

COMPARAÇÃO DA RESPOSTA TRANSIENTE DE UM MODELO DE EVAPORADOR A R1234yf COMO SUBSTITUTO DO FLUIDO R134a

I. F. C. M. Braga, ivanacmb@yahoo.com.br

J. J. Garcia, jjgp.ufmg@gmail.com

T. M. Corrêa, tuliadamotta@gmail.com

T. Ali, thiagoali@hotmail.com

R. Oliveira, rphnunes@demec.ufmg.br

Programa de Pós Graduação de Engenharia Mecânica da Universidade Federal de Minas Gerais, Av. Pres. Antônio Carlos, 6627 - Pampulha, Belo Horizonte – MG – Brasil. CEP: 31270-901

Resumo: O presente trabalho compara o comportamento em regime transiente entres os fluidos R134a e R1234yf em um evaporador, além de caracterizar as constantes típicas para o controle do sistema, feitas numericamente. O trabalho compara as respostas transientes do R134a e do R1234yf de um evaporador que opera com água como fluido secundário em fluxo de contracorrente. O modelo dinâmico do trocador de calor trabalha de acordo com os princípios da Termodinâmica e Transferência de Calor e Massa, com correlações empíricas propostas na literatura, para determinar a fração de vazio, a perda de pressão e a troca de calor no regime bifásico. O estudo mostra que o calor latente do R1234yf é menor que o do R134a e que quando o evaporador opera com R1234yf, é necessária menor massa de fluido.

Palavras-chave: evaporador, modelo, fluido refrigerante, ebulição.

1. INTRODUÇÃO

A pesquisa experimental é uma ferramenta indispensável para provar e desenvolver novas teorias. Entretanto, a experimentação tem algumas desvantagens (custos de instalação, instrumentos de medição calibrados, material humano capacitado para realizar os experimentos, e tempo). Assim, a modelagem computacional proporciona um meio rápido e de baixo custo de testar vários parâmetros como componentes individuais. Modelos dinâmicos de sistemas de compressão de vapor são usados em uma variedade ampla de aplicações, incluindo projeto e otimização de componentes, desenvolvimento de sistemas de controle, e detecção e diagnóstico de falhas (Laughman *et al.*, 2015).

Na modelagem de um sistema de refrigeração por compressão de vapor, modelar a válvula de expansão e o compressor é relativamente uma tarefa fácil comparada à complexidade de um modelo dinâmico para os trocadores de calor. A maior dificuldade na modelagem de evaporadores e condensadores é devida ao fato de que as equações que precisam ser resolvidas, que são derivadas dos balanços de energia e massa, são diferentes de acordo com o estado físico do refrigerante (vapor, líquido ou bifásico), posição e tempo (Wu *et al.*, 2015). Essa é a razão pela qual a literatura teve uma variedade ampla de modelagens aproximadas de trocadores de calor para simular sua resposta dinâmica. (Rodriguez e Rasmussen, 2017). Em geral, existem três tipos principais de modelos dinâmicos de evaporadores e condensadores: modelos de uma região, modelos de fronteira móvel e de parâmetros distribuídos. Neste último, modelos distribuídos dividem o trocador em um número grande de pequenos volumes fixos em que o estado do fluido e seus parâmetros são considerados uniformes ao longo de cada volume (Laughman *et al.*, 2015). A acurácia física do último modelo depende do número de regiões discretizadas; e este foi o modelo utilizado nesse trabalho.

O desenvolvimento de modelos de sistema de refrigeração, e, portanto, de modelos de trocadores de calor transientes, começaram nos anos 80 (Hermes e Melo, 2008). A Tab. 1 é uma lista representativa de atividades de pesquisa que lidam com modelos de trocadores de calor em regime transiente de ciclos de refrigeração de pequeno porte.

Tabela 1. Lista de modelos de trocadores de calor transientes para sistemas de refrigeração

Autor	Modelo dinâmico	Refrigerante	Validação experimental
Dhar (1979)	Modelo de uma região	R22	Não
Chi e Didion (1982)	Modelo de uma região	R22	Sim
MacArthur (1984)	Parâmetros distribuídos	R22	Não
Murphy e Goldschmidt (1985)	Semi estável	Indisponível	Não
Sami <i>et al.</i> (1987)	Parâmetros distribuídos	R22	Sim

Melo <i>et al.</i> (1988)	Modelo de uma região	R12	Sim
MacArthur e Grald (1989)	Parâmetros distribuídos	Indisponível	Sim
Chen and Lin (1991)	Parâmetros distribuídos	R12	Sim
Janssen <i>et al.</i> (1992)	Fronteira móvel	R12	Sim
He <i>et al.</i> (1994)	Fronteira móvel	R22	Não
Yuan e O'Neal (1994a, 1994b)	Parâmetros distribuídos	Indisponível	Sim
Vargas e Parise (1995)	Modelo de uma região	R12	Não
Judge e Radermacher (1997)	Parâmetros distribuídos	R22, R407C	Sim
Willatzen <i>et al.</i> (1998a, 1998b)	Fronteira móvel	Indisponível	Sim
Rossi e Braun (1999)	Parâmetros distribuídos	R22	Sim
Jia <i>et al.</i> (1999)	Parâmetros distribuídos	R134a	Sim
Koury <i>et al.</i> (2001)	Parâmetros distribuídos	R12, R134a	Sim
Browne e Bansal (2002)	Semi estável	R134a	Sim
Haberschill <i>et al.</i> (2003)	Parâmetros distribuídos	R407C	Não
Kim <i>et al.</i> (2004)	Parâmetros distribuídos	R22	Sim
Lei e Zaheeruddin (2005)	Fronteira móvel	R22	Não
Zhang e Zhang (2006)	Fronteira móvel	R22	Sim
Elaziz <i>et al.</i> (2006)	Fronteira móvel	R744	Não
Porkhial <i>et al.</i> (2006)	Parâmetros distribuídos	R12	Sim
Schiavo e Casella (2007)	Parâmetros distribuídos	Indisponível	Não
McKinley e Alleyne (2008)	Fronteira móvel	R134a	Sim
Hermes e Melo (2009)	Parâmetros distribuídos	R134a	Sim
Kapadia <i>et al.</i> (2009)	Parâmetros distribuídos	R22, R410A	Sim
Li and Alleyne (2010)	Fronteira móvel	Indisponível	Sim
Liang <i>et al.</i> (2010)	Modelo de uma região Fronteira móvel	Indisponível	Sim
Rasmussen e Shenoy (2012)	Fronteira móvel	Indisponível	Não
Koury <i>et al.</i> (2013)	Parâmetros distribuídos	R134a	Sim
Berger <i>et al.</i> (2015)	Parâmetros distribuídos	R600a	Sim
Wu <i>et al.</i> (2015)	Parâmetros distribuídos	Indisponível	Sim
Esbrí <i>et al.</i> (2015)	Fronteira móvel	R134a	Sim
Laughman <i>et al.</i> (2015)	Parâmetros distribuídos	R410a	Sim
Nunes <i>et al.</i> (2015)	Modelo de uma região	R12, R134a, R1234yf	Não
Faria <i>et al.</i> (2016)	Parâmetros distribuídos	R744	Sim
Nunes <i>et al.</i> (2016)	Parâmetros distribuídos	R22, R410A	Sim
Li <i>et al.</i> (2017)	Modelo de uma região	Indisponível	Sim
Rodriguez e Rasmussen (2017)	Fronteira móvel Parâmetros distribuídos	R134a, R404A, R410A	Não

Hidrofluorocarbonetos (HFCs) foram apontados pelo Protocolo de Kyoto por conta da sua contribuição ao Aquecimento Global (GWP). Hidrofluorolefinos (HFOs), refrigerantes naturais e HFCs de baixo GWP foram propostos como alternativas (Calm, 2008). Um dos HFC mais incorporados em temperaturas médias de evaporação é o R134a, com um GWP de 1430 (Mclinden *et al.*, 2014). Focando nos HFO, R1234yf prevalece como a alternativa mais aceitável em trocador 134a (Brown *et al.*, 2016). O objetivo desse trabalho é descrever modelos de parâmetros distribuídos de um evaporador para comparar a resposta transiente usando R134a e R1234yf.

2. MODELO MATEMÁTICO

2.1. Modelo do evaporador

O evaporador modelado neste trabalho consiste em três tubos internos de cobre com diâmetro igual a 9 mm, cercados por um tubo de PVC isolado e de diâmetro igual a 35 mm. O refrigerante escoava através dos tubos internos, enquanto a água escoava através do espaço anular entre os tubos. O evaporador tem comprimento total de 6m, enrolados em forma de espiral, como mostrado na Fig. 1.

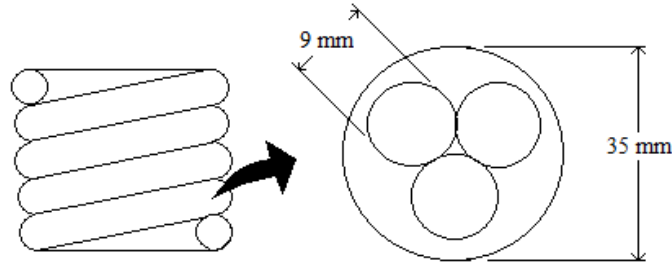


Figura 1. Esquema do evaporador.

O modelo numérico do evaporador desenvolvido nesse trabalho é baseado em leis de conservação de massa, energia e quantidade de movimento. As considerações usadas para a modelagem foram: transferência de calor por condução na direção axial é desprezível; fluxo de refrigerante e fluido secundário ocorre apenas em uma direção; não há perda de calor para o meio externo; o fluido de trabalho é fluido refrigerante puro; os canais por onde escoam o fluido refrigerante foram considerados como tubos lisos, horizontais e de seção transversal constante; as propriedades físicas não variam no corte transversal do tubo e a variação de energia potencial do fluido é desprezível.

O evaporador é discretizado em n volumes de controle. Os balanços de energia, massa e quantidade de movimento linear são realizados em cada elemento.

Os balanços de energia e massa do volume de controle podem ser escritos pelas equações seguintes:

$$A_f \frac{\partial}{\partial t} [\rho_f (h_f - P_f v_f)] = -A_f \frac{\partial}{\partial z} (G_f h_f) + \alpha_f p_f (T_p - T_f) \quad (1)$$

$$\frac{\partial \rho_f}{\partial t} + \frac{\partial G_f}{\partial z} = 0 \quad (2)$$

Onde A_f , ρ_f , h_f , P_f , v_f , G_f , α_f , p_f , e T_f são, respectivamente, a área de seção transversal, massa específica, entalpia, pressão, volume específico, velocidade mássica, coeficiente de transferência de calor, perímetro, e temperatura do fluido refrigerante. T_p é a temperatura da parede do tubo em cada elemento.

A expressão para o balanço de quantidade de movimento linear no volume de controle infinitesimal é dada pela Eq. (4). Como o fluxo do evaporador ocorre em duas fases, a massa específica do refrigerante é calculada pela Eq. (3).

$$\rho_f = \rho_l + \alpha(\rho_v - \rho_l) \quad (3)$$

$$\frac{\partial}{\partial z} \left\{ P_f + G_f^2 \left[\frac{x^2 v_v}{\alpha} + \frac{(1-x)^2 v_l}{1-\alpha} \right] \right\} = -\frac{\partial G_f}{\partial t} - \left(\frac{dP}{dz} \right)_f - g \rho_f \sin(\theta) \quad (4)$$

Em que x , v_l , v_v , α , g , e $(dP/dz)_f$ são o título, volume específico de líquido e vapor, fração de vazio, aceleração da gravidade e perda de pressão friccional, respectivamente. Para o fluido secundário na parede, uma análise similar de conservação de energia é feita. As Eqs. (5) e (6) são o resultado dessa análise para o fluido secundário e parede, respectivamente.

$$\rho_a A_a c_{pa} \frac{\partial T_a}{\partial t} = -G_a A_a c_{pa} \frac{\partial T_a}{\partial z} - \alpha_a p_a (T_a - T_f) \quad (5)$$

$$\rho_p A_p c_{pp} \frac{\partial T_p}{\partial t} = \alpha_a p_a (T_a - T_p) - \alpha_f n_t p_f (T_p - T_f) \quad (6)$$

Onde ρ_a , ρ_p , A_a , A_p , c_{pa} , c_{pp} , G_a , α_a , α_f , p_a , T_a e n_t são respectivamente a massa específica da água e da parede do tubo, área da seção transversal de fluxo da água e do tubo, calor específico da água e do tubo, velocidade mássica da água, coeficiente de transferência de calor por convecção da água e do fluido, perímetro e temperatura da água e número de tubos por onde escoam fluido refrigerante.

As propriedades termodinâmicas do fluido refrigerante e da água são calculadas usando as equações propostas por Cleland (1986) com novos coeficientes calculados para os refrigerantes R134a e R1234yf. O modelo matemático foi implementado no programa *Engineering Equation Solver* (EES).

2.2. Correlação do coeficiente de transferência de calor

As características de transferência de calor do fluxo de ebulição saturada são modeladas pela correlação de Turgut *et al.* (2016), que foram desenvolvidas baseadas em 3594 pontos. As faixas do banco de dados cobrem velocidades mássicas

entre 50 e 1500 kg/m²s, fluxos de calor entre 3 e 150 kW/m², diâmetro hidráulico entre 0,5 e 13,84 mm e temperaturas de saturação entre -8,8 e 52,4 °C. o coeficiente de transferência de calor do vapor em escoamento é calculada pela correlação de Dittus-Boelter (1930).

2.3. Correlações de perda de carga

A perda de carga friccional do escoamento bifásico, no processo de evaporação, é investigada pela correlação de Xu e Fang (2012), que tem sido desenvolvida baseada em 2622 dados experimentais de 15 refrigerantes, com diâmetro hidráulico de 0,81 e 19,1 mm, velocidade mássica de 25,4 a 1150 kg/m²s, e fluxo de calor de 0,6 a 150 kW/m².

2.4. Título crítico

O uso de diferentes correlações para as duas zonas no evaporador (bifásico e vapor superaquecido) no cálculo de perda de carga e coeficiente de transferência de calor produz descontinuidades nas fronteiras das duas zonas e dificulta uma convergência rápida do modelo. Uma maneira de evitar esse problema é dividir as duas zonas em antes e após o título crítico (x_{crit}). Os parâmetros na região $x_{crit} > x > 1$ são calculados com uma função polinomial de terceira ordem do título. Os coeficientes da função são calculados para assegurar a continuidade da função. Assim, o título crítico é encontrado com Wojtan *et al.* (2005).

2.5. Fração de vazio

Rouhani e Axelsson (1970) propuseram uma correlação para fração de vazio baseada no degrau do modelo de deslizamento, considerando os efeitos de velocidade mássica, tensão superficial e flutuabilidade no fluxo vertical de ebulição da água em condições locais, assim como não equilíbrio termodinâmico.

2.6. Modelo do compressor

Devido a pequena massa de fluido que passa no compressor, a dinâmica deste é negligenciada nesse estudo. Em vez disso, o estágio de compressão é modelado como um processo em regime permanente, através do qual o compressor alcança certa velocidade instantaneamente. (Kapadia *et al.*, 2009). A Eq. (7) mostra a expressão que calcula a vazão de massa do compressor devido ao volume deslocado do pistão (V), rotação (N), massa específica na saída do evaporador (ρ_{f2}), e eficiência volumétrica (η).

$$\dot{m}_{f2} = NV\rho_{f2}\eta \quad (7)$$

A Equação (8) é usada para calcular a eficiência volumétrica, c é o espaço morto do compressor, P_{in} e P_{out} são as pressões de sucção e descarga e n_p é o expoente politrópico.

$$\eta = 1 + c - c \left(\frac{P_{out}}{P_{in}} \right)^{1/n_p} \quad (8)$$

2.7. Método de resolução do modelo do evaporador

Os modelos do evaporador e do compressor são resolvidos simultaneamente. A convergência de Newton-Raphson, Eq. (10), é usada para estimar o valor de pressão de evaporação até que o erro calculado seja inferior a 0,01. O erro (ε_j) é calculado pela Eq. (9).

$$\varepsilon_j = \frac{\dot{m}_{out, evap.} - \dot{m}_{f2}}{\dot{m}_{f2}} \quad (9)$$

$$P_f = \frac{P_{f,j-2}\varepsilon_{j-1} - P_{f,j-1}\varepsilon_{j-2}}{\varepsilon_{j-1} - \varepsilon_{j-2}} \quad (10)$$

O cálculo para determinação da pressão de evaporação, temperaturas da água e da parede é feito por uma comparação entre a temperatura da parede para o momento atual e o anterior. A convergência da temperatura da água e da parede ocorre quando o erro calculado é inferior a 0,1°C. A Figura 3 mostra um fluxograma dos métodos de resolução para o modelo do evaporador.

2.8. Teste de malha

As simulações foram realizadas pelo evaporador operando em regime permanente, com uma vazão mássica de 70 kg/h de fluido de resfriamento, com uma massa inicial de 80 g. A temperatura de entrada da água é de 20 °C e sua vazão volumétrica igual a 0,68 m³/h. A entalpia de entrada do evaporador é igual a entalpia de saída do condensador, com subresfriamento de 5 °C.

A resposta do modelo alcança estabilidade quando o evaporador é dividido em 150 elementos. A partir dessa divisão, a variação de temperatura se encontra na faixa de ± 0.2 °C, garantindo resultados confiáveis. A Fig. 2 mostra o teste de malha realizado no estudo.

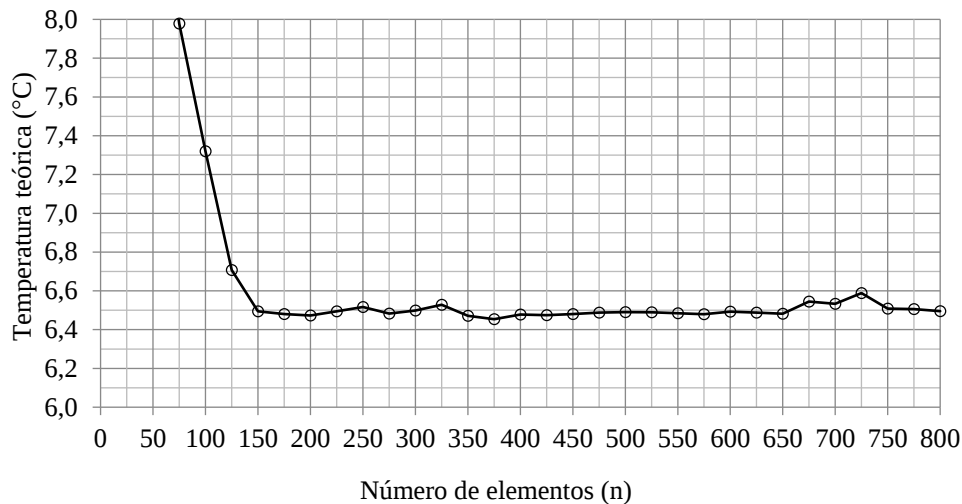


Figura 2. Teste de malha.

3. RESULTADOS E DISCUSSÕES

Simulações numéricas em estudo transiente foram realizadas considerando os parâmetros geométricos do evaporador, o deslocamento do compressor, e a vazão mássica foi considerada a mesma para os dois fluidos. O comportamento do evaporador foi investigado quando sujeito a uma variação da vazão mássica na entrada do evaporador, isto é, um degrau na vazão mássica na válvula de expansão.

A Figura 4 mostra o comportamento da vazão mássica na saída e a massa de refrigerante para cada um dos fluidos após o fechamento da válvula de expansão (degrau), que corresponde a 95% ao fluxo mássico de entrada do evaporador. Ao observar a Fig. 4, após o degrau, a vazão massa de saída diminui suavemente até alcançar um novo ponto de operação. As massas de R134a (10,5 g) e de R1234yf (9,7 g), removidas após o degrau, são praticamente iguais. Entretanto, para manter o mesmo grau de superaquecimento e trabalhar na mesma vazão mássica entre os fluidos, a massa requerida de R1234yf (70 g) deve ser menor que a de R134a (80 g).

Além disso, outro efeito verificado pelo trabalho na mesma vazão mássica é a variação da temperatura de evaporação. A Figura 5 mostra a temperatura de evaporação versus o tempo. Na faixa de 0 a 50 s são mostrados os alcances da temperatura de evaporação para cada fluido em regime permanente. Como o calor latente de vaporização do R1234yf é menor que o do R134a, sua temperatura de evaporação alcança em regime permanente 1,2 °C, valor maior que a temperatura do R134a (0,7 °C). Após o degrau, de 50 s em diante, alcança-se a temperatura de evaporação.

A Figura 6 mostra o grau de superaquecimento após o degrau. Nos primeiros 50 s, o evaporador está operando em regime permanente e o grau de superaquecimento para o R1234yf e R134a é de 6,45 e 6,54 °C, respectivamente; a vazão mássica na entrada do evaporador é reduzida abruptamente com o fechamento da válvula de expansão e a massa dentro do evaporador diminui causando aumento no superaquecimento do evaporador, para 8,9 e 8,8 °C (R1234yf e 134a, respectivamente). O superaquecimento do R1234yf é ligeiramente menor que o do R134a, e isso se explica na diferença entre os valores de calor latente de vaporização dos fluidos. O tempo de estabilização do superaquecimento de ambos os fluidos é similar.

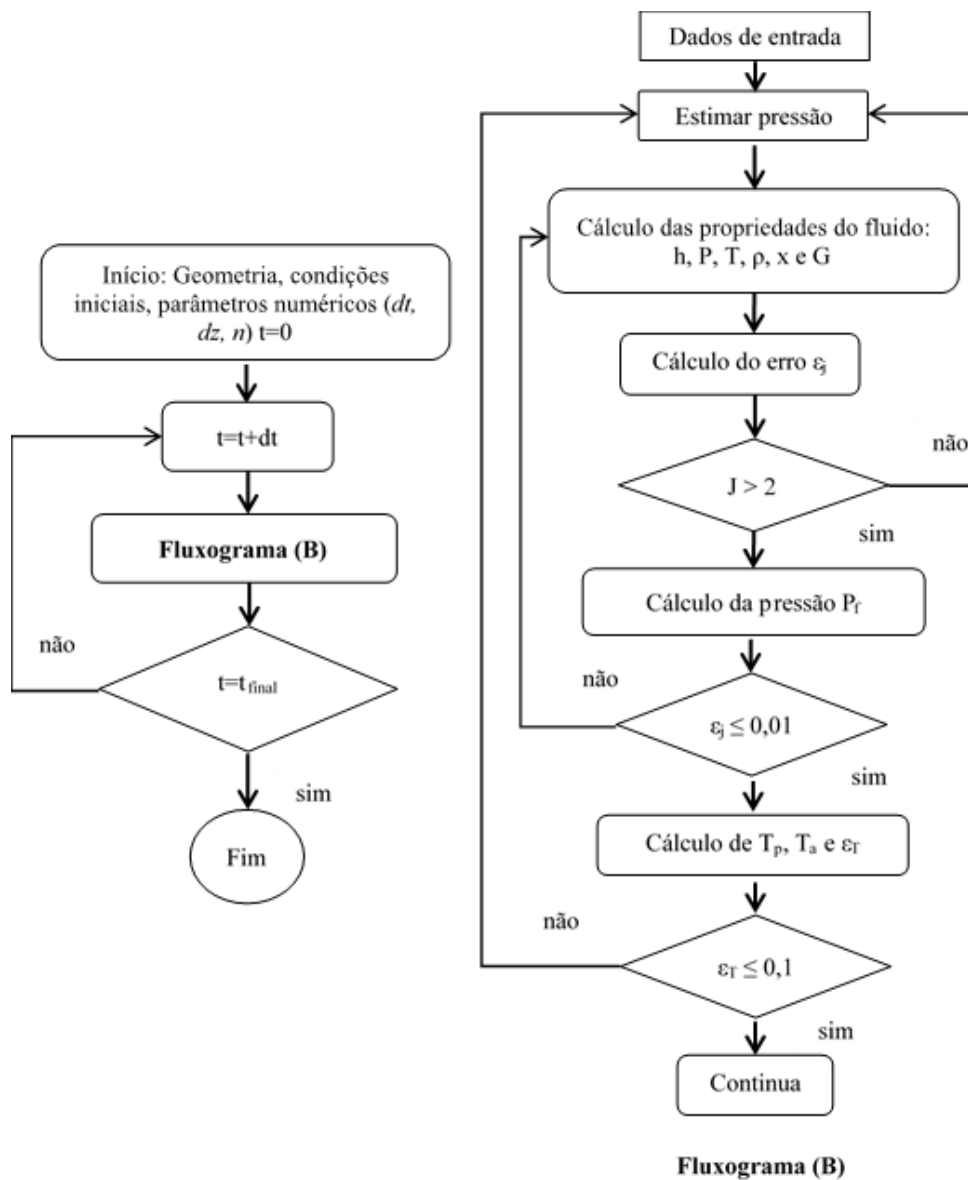


Figura 3. Fluxograma da solução da modelagem do evaporador.

As Figuras 7 e 8 mostram a perda de carga e transferência de calor no evaporador. A diminuição de vazão mássica, devida ao degrau na válvula, reduz tanto o coeficiente de transferência de calor quanto a perda de carga, para qualquer refrigerante em qualquer posição. Estudos conduzidos por Mendonza-Miranda *et al.* (2015) mostraram que o coeficiente global de transferência de calor para o R1234yf é no máximo 10% menor que do R134a (como mostrado na Fig. 4, quando a vazão mássica de operação para os dois fluidos é a mesma). Por conta dessa diferença entre os coeficientes de transferência de calor dos fluidos, a constante térmica do R1234yf tende a ser maior que a do R134a. Durante o escoamento monofásico, ambos os refrigerantes tem o mesmo coeficiente de transferência de calor.

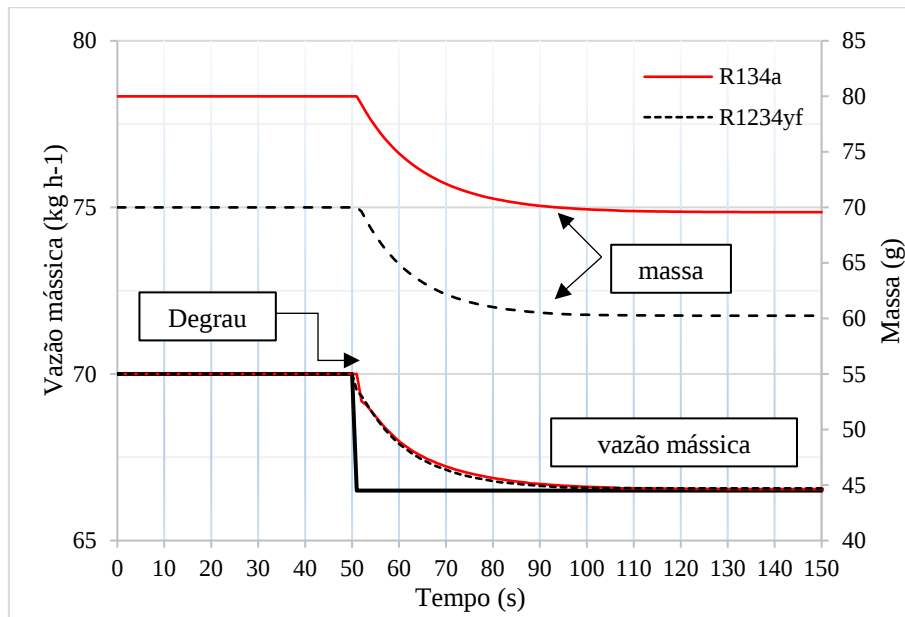


Figura 4. Comportamento da vazão mássica e da massa após degrau.

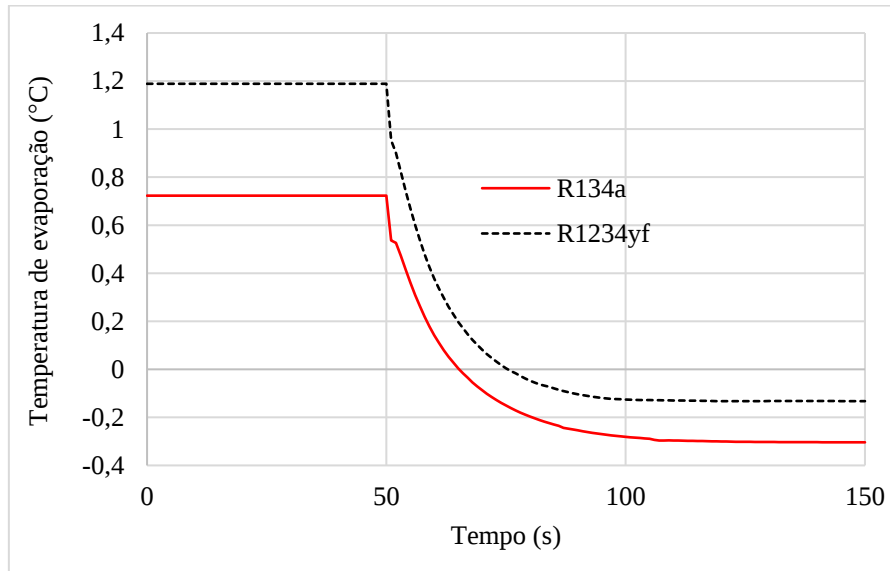


Figura 5. Comportamento da temperatura de evaporação versus tempo.

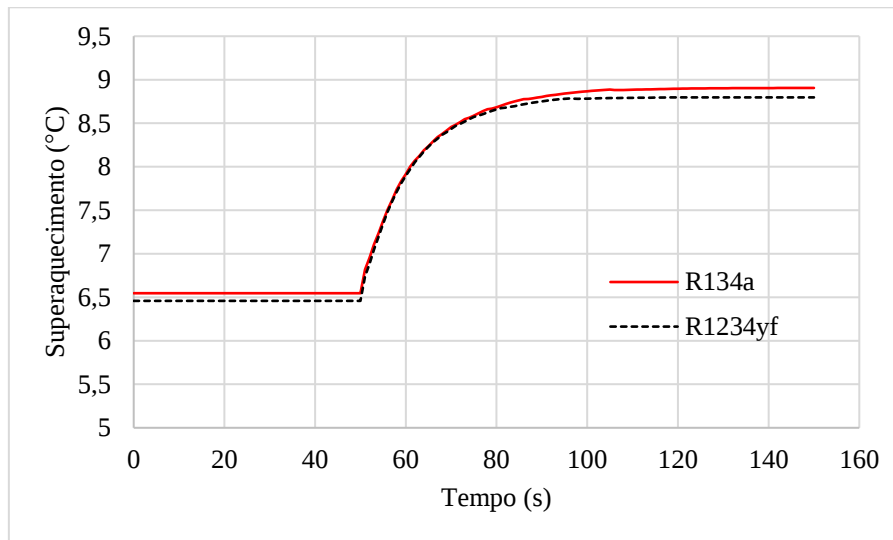


Figura 6. Comportamento do superaquecimento no evaporador.

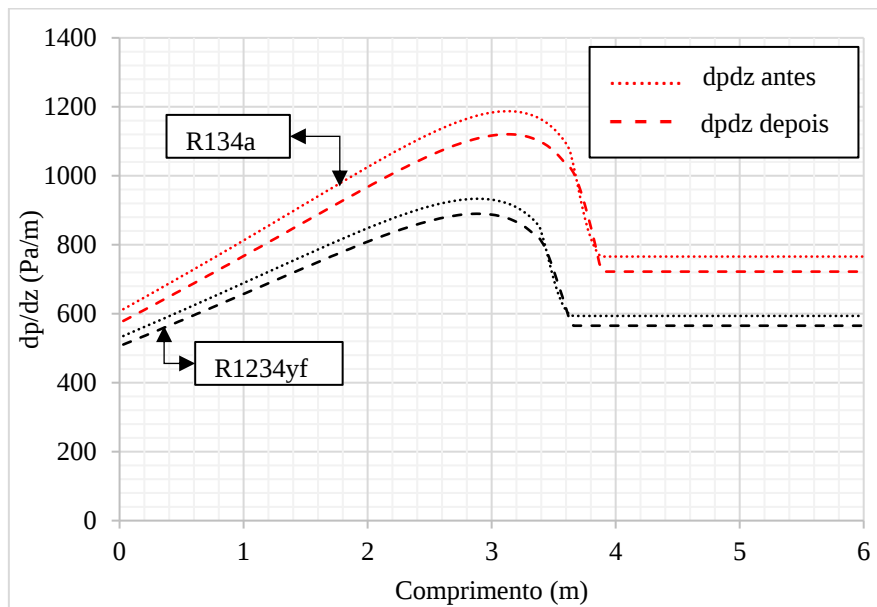


Figura 7. Distribuição espacial da perda de carga.

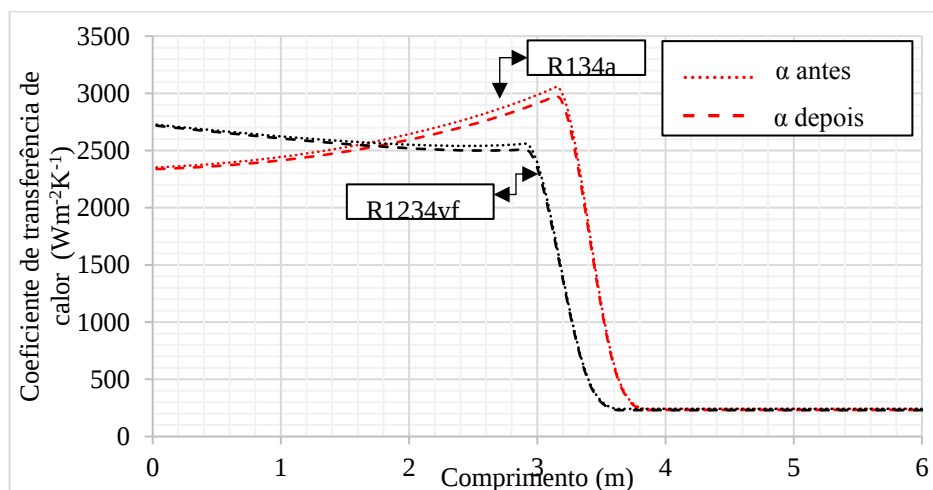


Figura 8. Distribuição espacial do coeficiente de transferência de calor.

4. CONCLUSÕES

Nesse estudo, um modelo numérico foi desenvolvido para determinar o comportamento de um evaporador operando com refrigerantes R134a e R1234yf. Três conclusões foram tiradas desse estudo. A primeira está ligada ao calor latente do R1234yf, que é menor que o do R134a, e dessa forma a temperatura de evaporação alcançada em regime permanente para o R1234yf é maior que a do R134a. Além disso, quando o evaporador opera com R1234yf, é necessária apenas 87,4% da massa de fluido necessária ao R134a. Também se pode concluir que nessa simulação, a troca de refrigerantes faz necessárias mudanças mínimas no sistema, como a regulagem nos dispositivos de expansão, por conta do menor grau de superaquecimento do R1234yf em relação ao R134a.

5. AGRADECIMENTOS

Ao Programa de Pós-Graduação de Engenharia Mecânica da Universidade Federal de Minas Gerais e à Fundação de Amparo à Pesquisa de Minas Gerais.

6. REFERÊNCIAS

- Brown, J.S., Zilio, C., Akasaka, R., Higashi, Y., 2016. Low-GWP refrigerants. *Science and Technology for the Built Environment* 22, 1075-1076.
- Calm, J.M., 2008. The next generation of refrigerants-Historical review, considerations, and outlook. *International Journal of Refrigeration* 31, 1123-1133.
- Dittus, F., Boelter, L., 1930. University of California publications on engineering. University of California publications in Engineering 2, 371.
- Faria, R.N., Nunes, R.O., Koury, R.N.N., Machado, L., 2016. Dynamic modeling study for a solar evaporator with expansion valve assembly of a transcritical CO₂ heat pump. *International Journal of Refrigeration* 64, 203-213.
- Hermes, C.J.L., Melo, C., 2008. A first-principles simulation model for the start-up and cycling transients of household refrigerators. *International Journal of Refrigeration* 31, 1341-1357.
- Hermes, C.J.L., Melo, C., 2009. Assessment of the energy performance of household refrigerators via dynamic simulation. *Applied Thermal Engineering* 29, 1153-1165.
- Kapadia, R.G., Jain, S., Agarwal, R.S., 2009. Transient Characteristics of Split Air-Conditioning Systems Using R-22 and R-410A as Refrigerants. *HVAC&R Research* 15, 617-649.
- Koury, R.N.N., Faria, R.N., Nunes, R.O., Ismail, K.A.R., Machado, L., 2013. Dynamic model and experimental study of an air-water heat pump for residential use. *International Journal of Refrigeration* 36, 674-688.
- Koury, R.N.N., Machado, L., Ismail, K.A.R., 2001. Numerical simulation of a variable speed refrigeration system. *International Journal of Refrigeration* 24, 192-200.
- Laughman, C.R., Qiao, H., Aute, V., Rademacher, R., 2015. A comparison of transient heat pump cycle models using alternative flow descriptions. *Science and Technology for the Built Environment* 21, 666-680.
- Liang, N., Shao, S., Tian, C., Yan, Y., 2010. Dynamic simulation of variable capacity refrigeration systems under abnormal conditions. *Applied Thermal Engineering* 30, 1205-1214.
- MacArthur, J.W., 1984. Transient heat pump behaviour: a theoretical investigation. *International Journal of Refrigeration* 7, 123-132.
- MacArthur, J.W., Grald, E.W., 1989. Unsteady compressible two-phase flow model for predicting cyclic heat pump performance and a comparison with experimental data. *International Journal of Refrigeration* 12, 29-41.

- McKinley, T.L., Alleyne, A.G., 2008. An advanced nonlinear switched heat exchanger model for vapor compression cycles using the moving-boundary method. *International Journal of Refrigeration* 31, 1253-1264.
- Mclinden, M.O., Kazakov, A.F., Brown, J.S., Domanski, P.A., 2014. A thermodynamic analysis of refrigerants: Possibilities and tradeoffs for Low-GWP refrigerants. *International Journal of Refrigeration* 38, 80-92.
- Melo, C., Ferreira, R., Pereira, R., Negrao, C., 1988. Dynamic behaviour of a vapor compression refrigerator: A theoretical and experimental analysis, *International Refrigeration and Air Conditioning Conference at Purdue*, West Lafayette, USA.
- Mendoza-Miranda, J.M., Ramírez-Minguela, J.J., Muñoz-Carpio, V.D., Navarro-Esbrí, J., 2015. Development and validation of a micro-fin tubes evaporator model using R134a and R1234yf as working fluids. *International Journal of Refrigeration* 50, 32-43.
- Murphy, W.E., Goldschmidt, V.W., 1985. Cyclic characteristics of a typical residential air conditioner: modeling of start-up transients. *ASHRAE Transactions* 91 (Part 2), 427-444.
- Nunes, R.O., Castro, L.F.N., Machado, L., Koury, R.N.N., 2016. Distributed and Nonsteady-State Model of an Air Cooler Working with R22 and R410A. *International Journal of Air-Conditioning and Refrigeration* 24, 1650008.
- Nunes, T.K., Vargas, J.V.C., Ordonez, J.C., Shah, D., Martinho, L.C.S., 2015. Modeling, simulation and optimization of a vapor compression refrigeration system dynamic and steady state response. *Applied Energy* 158, 540-555.
- Rodriguez, E., Rasmussen, B., 2017. A comparison of modeling paradigms for dynamic evaporator simulations with variable fluid phases. *Applied Thermal Engineering* 112, 1326-1342.
- Rouhani, S.Z., Axelsson, E., 1970. Calculation of void volume fraction in the subcooled and quality boiling regions. *International Journal of Heat and Mass Transfer* 13, 383-393.
- Turgut, O.E., Çoban, M.T., Asker, M., 2016. Saturated Flow Boiling Heat Transfer Correlation for Small Channels Based on R134a Experimental Data. *Arabian Journal for Science and Engineering* 41, 1921-1939.
- Vargas, J.V.C., Parise, J.A.R., 1995. Simulation in transient regime of a heat pump with closed-loop and on-off control. *International Journal of Refrigeration* 18, 235-243.
- Willatzen, M., Pettit, N.B.O.L., Ploug-Sørensen, L., 1998a. A general dynamic simulation model for evaporators and condensers in refrigeration. Part I: moving-boundary formulation of two-phase flows with heat exchange. *International Journal of Refrigeration* 21, 398-403.
- Wu, J., Gagnière, E., Couenne, F., Hamroun, B., Latour, T., Jallut, C., 2015. A hybrid transient model for simulation of air-cooled refrigeration systems: Description and experimental validation. *International Journal of Refrigeration* 53, 142-154.
- Xu, Y., Fang, X., 2012. A new correlation of two- phase frictional pressure drop for evaporating flow in pipes. *International Journal of Refrigeration*.
- Yuan, X., O'Neal, D.L., 1994a. Development of a transient simulation model of a freezer part I: model development, *International Refrigeration and Air Conditioning Conference at Purdue*, West Lafayette, USA.

7. RESPONSABILIDADE AUTORAL

Os autores são os únicos responsáveis pelo conteúdo deste trabalho.

COMPARISON OF TRANSIENT RESPONSE OF AN EVAPORATOR MODEL WORKING WITH R1234YF AS A DROP-IN REPLACEMENT FOR R134A

I. F. C. M. Braga, ivanacmb@yahoo.com.br
J. J. Garcia, langa_27@hotmail.com
T. M. Corrêa, tuliodamotta@gmail.com
T. Ali, thiagoali@hotmail.com
R. Oliveira, rphnunes@demec.ufmg.br

Mechanical Engineering Graduate Program of Federal University of Minas Gerais, Av. Pres. Antônio Carlos, 6627 - Pampulha, Belo Horizonte – MG – Brazil. PC: 31270-901

Abstract. *The present work compares the fluids R134a and R1234yf in a vapor-compression system designed for R134a, moreover the description of typical constants for the control system, made numerically. This article presents the transient response of R134a and R1234yf in an evaporator that works with water as secondary fluid by a counter-current flow. The dynamic model of the heat exchanger works according to the Thermodynamics and Heat and Mass Transfer principles, with empirical correlations proposed in literature, to determine the void fraction, drop pressure and heat exchange in a two-phase regime. The study shows that the value of latent heat is lower for R1234yf than for R134a, and if the evaporator works with R1234yf, it is necessary less fluid mass.*

| Keywords: *evaporator, model, refrigerant fluid, boiling.*