

DETERMINAÇÃO DAS PROPRIEDADES TERMOFÍSICAS DA MISTURA R134a / NANOLUBRIFICANTE
NO CICLO DE REFRIGERAÇÃO POR COMPRESSÃO DE VAPOR

José Carlos Benatti Neto – josebenatti@hotmail.com

Paul Ortega Sotomayor – ortegas.paul@gmail.com

José Alberto Reis Parise – parise@puc-rio.br

Pontifícia Universidade Católica de Rio de Janeiro, Departamento de Engenharia Mecânica, www.puc-rio.br

LN - Código e Nome do Tema

Resumo. No presente trabalho foi desenvolvido um modelo termodinâmico teórico de um ciclo de refrigeração por compressão de vapor operando com uma mistura de fluido refrigerante R134a, óleo lubrificante RL68H (Polyolester lubrificante POE) e nanopartículas. As propriedades termodinâmicas dos fluidos foram avaliadas a partir de correlações empíricas existentes na literatura. As nanopartículas propostas neste estudo são óxido de cobre (CuO), óxido de alumínio (Al₂O₃) e óxido de titânio (TiO₂). Com o modelo termodinâmico, foi possível calcular, para efeito de comparação entre os dados de transferência de calor do evaporador, condensador, temperatura na descarga do compressor e potência de compressão para uma concentração volumétrica de nanopartículas de 0,1% suspensa no óleo lubrificante.

Palavras-chave: Refrigeração, nanopartícula, nanolubrificante

1. INTRODUÇÃO

Nos últimos anos, pesquisadores tem feito estudos para melhorar a eficiência do ciclo de refrigeração por compressão de vapor mediante a introdução de nanopartículas em refrigerantes (nanorefrigerante) e em óleo lubrificante (nanolubrificante). Os nanofluidos apresentam grande potencial para melhorar o desempenho térmico e mecânico dos fluidos de refrigeração. A adição de nanopartículas aos fluidos podem aumentar suas propriedades de transporte e, portanto, a eficiência do sistema. Por outro lado, os nanolubrificantes podem melhorar suas propriedades reológicas, com clara vantagem não que diz respeito ao desgaste dos compressores (Azmi et al. 2017). Os lubrificantes com nanopartículas são basicamente uma nova classe de líquidos que compreendem óleo lubrificante como fluido base com partículas nanométricas (1-100 nm) suspensas. Estas partículas podem ser metais ou óxido de metal, focadas no incremento dos coeficientes de condução e convecção, tendo em consideração mais calor rejeitado pelo líquido refrigerante (Kebblinski et al. 2002). Bi et al. (2008) avaliaram experimentalmente um sistema de refrigeração doméstico operando com uma mistura de R134a/lubrificante mineral/TiO₂, com uma fração mássica de 0,1% da nanopartículas. Os resultados foram comparados com a mistura padrão R134a/lubrificante POE operando no mesmo sistema. Os experimentos mostraram que, com o uso das nanopartículas, pode-se diminuir o consumo de energia em até 26,1%. Hindawi (2009) estudou as características de transferência de calor por ebulição do refrigerante R22 com nanopartículas de óxido de alumínio (Al₂O₃). Os resultados mostraram que as nanopartículas melhoram a transferência de calor do refrigerante com a redução do diâmetro das bolhas. Jwo et al. (2009) realizaram estudos sobre um sistema de refrigeração substituindo o lubrificante de poliéster por um lubrificante mineral de hidrocarboneto. O lubrificante incluía nanopartículas de Al₂O₃ para melhorar a lubrificação e a transferência de calor. Os estudos mostraram que 60% de R134a e 0,1% em peso de nanopartículas de Al₂O₃ apresentaram os melhores resultados. Sabareesh et al. (2012) apresentaram um estudo experimental de um sistema de refrigeração por compressão de vapor, operando com R12/lubrificante mineral/TiO₂, com concentrações volumétricas de nanopartículas de 0,05%, 0,01% e 0,015%. Os resultados experimentais mostraram que a concentração ideal da nanopartícula foi de 0,01%. Isto levou a uma redução de 11% o trabalho realizado pelo compressor. Também reportaram um aumento de até 3,6% na taxa de transferência de calor média. Sharif et al. (2016) analisaram a condutividade térmica e a viscosidade de nanolubrificante consistindo de lubrificante PAG (polyalkylene glycol) para várias concentrações volumétricas de nanopartículas de Al₂O₃, sob diferentes condições de operação. Como resultado deste estudo recomendaram o uso do nanolubrificante PAG/ Al₂O₃ com concentração volumétrica menor que 0,3% para aplicações em sistemas de condicionamento de ar automotivo.

Fedele et al. (2014) desenvolveram uma bancada experimental de um sistema de refrigeração operando como bomba de calor, trabalhando com uma mistura R134a/lubrificante POE/TiO₂ em concentrações de nanopartículas de 0,1%, 0,05% e 0,5%. Os resultados experimentais apresentados pelos autores não demonstraram melhora significativa no desempenho do sistema com o uso, no óleo, de nanopartículas de TiO₂. Isto acontece, de acordo com os autores, porque as bancadas experimentais propostas na literatura utilizam compressores herméticos alternativos. Em se tratando de uma bomba de calor, utiliza-se um compressor rotativo, que apresenta uma configuração diferente ao compressor hermético. O presente trabalho apresenta um modelo termodinâmico teórico para a determinação do comportamento termodinâmico de um ciclo de compressão de vapor operando com uma mistura refrigerante R134a e um lubrificante ou nanolubrificante (óleo e nanopartículas). As nanopartículas suspensas no óleo RL68H (Polyolester lubrificante POE) utilizadas neste estudo são óxido de cobre (CuO), óxido de alumínio (Al₂O₃) e óxido de titânio (TiO₂). O modelo foi ava-

liado a partir de dados experimentais de Fedele et al (2014). Também foi realizada análise de sensibilidade para estudar o efeito das concentrações de nanopartículas no óleo lubrificante (0,01%, 0,05% e 0,1%) nas taxas de transferência de calor do evaporador e, condensador, na temperatura de descarga do compressor e no trabalho de compressão

2. MODELO MATEMATICO

O modelo matemático apresentado neste trabalho está dividido em duas partes: a) cálculo das propriedades termo-físicas da mistura refrigerante/nanolubrificante (lubrificante e nanopartículas), baseado em correlações empíricas obtidas na literatura; b) modelo termodinâmico do ciclo de refrigeração.

2.1 Propriedades do Fluido Refrigerante

Utilizando o conjunto de cálculo (library) das e propriedades termodinâmicas do software EES (Engineering Equation Solver), foram calculados a massa específica (ρ_r), o calor específico ($c_{p,r}$), condutividade térmica (k_r) e a viscosidade dinâmica (μ_r) em função da temperatura e pressão, (T_r, P_r).

2.2 Propriedades do óleo RL68H (Polyolester Lubrificant POE)

A massa específica do óleo puro (ρ_{ol}) em função da temperatura (T), de acordo com correlação proposta por Kedzierski (1993), é:

$$\rho_{ol} = C_{o,0} + C_{o,1}T + C_{o,2}T^2 \quad (1)$$

onde $T = 322$ K e $C_{o,0} = 1,023 \times 10^3$, $C_{o,1} = 1,994 \times 10^{-1}$ e $C_{o,2} = -1,318 \times 10^{-3}$ são coeficientes da correlação.

a) O calor específico do óleo é obtido de correlação proposta por Liley e Gambill (1973).

$$c_{p,ol} = 4,186 \left[\frac{0,388 + 0,00045(1,8T + 32)}{\sqrt{G_{r,ol}}} \right] \quad (2)$$

onde $G_{r,ol}$ é a gravidade específica do óleo (Conde, 1996).

$$G_{r,ol} = \frac{\rho_{ol}}{\rho_{\text{água}}} \quad (3)$$

b) A condutividade térmica do óleo em função da temperatura T (°C) é calculada a partir da correlação proposta por Liley e Gambill (1973).

$$k_{ol} = \frac{0,1172}{G_{r,ol}} (1 - 0,0054T) \quad (4)$$

c) A viscosidade dinâmica do óleo em função da temperatura (T) é calculada pela correlação proposta por Guzman e Andrade (1930).

$$\mu_{ol} = B e^{\frac{C}{T}} \quad (5)$$

onde B e C são coeficientes com valores $1,364 \times 10^{-10}$ e $4,229 \times 10^3$, respectivamente.

d) A entalpia específica do óleo calculada pela correlação proposta por Lottin et al. (2003).

$$h_{ol} = \frac{4,186}{G_{r,ol}^{0,5}} (0,4024T + 0,000405T^2) \quad (6)$$

e) A entropia específica do óleo é calculada pela correlação proposta por Vasconcelos et al. (2014).

$$s_{ol} = \frac{4,186}{G_{r,ol}^{0,5}} (-2,47872 + 0,00081T + 0,4024 \ln(T)) \quad (7)$$

2.3 Propriedades da mistura nanolubrificante (lubrificante POE e nanopartícula)

- a) A massa específica do nanolubrificante é estimada com base no princípio de conservação de massa, em função da fração volumétrica das nanopartículas no óleo ($\varphi_{ol,np}$) e das massas específicas da nanopartícula (ρ_{np}) e do óleo (ρ_{ol}), (Kwak et al. 2005).

$$\rho_{ol,np} = (1 - \varphi_{ol,np})\rho_{ol} + \varphi_{ol,np}\rho_{np} \quad (8)$$

- b) O calor específico é calculado a partir do princípio de conservação de energia, assumindo-se o equilíbrio térmico entre as nanopartículas e óleo (Kwak et al. 2005).

$$c_{p,ol,np} = \frac{(1-\varphi_{ol,np})\rho_{ol}c_{p,ol} + \varphi_{ol,np}\rho_{np}c_{p,np}}{\rho_{ol,np}} \quad (9)$$

onde ($c_{p,ol}$) é o calor específico do óleo, ($c_{p,np}$) é o calor específico da nanopartícula e ($\rho_{ol,np}$) é a massa específica do nanolubrificante.

- c) A condutividade térmica é calculada pela correlação proposta pelo Hamilton e Crosser (1962).

$$k_{ol,np} = k_{ol} \frac{k_{np} + 2k_{ol} - 2\varphi_{ol,np}(k_{ol} - k_{np})}{k_{np} + 2k_{ol} + \varphi_{ol,np}(k_{ol} - k_{np})} \quad (10)$$

- d) A viscosidade é calculada pela correlação apresentada por Brinkman (1952).

$$\mu_{ol,np} = \mu_{ol} \frac{1}{(1 + \varphi_{ol,np})^{2,5}} \quad (11)$$

- e) A entalpia e entropia específicas são estimadas com as correlações propostas por Khanafer (2011).

$$h_{ol,np} = h_{np}\omega_{np} + (1 - \omega_{np})h_{ol} \quad (12)$$

$$s_{ol,np} = s_{np}\omega_{np} + (1 - \omega_{np})s_{ol} \quad (13)$$

2.4 Propriedades da mistura refrigerante / nanolubrificante

- a) A massa específica é calculada por correlação proposta por Jensen e Jackman (1984), válida para uma faixa de temperaturas entre -20°C e 80°C.

$$\rho_{nf} = \left[\frac{w_{ol,np}}{\rho_{ol,np}} + \left(\frac{1-w_{ol,np}}{\rho_r} \right) \right]^{-1} \quad (14)$$

- b) A condutividade térmica é estimada pela correlação desenvolvida por Baustian et al. (1988).

$$k_{nf} = k_r(1 - w_{ol,np}) + (k_{ol,np}w_{ol,np}) - (0,72w_{ol,np}(1 - w_{ol,np}))(k_{ol,np} - k_r) \quad (15)$$

- c) A viscosidade dinâmica é calculada pela correlação proposta por Kedzierski e Kaul (1993).

$$\mu_{nf} = e^{(w_{ol,np} \ln(\mu_{ol,np})) + (1-w_{ol,np}) \ln(\mu_r)} \quad (16)$$

- d) A entalpia e entropia específicas são estimadas pelas correlações desenvolvidas por Wei (2008)

$$h_{nf} = \omega_{no}h_{ol,np} + \omega_{r,l}h_{r,l} + \omega_{r,v}h_{r,v} \quad (17)$$

$$s_{nf} = \omega_{no}s_{ol,np} + \omega_{r,l}s_{r,l} + \omega_{r,v}s_{r,v} \quad (18)$$

2.5 Propriedades das nanopartículas

As propriedades das nanopartículas são obtidas a partir de correlações e valores empíricos disponíveis na literatura.

a) Propriedades da nanopartícula de óxido de cobre (CuO)

- O valor da massa específica é obtido a partir de Chandrasekar et al. (2010).

$$\rho_{CuO} = 5760 \text{ (Kg/m}^3\text{)} \quad (19)$$

- O calor específico é calculado em função da temperatura, para valores de temperatura entre 78 K e 300 K, Junod et al. (1989).

$$c_{p,CuO} = 0,2E^{-9}T^4 - 1,254E^{-7}T^3 + 2,287E^{-5}T^2 - 0,238E^{-3}T \quad (20)$$

- O valor da condutividade térmica é estimado por Trisaksri e Somchai (2009).

$$k_{CuO} = 20 \text{ (W/m-K)} \quad (21)$$

- A entalpia específica é estimada pela correlação proposta por Defoe e Corruccini (1947).

$$h_{CuO} = c_{p,CuO}(T - 273,15) \quad (22)$$

- A entropia específica é calculada pela correlação de Simpson Ruler.

$$s_{CuO} = c_{p,CuO}(\ln(T) - 273,15) \quad (23)$$

b) Propriedades da nanopartícula de óxido de titânio (TiO₂)

- Para a massa específica é utilizado o valor proposto por Mahbubul et al. (2013).

$$\rho_{TiO_2} = 4260 \text{ (Kg/m}^3\text{)} \quad (24)$$

- O calor específico é calculado pela correlação proposta por Saeedian et al. (2013).

$$c_{p,TiO_2} = -1,070E^{-12}T^5 + 1,224E^{-9}T^4 - 5,082E^{-7}T^3 + 8,970E^{-5}T^2 - 2,370E^{-3}T + 0,018 \quad (25)$$

- A condutividade térmica é calculada utilizando-se a correlação Trisaksri e Somchai (2009).

$$k_{TiO_2} = 0,0155T + 13,098 \quad (26)$$

- A entalpia específica é calculada pela correlação de Defoe e Corruccini (1947).

$$h_{TiO_2} = c_{p,TiO_2}(T - 273,15) \quad (27)$$

- A entropia específica é estimada pela correlação de Simpson Ruler.

$$s_{TiO_2} = c_{p,TiO_2}(\ln(T) - 273,15) \quad (28)$$

c) Propriedades da nanopartícula de óxido de alumínio (Al₂O₃)

- A massa específica é obtida a partir de Chandrasekar et al. (2010).

$$\rho_{Al_2O_3} = 3880 \text{ (kg/m}^3\text{)} \quad (29)$$

- O calor específico é calculado pela correlação desenvolvida por Wang et al. (2001), baseada em dados experimentais em função da temperatura T (K).

$$(c_{p,Al_2O_3}) = 64,5451 + 53,6264Y + 8,2562Y^2 + 14,0021Y^3 - 8,1949Y^4 - 18,849 \quad (30)$$

$$Y = \frac{(T-224)}{146} \quad (31)$$

- A condutividade térmica em função da temperatura é calculada pela correlação proposta por Pabst e Gregorová (2007).

$$k_{p,Al_2O_3} = 3645(T + 194)^{-0,874} \quad (32)$$

- A entalpia específica é estimada pela correlação de Defoe e Corruccini (1947).

$$h_{Al_2O_3} = c_{p,Al_2O_3}(T - 273,15) \quad (33)$$

- A entropia específica é calculada baseada na correlação de Simpson Ruler.

$$s_{Al_2O_3} = c_{p,Al_2O_3}(\ln(T) - 273,15) \quad (34)$$

2.6 Modelo termodinâmico do ciclo de refrigeração

A modelagem matemática do ciclo termodinâmico de refrigeração está baseada nas equações de balanço de energia e massa para cada um dos componentes do sistema, operando em regime permanente. O processo de expansão é assumido isoentálpico, onde são conhecidas as pressões de sucção (P_1) e de descarga do compressor (P_2), grau de superaquecimento na sucção (ΔT_{sh}) e grau de subresfriamento (ΔT_{sc}). A figura 1 apresenta o ciclo básico de refrigeração utilizado neste trabalho.

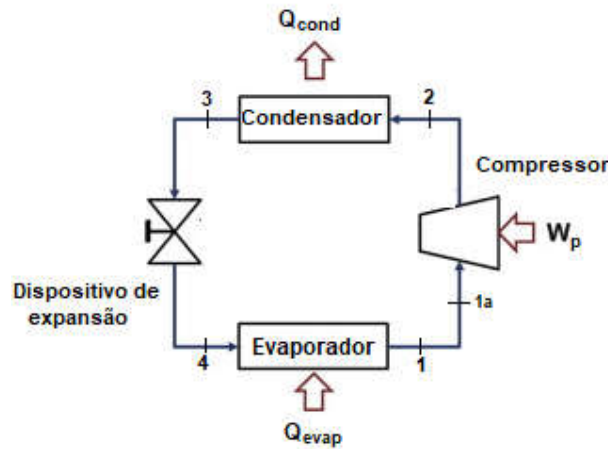


Figura 1. Ciclo de refrigeração por compressão de vapor.

A taxa de transferência de calor do evaporador (\dot{Q}_{evap}) é calculada com a equação (35), baseando-se no balanço de energia, onde \dot{m} é a vazão mássica do fluido, (h_1) e (h_4) são as entalpias específicas na entrada e saída no evaporador, respectivamente.

$$\dot{Q}_{evap} = \dot{m}(h_1 - h_4) \quad (35)$$

No condensador, a taxa de transferência de calor (\dot{Q}_{cond}) é calculada com a equação (36), onde (h_2) e (h_3) são as entalpias específicas na entrada e saída do trocador de calor.

$$\dot{Q}_{cond} = \dot{m}(h_2 - h_3) \quad (36)$$

O compressor utilizado neste modelo é do tipo rotativo, operando sem perda de calor (compressão adiabática). A potência do compressor é calculada pela equação (37).

$$W_p = \dot{m}(h_2 - h_{1a}) \quad (37)$$

A eficiência isentrópica e volumétrica é calculada pelas equações (38) e equação (39), respectivamente.

$$\eta_{is} = \frac{(h_{2s} - h_1)}{(h_2 - h_1)} \quad (38)$$

$$\eta_{vol} = \frac{\dot{m}}{\rho_{1a} \times V_d \times rps} \quad (39)$$

onde (V_a) é o volume aspirado, (rps) é a velocidade angular do eixo do compressor e (ρ_{1a}) massa específica na sucção do compressor.

3. RESULTADOS

Para se obter a solução do conjunto de equações acima mencionados, um modelo matemático do ciclo termodinâmico de refrigeração foi desenvolvido no software EES (Engineering Equation Solver). O modelo proposto foi validado com dados experimentais de um sistema de bomba de calor, operando com a mistura R134a /lubrificante POE/ TiO₂, obtidos pelo Fedele et al. (2014), apresentados na Tab. 1 e Tab. 2.

Tabela 1. Teste A: Temperatura de condensação 60° C / Temperatura de evaporação 20° C

Teste A	(ΔT_{sh}) (°C)	(ΔT_{sc}) (°C)	(\dot{Q}_{cond}) (kW)	(\dot{Q}_{evap}) (kW)	(COP) [-]	η_{is} [-]	η_{vol} [-]
POE com 0,1% de TiO ₂	5,22	3,66	1,38	1,12	3,23	0,73	0,86
POE com 0,5% de TiO ₂	4,77	3,97	1,38	1,12	3,23	0,71	0,85

Tabela 2. Teste B: Temperatura de condensação 52,5° C / Temperatura de evaporação 19° C

Teste B	(ΔT_{sh}) (°C)	(ΔT_{sc}) (°C)	(\dot{Q}_{cond}) (kW)	(\dot{Q}_{evap}) (kW)	(COP) [-]	η_{is} [-]	η_{vol} [-]
POE com 0,1% de TiO ₂	3,80	4,68	1,46	1,22	4,06	0,71	0,89
POE com 0,5% de TiO ₂	5,01	5,20	1,46	1,23	4,07	0,71	0,89

As variáveis a serem obtidas pelo modelo de simulação são: a taxa de transferência de calor do evaporador, \dot{Q}_{evap} , a taxa de transferência de calor do condensador, \dot{Q}_{cond} , e a potência de compressor, \dot{W}_p . O conceito de erro relativo é utilizado para comparar os resultados numéricos com os dados experimentais É definido como:

$$Erro(\%) = \left| \frac{x_{num} - x_{exp}}{x_{num}} \right| \times 100 \quad (40)$$

As Figuras 3 e 4 apresentam os erros relativos para a taxa de transferência de calor do evaporador, condensador e potência de compressor, calculados a partir do modelo matemático desenvolvido no presente trabalho e comparados aos dados experimentais de Fedele et al. (2014).

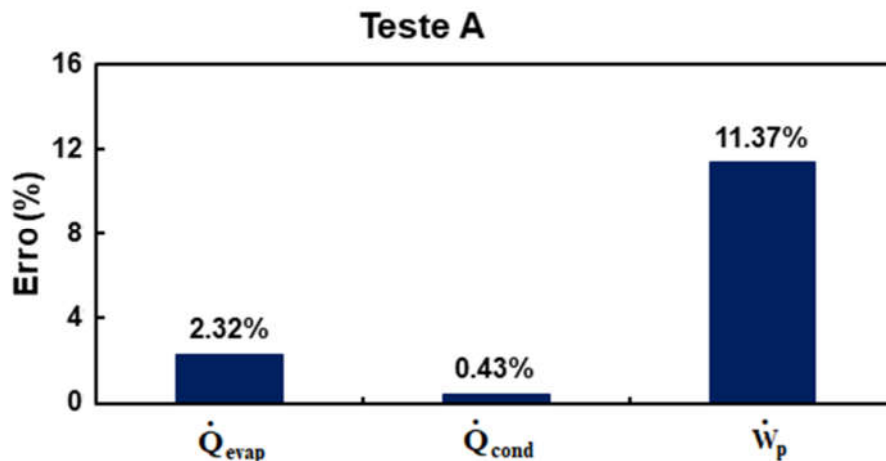


Figura 2. Erro relativo para a condição de operação do Teste A.

A taxa de transferência de calor do evaporador e condensador no Teste A, Fig. 2, oferecem um bom resultado quando comparados aos dados experimentais, com erros relativos de 2,32% e 0,43%, respectivamente. A mesma tendência é observada nos resultados do Teste B, Fig. 3, com erro da taxa de transferência de calo do evaporador de 2,54% e do condensador é de 6,85%. O erro relativo para a potência de compressão, para ambos grupos de dados experimentais, apresentaram valores na faixa de 11% até 13%.

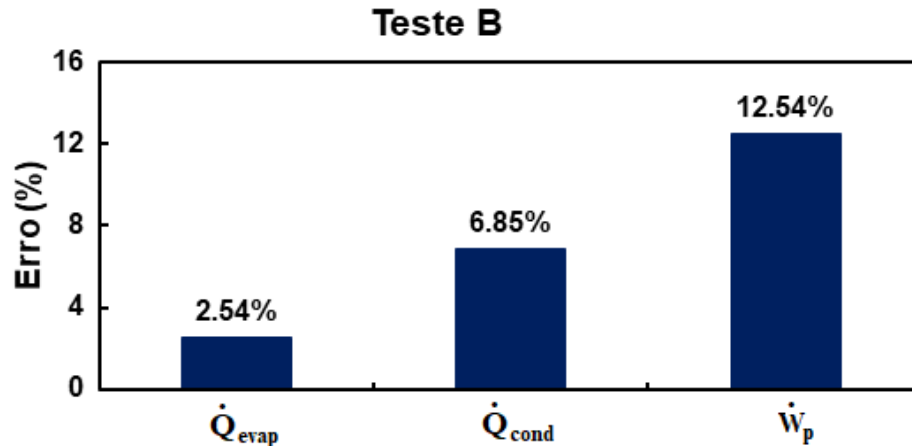


Figura 3. Erro relativo para a condição de operação do Teste B.

Com base no modelo proposto neste trabalho, foi desenvolvida uma análise de sensibilidade para avaliar uma fração volumétrica de nanopartículas de 0,1% no óleo lubrificante, na mistura refrigerante/nanolubrificante. No presente estudo são propostos os seguintes casos:

- Fluido refrigerante R134a
- Fluido refrigerante R134a / nanolubrificante (RL68H/ Al_2O_3)
- Fluido refrigerante R134a / nanolubrificante (RL68H/ TiO_2)
- Fluido refrigerante R134a / nanolubrificante (RL68H/ CuO)

O modelo termodinâmico teórico de refrigeração proposto para a análise de sensibilidade, opera com temperaturas de evaporação e condensação de 19 °C e 52,5 °C, respectivamente. O grau de superaquecimento na saída do evaporador tem um valor fixo de 5,22 °C e o volume aspirado pelo compressor rotativo (V_d) é $1,8 \times 10^{-3} \text{ m}^3$. As três misturas R134a/nanolubrificante são avaliadas para uma concentração volumétrica da nanopartícula (w_n) de 0,1% e fração volumétrica do nanolubrificante (w_{no}) no fluido refrigerante de 0,05 até 0,14. As variáveis a serem comparadas são a potência de compressão, a temperatura na descarga do compressor e as taxas de transferência de calor do evaporador e do condensador.

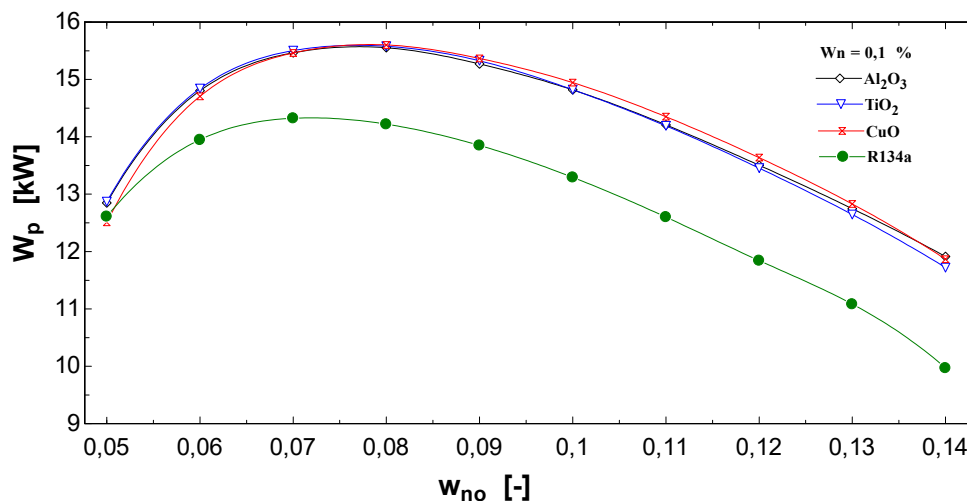


Figura 4. Potência de compressão da mistura R134a / nanolubrificante, para uma concentração volumétrica de nanopartícula de 0,1%

Na Figura 4 pode-se observar um incremento da potência de compressão, em até 15%, com o aumento da fração volumétrica do nanolubrificante. Esta tendência se repete para as três nanopartículas propostas na análise. Também se observa que, para uma fração volumétrica de 0,05, o incremento da potência de compressão, comparado ao sistema de

bomba de calor operando com R134a, é de 1,6% para óxido de alumínio (Al_2O_3) e óxido de titânio (TiO_2). No caso do óxido de cobre (CuO) tem-se uma diminuição de 1%.

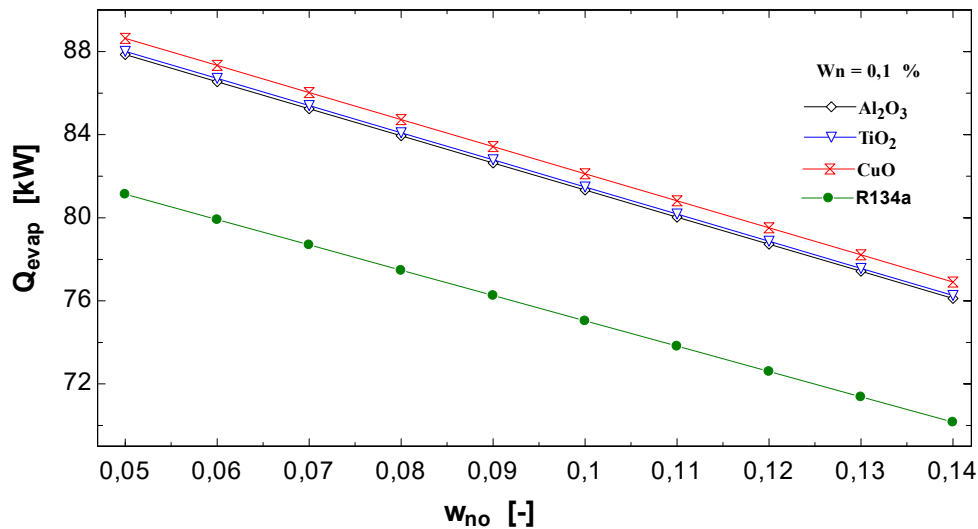


Figura 5. Taxa de transferência de calor no evaporador da mistura R134a / nanolubrificante, para uma concentração volumétrica de nanopartícula de 0,1%

A Figura 5 apresenta a comparação da taxa de transferência de calor no evaporador do sistema operando com o fluido base R134a em comparação ao mesmo sistema operando com a mistura R134a / nanolubrificante, com as três nanopartículas proposta em uma concentração volumétrica de 0,1%. Como é esperado o uso de nanopartículas incrementa a taxa de transferência de calor até 5% para o nanolubrificante com partículas de óxido de alumínio (Al_2O_3), óxido de titânio (TiO_2) e um incremento de 6% para o nanolubrificante composto por partículas de óxido de cobre (CuO).

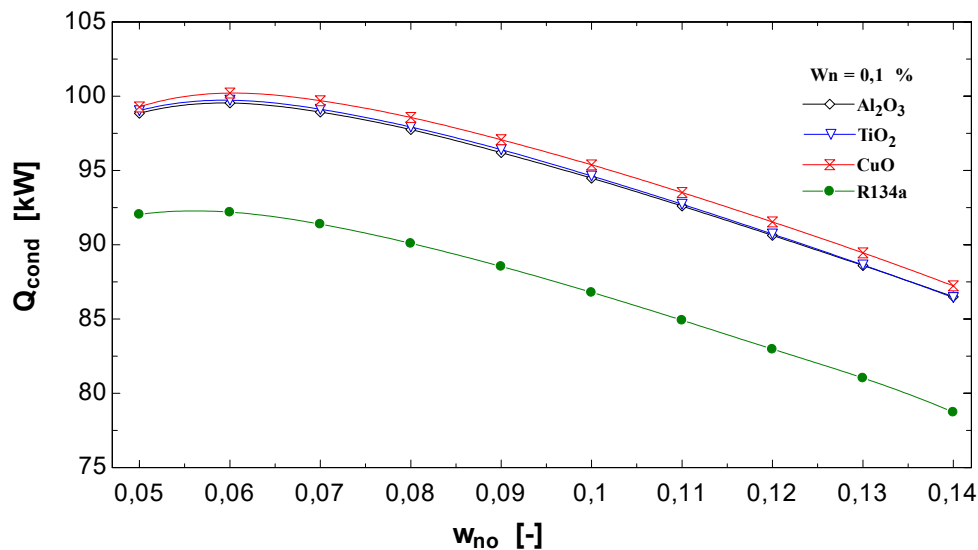


Figura 6. Taxa de transferência de calor no condensador da mistura R134a / nanolubrificante, para uma concentração volumétrica de nanopartícula de 0,1%

A Figura 6 mostra um incremento na taxa de transferência de calor no condensador de 6,5%, utilizando as partículas de óxido de alumínio (Al_2O_3) e óxido de titânio (TiO_2) no óleo lubrificante, para uma faixa de fração volumétrica do nanolubrificante de 0,05 até 0,14. No caso do óleo com as partículas de óxido de cobre (CuO) observa-se um incremento de 7%, se comparados ao fluido base R134a.

A variação da temperatura de descarga do compressor para as diferentes misturas propostas é apresentada na Fig. 6, onde se observa uma diminuição de 4 °C para o sistema operando com óleo lubrificante e nanopartículas de (Al_2O_3) e (TiO_2), para uma fração volumétrica do nanolubrificante entre 0,05 e 0,08. O melhor resultado é obtido para o nanolubrificante com nanopartículas de óxido de cobre (CuO), onde se observa um decréscimo da temperatura de descarga de 6 °C em comparação ao fluido base, R134a. Como é do conhecimento da prática de refrigeração, quando a temperatura na

descarga do compressor é muito elevada, pode-se ter problemas de carbonização do óleo, deficiência na lubrificação e até queima do motor.

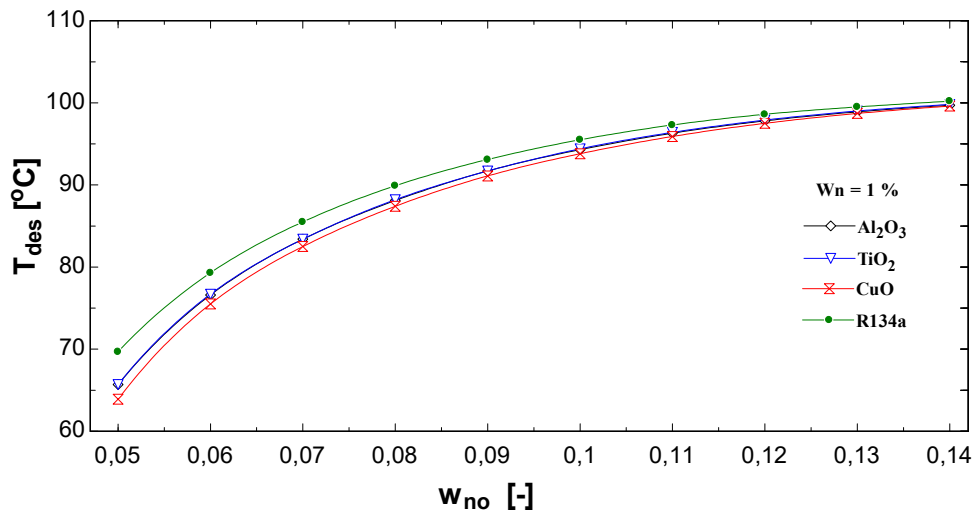


Figura 6. Temperatura de descarga do compressor da mistura R134a / nanolubrificante, para uma concentração volumétrica de nanopartícula de 0,1%

4. CONCLUSÕES

Os resultados gerados pelo modelo de simulação teórico proposto neste trabalho seguem a tendência esperada de dados experimentais publicados na literatura, onde, a mistura de R134a / nanolubrificante com nanopartículas de óxido de cobre (CuO) apresenta melhoras em comparação ao fluido base R134a. Isto representa uma diminuição da potência de compressão de 1% para uma fração volumétrica de nanolubrificante de 0,05. Para valores de fração volumétrica acima de 0,05 a tendência da potência de compressão é de aumentar, o que significa também um aumento no consumo de energia do compressor. Do lado da taxa de transferência de calor de evaporação e condensação, o nanolubrificante com nanopartículas de (CuO) tem um incremento de 6% e 6,5%, respectivamente. A temperatura de descarga no compressor diminuiu até 6 °C em comparação ao sistema operando com o fluido R134a. Isto resulta importante, pois se a temperatura de descarga estiver acima dos 115 °C, os componentes internos do compressor podem danificar-se devido as elevadas temperaturas.

Agradecimentos

Os autores agradecem pelo apoio financeiro de CNPq, CAPES e FAPERJ.

4 REFERÊNCIAS

- Azmi, W. H., Sharif, M. Z., Yusof, T. M., Mamat, Rizalman, Redhwan, A. A. M. 2017. Potential of nanorefrigerant and nanolubricant on saving in refrigeration system. *Renewable and Sustainable Energy Reviews* 69:415-428.
- Baustian, J.J., Pate, M.B. and Bergles, A.E. 1988. Measuring the concentration of a flowing oil–refrigerant mixture: instrument test facility and initial results. *ASHRAE Transactions* 94:167-177.
- Bi, Sheng shan, Shi, Lin and Zhang, Li li. 2008. Application of nanoparticles in domestic refrigerators. *Applied Thermal Engineering* 28:1834-1843.
- Brinkman, H.C. 1952. The viscosity of concentrated suspensions and solution. *The Journal of Chemical Physics* 20:571–581.
- Chandrasekar, M., Suresh, S. and Bose, A. C. 2010. Experimental investigations and theoretical determination of thermal conductivity and viscosity of Al₂O₃/water nanofluid. *Experimental Thermal and Fluid Science* 34:210–216.
- Conde, M. R. 1996. Estimation of thermophysical properties of lubricating oils and their solutions with refrigerants: an appraisal of existing methods. *Applied Thermal Engineering* 16:51-61.
- Defoe, C. G., and Corruccini, R. J. 1947. Enthalpy, specific heat, and entropy of aluminum oxide from 0 to 900 °C *Journal of Research of the national Bureau of Standards* 38:593-600
- Fedele, L., Colla, L., Scattolini, M., Bellomare, F., and Bobbo, S. 2014. Nanofluids Application as Nanolubricants in Heat Pumps Systems. *International Refrigeration and Air Conditioning Conference*. Paper 1383.
- Guzman, Andrade, 1930. Nature, pp. 125-309
- Hamilton, R. L. and Crosser, O. K. 1962. Thermal conductivity of heterogeneous two-component systems. *Industrial and Engineering Chemistry Fundamentals* 1:187-191.

- Hindawi, 2009, Special issue on heat transfer in nanofluids.
- Jensen, M. K. and Jackman, D. L. 1984. Prediction of nucleate pool boiling heat transfer coefficients of refrigerant–oil mixtures. *Journal of Heat Transfer* 106:184-190.
- Junod, A., Eckert, D., Triscone, G., Müller, J. and Reichardt, W. 1989. A study of the magnetic transitions in CuO: specific heat (1-300K), magnetic susceptibility and phonon density of states. *Journal of Physics* 1:8021-8034.
- Jwo, Ching, S., Jeng, Lung, Y., Tun, P., and Chang, H. 2009. Effect of nanolubricant on the performance of Hydrocarbon refrigerant system. *J. Vac. Sci. Techno. B* 27:1473-1477.
- Keblinski, P., Phillpot, S., Choi, S. U. S., and Eastman, J. 2002. Mechanisms of heat flow in suspensions of nanosizeparticles (nanofluids). *International Journal of Heat and Mass Transfer* 45:855-863.
- Kedzierski, M. A. and Kaul, M. P. 1993, Horizontal nucleate flow boiling heat transfer coefficient measurements and visual observations for R12, R134a, and R134a/ester lubricant mixtures. *Proceedings of the 6th International Symposium on Transport Phenomena in Thermal Engineering*. 1:111-116.
- Khanafar, K., Vafai, K. 2011. A critical synthesis of thermophysical characteristic of nanofluids. *International Journal of Heat Transfer* 54:4410-4428.
- Kwak, K. and Kim, C. 2005, Viscosity and thermal conductivity of copper oxide nanofluid dispersed in ethylene glycol. *Korea-Australia Rheology Journal* 17:35-40.
- Liley, P. E. and Gambill W. R., 1973. *Physical and chemical data Chemical Engineering Handbook*, 5th ed. New York: Mc Graw-Hill.
- Lottin, O., Guillemet, P., Lebreton, J. M. 2003. Effects of synthetic oil in a compression refrigeration system using R410A. Part I: Modelling of the whole system and analysis of its response to an increase in the amount of circulating oil. *International Journal Refrigeration* 26:772-782
- Mahbubul, I. M., Kamyar, A., Saidur, R. and Amalina, M. A. 2013, Migration Properties of TiO₂ Nanoparticles during the Pool Boiling of Nanorefrigerants. *Ind. Eng. Chem. Res* 52:6032-6038.
- Pabst, W., and Gregorová, E. 2007. Effective thermal and thermoelastic properties of alumina, zirconia and alumina–zirconia composite ceramics. *Nova Science Publishers*, pp. 77-137.
- Sabareesh, K. R., Gobinath, N., Sajith, V., Das, S., and Sobhan, C. B. 2012. Application of TiO₂ nanoparticles as a lubricant-additive for vapor compression refrigeration system – An experimental investigation. *International Journal Refrigeration* 35:1989-1996.
- Saeedian, M., Shafiei, M. M., Shojaei, E. and Mohammadzadeh, M. R. 2013. Specific Heat Capacity of TiO₂ Nanoparticles, *University of Tehran, Iran, Departement of Physics, Brock University, Canada*.
- Sharif, M. Z., Azmi, W. H., Redhwan, A. A. M., and Mamat, R. 2016. Investigation of thermal conductivity and viscosity of Al₂O₃/PAG nanolubricant for application in automotive air conditioning system. *International Journal Refrigeration* 70:93-102.
- Trisaksri, V., Wongwises, S. 2009. Nucleate pool boiling heat transfer of TiO₂eR141b nanofluids. *Int. J. Heat Mass Transf.* 52:1582-1588.
- Vasconcelos, A. A., Parise, J. A., Ortega S. P. 2014. Simulação de um compressor alternativo com uso de nanofluidos como elemento lubrificante. *CONEM* 1649
- Wang, X. Q. and Mujumdar, A. S. 2007. Heat transfer characteristics of nanofluids: a review. *International Journal of Thermal Sciences* 46:1-19.
- Wang, L., Tan, Z., Meng, S., Liang, D. and Li, G., 2001, Enhancement of molar heat capacity of nanostructured Al₂O₃, *Journal of Nanoparticle Research* 3:483-487.
- Wei, W., Ding, G., Hu, H., and Wang, K. 2008. Models of thermodynamic and transport properties of POE VG68 and R410A/POE VG68 mixture. *Frontiers of Energy and Power Engineering in China* 2:227-234.

EFFECT OF THERMOPHYSICAL PROPERTIES OF THE R134a / NANOLUBRICANT MIXTURE IN VAPOR COMPRESSION REFRIGERATION CYCLE

Abstract. *In this work, a theoretical thermodynamic model of a vapor compression refrigeration cycle was developed, operating with a mixture of R134a refrigerant and RL68H lubricating oil (Polyolester lubrication - POE) with nanoparticles. The thermodynamic properties of the fluids were evaluated from empirical correlations available in the literature. The nanoparticles proposed in this study are copper oxide (CuO), aluminum oxide (Al₂O₃) and titanium oxide (TiO₂). Results of the thermodynamic model made it possible to compare the evaporator and condenser heat transfer rates, the compressor discharge temperature and the compression power to a volumetric concentration 0.1% of nanoparticles suspended in the lubricating oil.*

Keywords: *Refrigeration, Nanoparticles, Nanolubricant.*