P., 1995. "A distributed model for prediction of the transient response of an evaporator". *International Journal of refrigeration*, Vol. 18, No. 5, pp. 336–342.
- Jung, D., McLinden, M., Radermacher, R. and Didion, D., 1989 "A study of flow boiling heattransfer with refrigerant mixtures". *International Journal of Heat and Mass Transfer*, Vol. 32, No. 9, pp. 1751 – 1764. ISSN 0017-9310.
- Liang, S., Liu, M., Wong, T. and Nathan, G., 1999. "Analytical study of evaporator coil in humid environment". *Applied Thermal Engineering*, Vol. 19, No. 11, pp. 1129–1145.
- McQuiston, F.C., 1980. "Finned tube heat exchangers: state of the art for the air side". Technical report, Oklahoma State Univ., Stillwater (USA).
- Melo, C., Piucco, R. and Duarte, P., 2006. In-Situ performance evaluation of 'No-Frost' evaporator. 11th international refrigeration and air conditioning conference, Purdue, West Lafayette, IN.
- Müller-Steinhagen, H. and Heck, K., 1986. "A simple friction pressure drop correlation for two-phase flow in pipes". *Chemical Engineering and Processing: Process Intensification*, Vol. 20, No. 6, pp. 297 – 308.
- Padilla, M., Revellin, R. and Bonjour, J., 2009. "Prediction and simulation of two-phase pressure drop in return bends". *International journal of refrigeration*, Vol. 32, No. 7, pp. 1776–1783.
- Pimenta, P.H.N., 2015. Modelo distribuído aplicado à análise de evaporadores do tipo tubo aletado, Teste de Mestrado, Faculdade de Engenharia, Universidade Estadual Paulista - UNESP, Ilha Solteira.
- Padilla, M., Revellin, R., Wallet, J. and Bonjour, J., 2013. "Flow regime visualization and pressure drops of hfo-1234yf, r-134a and r-410a during downward two-phase flow in vertical return bends". *International Journal of Heat and Fluid Flow*, Vol. 40, pp. 116 – 134.
- Junior, L.D., 2015. "Estudo teórico e experimental da perda de pressão em curvas de retorno com escoamento bifásico de mistura zeotrópica r-407c".

Aviso de responsabilidade

Os autores são os únicos responsáveis pelo material incluído neste documento.