



21-25
AGOSTO DE 2016
FORTALEZA - CEARÁ

ANÁLISE TERMODINÂMICA DE NANOFLUIDOS A BASE DE ÁGUA COMO FLUIDOS SECUNDÁRIOS EM SISTEMAS DE REFRIGERAÇÃO

Ricardo P. Yee, ricardo.yee@hotmail.com

Waldyr de Lima e Silva Jr., waldyr@ufpr.br

Christian J. L. Hermes*, chermes@ufpr.br

Laboratório de Termodinâmica e Termofísica, Departamento de Engenharia Mecânica

Universidade Federal do Paraná, Caixa Postal 19011, 81531990 Curitiba-PR, Brasil, * Autor para correspondência

Resumo: Este trabalho apresenta um estudo da viabilidade do uso de nanofluidos a base de água como fluidos secundários em sistemas de refrigeração. Dois nanofluidos com características termofísicas distintas (5,0%Al₂O₃-H₂O e 2,5%Cu-H₂O) foram escolhidos e seu desempenho foi comparado com o do fluido-base que os constitui, i.e. água pura. Inicialmente, o estudo foi conduzido a partir da análise da taxa de entropia gerada externamente ao ciclo (i.e. nos trocadores de calor). Em seguida, o desempenho do ciclo de refrigeração operando com R-22 e com R-290 foi incorporado na análise. Como resultado, verificou-se que o emprego de trocadores de calor projetados segundo os princípios da mínima geração de entropia não resulta em um maior COP do sistema, uma vez que as fontes de irreversibilidades internas superam as externas. De todo modo, em todos os casos, o uso dos nanofluidos escolhidos não favoreceu o COP do sistema em relação ao fluido-base, independentemente das condições de trabalho. Como contraponto, em uma segunda etapa, investigou-se o impacto de cada propriedade termofísica dos nanofluidos sobre o desempenho dos trocadores de calor e do sistema de refrigeração. As conclusões obtidas nesta parte do estudo fornecem sugestões que podem ser empregadas no desenvolvimento de novos nanofluidos mais adequados para aplicações em sistemas de refrigeração.

Palavras-chave: nanofluido, análise termodinâmica, fluido secundário, refrigeração por compressão mecânica

1. INTRODUÇÃO

Nanofluidos têm ganhado espaço em diferentes aplicações graças à possibilidade de se obter propriedades termofísicas (especialmente condutividade térmica) diferentes das dos fluidos comumente empregados, como ar e água. Compostos por nanopartículas (partículas sólidas com tamanho característico entre 1 a 100 nm) imersas em um fluido-base, os nanofluidos comumente apresentam maiores condutividades térmicas (Kakaç and Pramuanjaroenkij, 2009), o que é atrativo em aplicações que envolvem transferência de calor. No entanto, a presença das nanopartículas eleva a viscosidade efetiva do fluido, de forma a demandar maior potência de bombeamento (Godson et al., 2010).

Face à tais características, os nanofluidos são considerados candidatos em potencial para aplicação como fluidos secundários em sistemas de refrigeração por compressão mecânica de vapor (Saidur et al., 2011). Tais sistemas operam de acordo com um ciclo de Evans-Perkins, como mostra a Fig. 1, empregando para tanto um compressor, um condensador, um dispositivo de expansão e um evaporador. Alguns sistemas empregam ainda um trocador de calor adicional entre a linha de líquido que deixa o condensador e a linha de sucção do compressor, também mostrado na Fig. 1, a fim de aumentar tanto a capacidade de refrigeração como o coeficiente de performance do sistema (Hermes, 2013a). Este último pode ser calculado através da seguinte expressão (adaptada de Hermes e Barbosa, 2012):

$$\text{COP}_{\text{tot}} = \frac{T_L - \Delta T_e}{T_H - T_L + \Delta T_c + \Delta T_e + \frac{T_e}{Q_e} [T_c S_{g,\text{int}} + (V\Delta p)_c + (V\Delta p)_e]} \quad (1)$$

onde T_L e T_H são as temperaturas dos reservatórios, $\Delta T_c = T_c - T_H$ e $\Delta T_e = T_L - T_e$ são as diferenças médias de temperatura no condensador e no evaporador, respectivamente, e o termo $S_{g,\text{int}}$ corresponde à taxa na qual entropia é gerada internamente no ciclo de refrigeração. Nota-se que o COP_{tot} depende não só da geração interna de entropia, mas também das potências de bombeamento envolvidas e das diferenças de temperatura entre o fluido secundário e o refrigerante. Percebe-se, portanto, que tanto efeitos positivos quanto negativos surgem ao se empregar nanofluidos como fluidos

secundários em sistemas de refrigeração. Os positivos consistem na intensificação da troca de calor, reduzindo os ΔT 's, enquanto os negativos correspondem às maiores potências de bombeamento exigidas, elevando os $V\Delta p$'s.

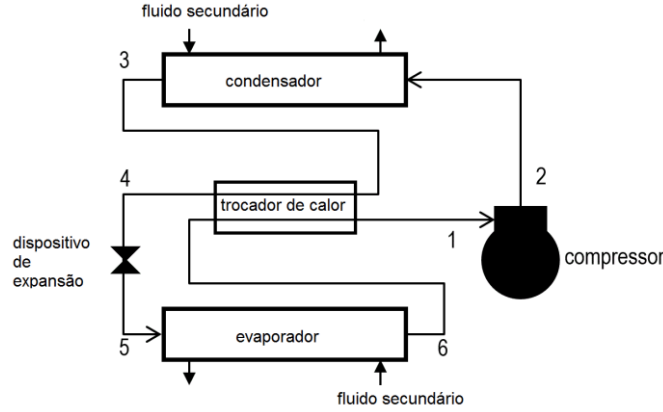


Figura 1. Representação de sistema de refrigeração por compressão de vapor com trocador de calor interno

Estudos que envolvem a aplicação de nanofluidos em sistemas de refrigeração são ainda escassos. Tiecher e Parise (2013), por exemplo, verificaram o impacto do emprego de nanofluidos compostos por alumina-água em uma bomba de calor, observando uma grande influência da fração volumétrica de nanopartículas sobre a potência de bombeamento. Recentemente, Ndoye et al. (2015) compararam numericamente o desempenho de diferentes nanofluidos a base de água em aplicações de refrigeração através de um critério de avaliação de desempenho baseado na relação entre a taxa de troca de calor e a potência de bombeamento necessária, concluindo que os nanofluidos com Al_2O_3 , SiO_2 e TiO_2 apresentaram desempenho inferior que o fluido-base, enquanto os nanofluidos com Co, CuO e Fe tiveram desempenho favorável.

Em um trabalho anterior, Pereira et al. (2015) avaliaram a aplicação de nanofluidos compostos pela mistura alumina-água como fluidos secundários em sistemas de refrigeração através do método da mínima geração de entropia com o foco voltado às fontes de irreversibilidades externas provenientes dos trocadores de calor. Concluiu-se que a água pura (fluido-base) apresentou melhor desempenho que o nanofluido estudado, de modo que seu emprego não se justifica caso os trocadores de calor sejam projetados para se obter a mínima geração de entropia. Entretanto, tendo-se em vista que as temperaturas de trabalho do sistema de refrigeração podem variar na presença dos nanofluidos, as fontes de irreversibilidades internas podem (ou não) ser mais significativas do que as externas. O presente trabalho procura responder a esta questão.

2. FORMULAÇÃO MATEMÁTICA

2.1. Geração Externa de Entropia

Tanto o condensador como o evaporador foram modelados como trocadores de calor tubulares em contra-corrente, como mostra a Fig. 2. Neste caso, o fluido refrigerante permanece a uma temperatura T_s constante durante o processo de mudança de fase (Hermes, 2013b), enquanto o nanofluido absorve ou rejeita calor.

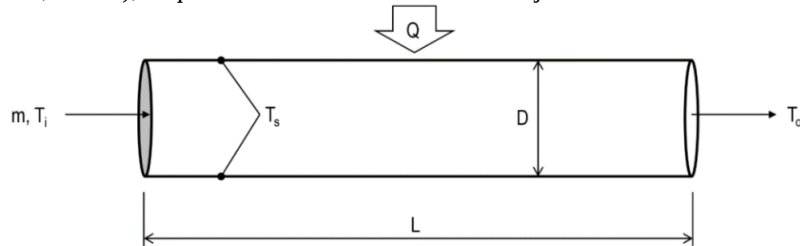


Figura 2. Representação esquemática dos trocadores de calor empregados

Aplicando as duas leis da Termodinâmica na relação de Gibbs, $Tds = dh - vdp$, e integrando a expressão resultante, chega-se à seguinte expressão para a geração de entropia em cada um dos trocadores de calor:

$$S_{g,ext} = \frac{Q}{T_m} \left[\frac{\Delta T_m}{T_s} + \frac{V\Delta p}{Q} \right] \quad (2)$$

Através dos fundamentos da transferência de calor, pode-se determinar Q e ΔT_m como segue:

$$Q = UA_s \Delta T_m = \rho V c_p (T_o - T_i) \quad (3)$$

$$\Delta T_m = T_s - T_m = (T_i - T_o) / \ln[(T_i - T_s) / (T_o - T_s)] \quad (4)$$

onde U é o coeficiente global de transferência de calor e T_m é a temperatura média no trocador de calor. No segundo termo da equação (2), que denota a geração de entropia devido ao atrito viscoso, a perda de pressão é calculada por:

$$\Delta p = f \rho V^2 L / 2 D_h \quad (5)$$

onde f corresponde ao fator de atrito. Inserindo as equações (3), (4) e (5) na equação (2), e adimensionalizando o resultado, a exemplo de Hermes (2013b), chega-se à seguinte expressão para o número de geração de entropia, N_s :

$$N_s = S_{g,ext} / \dot{m} c_p = \Theta^2 / N_{tu} + (f/8j) Ec Pr^{2/3} N_{tu} \quad (6)$$

onde $Ec = u_c^2 / (c_p T_m)$ é o número de Eckert modificado e $\Theta = (T_o - T_i) / T_s$ corresponde a uma diferença de temperatura adimensional, que depende das condições de operação. Derivando a equação anterior em relação ao número de unidades de transferência, N_{tu} , é possível obter uma expressão para o valor de N_{tu} que minimiza N_s :

$$\partial N_s / \partial N_{tu} = 0 \therefore N_{tu}^* = \Theta Ec^{-1/2} Pr^{-1/3} (8j/f)^{1/2} \quad (7)$$

A temperatura da superfície T_s pode ser obtida a partir da relação ε - N_{tu} para trocadores de calor com temperatura constante, tal que:

$$T_s = T_i + (T_o - T_i) / (1 - e^{-N_{tu}}) \quad (8)$$

2.2. Geração Interna de Entropia

Para o cômputo da taxa de entropia gerada internamente no ciclo de refrigeração, os processos de compressão e expansão foram considerados respectivamente isentrópico e isentálpico. O coeficiente de performance (COP_{int}) do ciclo de refrigeração, que não leva em conta as potências de bombeamentos demandadas pelos nanofluidos externamente ao ciclo, é calculado como a razão entre a capacidade de refrigeração (Q_e) e a potência consumida pelo compressor (W_k):

$$COP_{int} = Q_e / W_k \quad (9)$$

A capacidade de refrigeração e a potência exigida para a compressão do refrigerante são calculadas como segue, considerando que o fluido refrigerante se comporta como gás ideal na região de baixa pressão:

$$Q_e = \varepsilon c_{p,vap}^e (T_c - T_e) + h_{vap}^e - h_{liq}^c \quad (10)$$

$$W_k = \left(\frac{kR}{k-1} \right) [T_e + \varepsilon (T_c - T_e)] \left[(P_c/P_e)^{\frac{k-1}{k}} - 1 \right] \quad (11)$$

As temperaturas de condensação e evaporação foram obtidas através da temperatura da superfície nos trocadores de calor, calculadas através da equação (8), de forma a acoplar o modelo do sistema de refrigeração aos modelos dos trocadores de calor. Neste trabalho, dois fluidos refrigerantes foram considerados: R-22 e R-290. Para o primeiro, a efetividade do trocador de calor interno, ε , foi mantida em 0, enquanto que, para o segundo, a efetividade foi mantida em 1, já que evidências da literatura (Hermes, 2013a) mostram que o trocador de calor interno é benéfico para sistemas com propano, mas gera perda de desempenho para sistemas com R-22. Aplicando a 1ª lei de Termodinâmica ao sistema, pode-se determinar a quantidade de calor rejeitada pelo condensador:

$$Q_c = Q_e + W_k = Q_e (1 + 1/COP_{int}) \quad (12)$$

E, a partir da 2ª lei da Termodinâmica, tem-se a taxa de entropia gerada internamente ao ciclo de refrigeração:

$$S_{g,int} = Q_c/T_c - Q_e/T_e = (Q_e/T_c) (1/COP_{int} - 1/COP_{int,rev}) \quad (13)$$

onde $COP_{int,rev} = T_e / (T_c - T_e)$ é o COP de um ciclo internamente reversível que opera entre as temperaturas T_e e T_c .

2.3. Propriedades Termofísicas

Para um nanofluido operando sob condições de pequenas variações de temperatura, pode-se considerar que suas propriedades termofísicas são funções da fração volumétrica de nanopartículas, ϕ . A densidade e calor específico do nanofluido podem então ser determinados da seguinte forma (Vajjha and Das, 2012):

$$\rho_n = (1 - \phi) \rho_b + \phi \rho_p \quad (14)$$

$$c_{p,n} = \frac{(1 - \phi)\rho_b c_{p,b} + \phi\rho_p c_{p,p}}{(1 - \phi)\rho_b + \phi\rho_p} \quad (15)$$

Dois nanofluidos foram estudados neste trabalho, tendo sido escolhidos de modo que um apresentasse número de Prandtl maior que o do fluido-base, enquanto o outro tivesse um valor de Prandtl menor que o do fluido-base. Observando a Fig. 3, optou-se pelos nanofluidos compostos por 5%Al₂O₃-água (com Pr_n/Pr_b≈1,2) e 2,5%Cu-água (com Pr_n/Pr_b≈0,95).

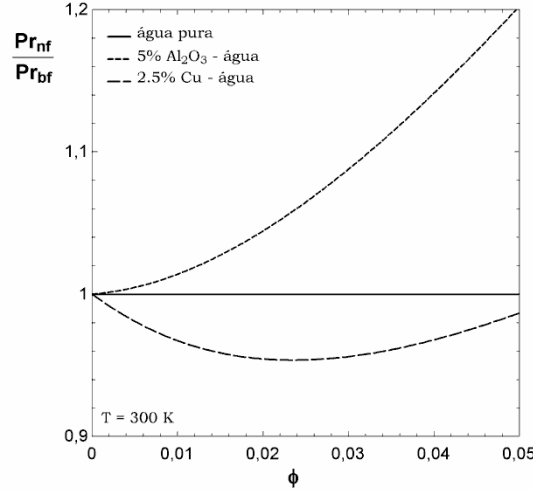


Figura 3. Número de Prandtl dos nanofluidos estudados para diferentes frações volumétricas

Para os dois nanofluidos, a viscosidade efetiva e a condutividade térmica foram determinadas segundo os trabalhos de Wang et al. (1999) e Hamilton e Crosser (1962), respectivamente:

$$\frac{\mu_n}{\mu_b} = 1 + 7.3\phi + 123\phi^2 \quad (16)$$

$$\frac{k_n}{k_b} = 1 + 2.72\phi + 4.97\phi^2 \quad (17)$$

Finalmente, a exemplo de Tiecher e Parise (2013) e Ndoye et al. (2015), a correlação de Gnielinski (1977) foi utilizada para cálculo do número de Nusselt, enquanto a correlação de Petukhov (1970) foi a escolhida para o cálculo do fator de atrito.

3. RESULTADOS

3.1. $N_{tw}=N_{tw}^*$, $L=10$ m

A primeira análise foi realizada assumindo que tanto o evaporador como o condensador foram dimensionados de tal forma que o número de geração de entropia fosse mínimo, como propõe a Eq. (7). Neste caso, o comprimento dos trocadores de calor foi mantido fixo, de tal forma que a potência de bombeamento pudesse se ajustar para minimizar a geração de entropia. A capacidade de refrigeração do sistema foi utilizada como dado de entrada, variando de 2 a 10 kW, com temperatura do fluido secundário na entrada do evaporador de 280 K e temperatura na entrada do condensador de 300 K. A Fig. 4 permite observar que o nanofluido com maior número de Prandtl (5,0% Al₂O₃-água) requer maior potência de bombeamento, o que se deve à sua maior viscosidade. A Fig. 4 mostra ainda que, tanto para o R22 como para o R290, os nanofluidos exigem maior consumo total de potência, em relação ao fluido-base, para que o sistema opere. Contudo, o ciclo com o R22 exige ligeiramente mais potência do que o ciclo com R290. Fazendo uma análise mais detalhada, nota-se que o maior consumo de potência provém do compressor, e não da potência de bombeamento exigida pelos nanofluidos. Nota-se ainda que, quanto maior a taxa de troca de calor no evaporador, maior a quantidade de potência total necessária. Consequentemente, na Fig. 5, observa-se que os sistemas operando com os nanofluidos possuem menor COP que o sistema operando com o fluido-base, já que requerem uma maior quantidade de potência para uma mesma capacidade de refrigeração. As análises foram então estendidas para outra condição de projeto: a de potência de bombeamento fixa.

3.2. $N_{tw}=N_{tw}^*$, $\Delta p=2,5\%$ Q

Nesta condição, a potência de bombeamento para os nanofluidos foi mantida fixa, em 2,5% da taxa de transferência de calor nos trocadores, tal que os comprimentos dos trocadores de calor puderam se ajustar para garantir que $N_{tw}=N_{tw}^*$,

obtido da Eq. (7). Os comprimentos exigidos em cada trocador de calor em relação ao comprimento necessário para operar com o fluido-base são mostrados na Fig. 6. Novamente, os nanofluidos mostraram resultados piores que o fluido-base, já que o comprimento exigido é maior tanto no condensador (esq.) como no evaporador (dir.) nos casos em que os nanofluidos são empregados. De forma similar aos casos com comprimento fixo, o COP se mostrou pior para os nanofluidos, como mostra a Fig. 7, que permite observar também que o emprego do R22 também resultou em um coeficiente de performance mais baixo do que o obtido para o ciclo com R290.

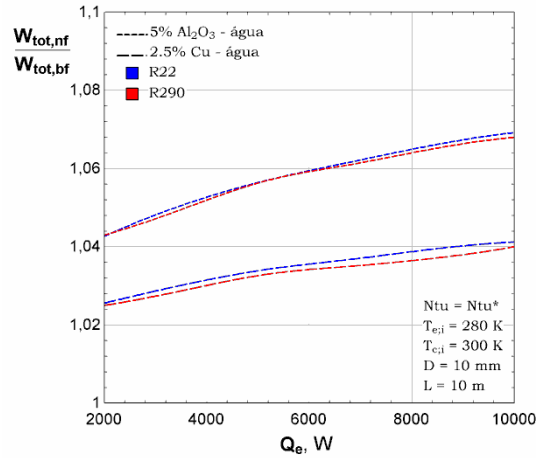


Figura 4. Potência total consumida pelo nanofluido em relação ao fluido-base em função da capacidade de refrigeração (comprimento fixo)

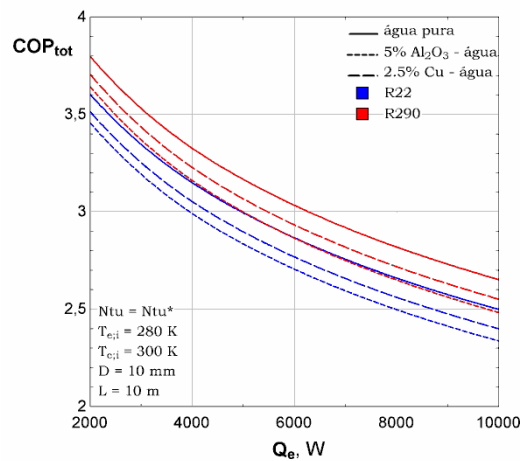


Figura 5. COP do sistema em função da capacidade de refrigeração (comprimento fixo)

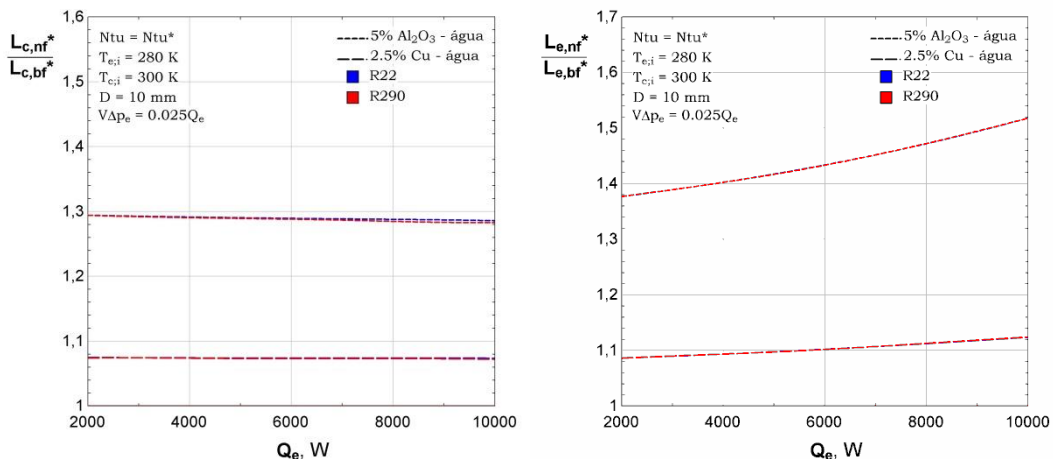


Figura 6. Comprimento ótimo do condensador (esq.) e do evaporador (dir.) em função da capacidade de refrigeração (potência de bombeamento fixa)

Um contra-argumento consiste no fato de que as fontes de irreversibilidade externas são pequenas quando comparadas com as irreversibilidades internas. Assim, o ponto ótimo de funcionamento do sistema possivelmente não envolveria a necessidade de se projetar os trocadores de calor tal que $N_{tu}=N_{tu}^*$. Análises adicionais foram então conduzidas variando-se o número de unidades de transferência dos trocadores de calor, que pode ser maior ou menor que N_{tu}^* .

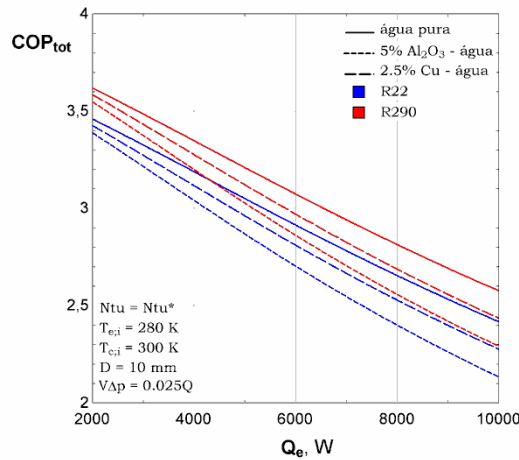


Figura 7. COP do sistema em função da capacidade de refrigeração (potência de bombeamento fixa)

3.3. $N_{tu} \neq N_{tu}^*$, $L=10$ m

Neste caso, o comprimento dos trocadores de calor foi mantido em 10 m, enquanto a capacidade de refrigeração foi fixada em 5 kW. Na Fig. 8, percebe-se que o COP do sistema (Eq. 1) é máximo quando o N_{tu} dos trocadores de calor corresponde a aproximadamente 90% do ótimo, o que sugere que o critério $N_{tu}=N_{tu}^*$ não é o mais adequado quando se almeja uma maior eficiência global. A presença deste ponto de ótimo para o COP_{tot} é explicada pelos papéis inversos da potência do compressor e da potência de bombeamento exigida pelos fluidos secundários. Quanto maior o N_{tu} dos trocadores de calor, menor o primeiro (pois o sistema opera com evaporação mais alta e condensação mais baixa), mas maior o segundo (devido ao aumento na área de superfície). Verifica-se, em todos os casos, que o fluido-base apresentou melhor desempenho que os nanofluidos. Nota-se ainda que, quanto maior o N_{tu} , maior a diferença observada entre os fluidos secundários, já que a potência de bombeamento é maior. Novamente, o ciclo com R22 apresentou COP em geral mais baixo do que o ciclo com R290.

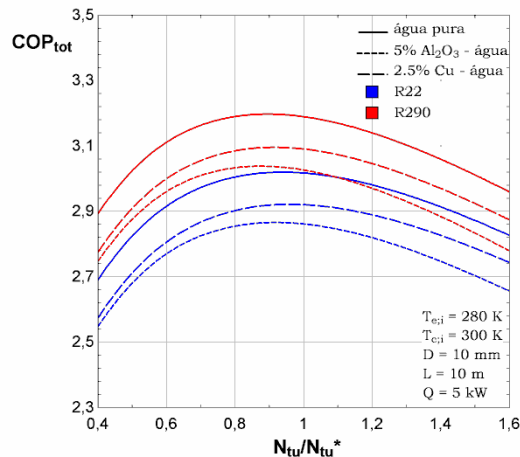


Figura 8. COP do sistema para diferentes razões N_{tu}/N_{tu}^* (comprimento fixo, capacidade de refrigeração fixa)

3.4. $N_{tu} \neq N_{tu}^*$, $\Delta p=2,5\%Q$

O último caso estudado envolveu potência de bombeamento fixa, novamente em 2,5% da taxa de transferência de calor, mas com trocadores de calor fora da condição de mínima geração de entropia. Como se pode observar na Fig. 9, tanto para o ciclo com R22 como para o ciclo com R290, o COP máximo do sistema foi observado para valores de N_{tu} ligeiramente abaixo de N_{tu}^* . Isso ocorre porque o N_{tu} ótimo é obtido com o intuito de minimizar N_s , que leva em conta a capacidade térmica da corrente, e não apenas $S_{g,int}$. O menor N_{tu} que maximiza o COP foi obtido para o Al_2O_3 -água, seguido pelo Cu-água e pela água pura. Percebe-se ainda que, com a redução do N_{tu} , a diferença entre os fluidos secundários é menor, mas os nanofluidos não chegam a oferecer melhores desempenhos que o fluido-base. Verifica-se

que a redução do COP_{tot} para valores de N_{tu} mais baixos se deve às menores efetividades (ver Fig. 10) que requerem maiores vazões para garantir que o sistema atenda a demanda de capacidade de refrigeração. Desta forma, a temperatura de condensação aumenta consideravelmente e a de evaporação diminui, o que leva à redução do COP do ciclo. Conforme o N_{tu} aumenta, a vazão diminui e a efetividade aumenta, tendendo à unidade.

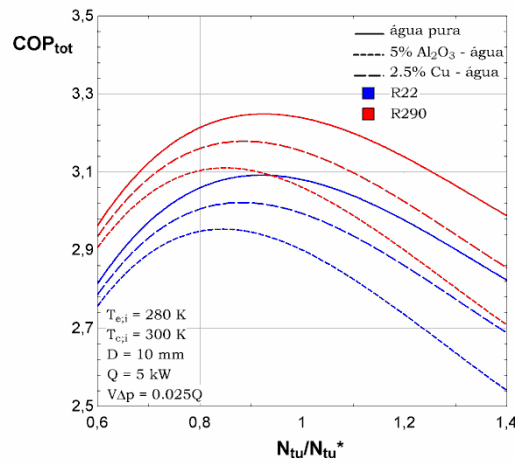


Figura 9. COP do sistema para diferentes razões N_{tu}/N_{tu}^* (potência de bombeamento fixa, capacidade de refrigeração fixa)

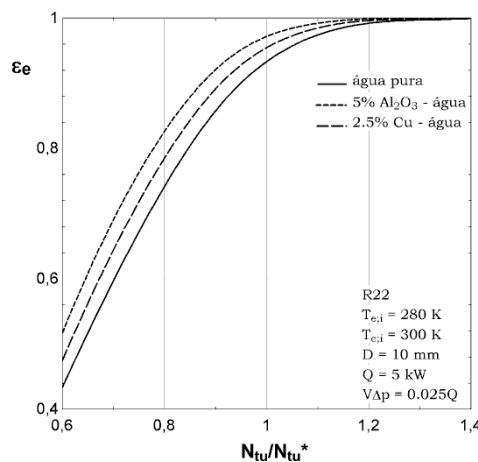


Figura 10. Efetividade do evaporador para diferentes razões N_{tu}/N_{tu}^* para o R22 (potência de bombeamento fixa, capacidade de refrigeração fixa)

3.5. Análise de Sensibilidade

Como os nanofluidos escolhidos neste estudo não apresentaram desempenho satisfatório, prosseguiu-se com uma investigação das características desejadas para nanofluidos idealizados, que tivessem desempenho superior ao do fluido-base. Para tanto, foi analisada a influência de algumas propriedades termofísicas do fluido secundário (densidade, calor específico, viscosidade e condutividade térmica) sobre o desempenho termodinâmico do sistema (N_s e COP_{tot}). A sensibilidade foi quantificada através da derivada normalizada pelos valores do fluido-base, de forma a estabelecer uma mesma referência de comparação. A Fig. 11 ilustra os resultados obtidos, onde se observa que, para o número de geração de entropia, a maior influência provém do calor específico, cuja derivada é negativa. Logo, como os nanofluidos estudados possuem menor calor específico que o fluido-base, o número de geração de entropia correspondente tende a ser maior que o do fluido-base. Em seguida, a densidade também se apresenta como fator influente, diretamente proporcional ao número de geração de entropia, já que o calor específico diminui consideravelmente à medida que a densidade do fluido aumenta (Eq. 15), o que leva a um aumento na geração de entropia. As características dos nanofluidos estudados (maior densidade que o fluido-base) levam o número de geração de entropia a aumentar, porém em menor intensidade que o calor específico. A viscosidade e a condutividade térmica aparecem como os fatores menos influentes no número de geração de entropia. A primeira possui derivada positiva, já que maiores viscosidades resultam em maiores potências de bombeamento. Já a segunda é inversamente proporcional ao número de Prandtl que, por sua vez, é diretamente proporcional ao número de geração de entropia (Eq. 6), tal que a maior condutividade térmica dos nanofluidos reduz o número de geração de entropia.

Uma análise semelhante foi conduzida para o coeficiente de performance do sistema (Eq. 1). O ciclo escolhido para este caso foi o que opera com R290, com comprimentos dos trocadores de calor mantidos fixos. A Fig. 11 mostra resultado semelhante ao observado para o número de geração de entropia, com maior influência do calor específico, seguido pela densidade, com a viscosidade e a condutividade térmica como fatores menos influentes sobre o COP do sistema. Outro fato importante reside na semelhança do resultado entre os dois nanofluidos. Embora tenham sido empregados dois fluidos com números de Prandtl distintos, cada propriedade termofísica influenciou o COP_{tot} na mesma escala.

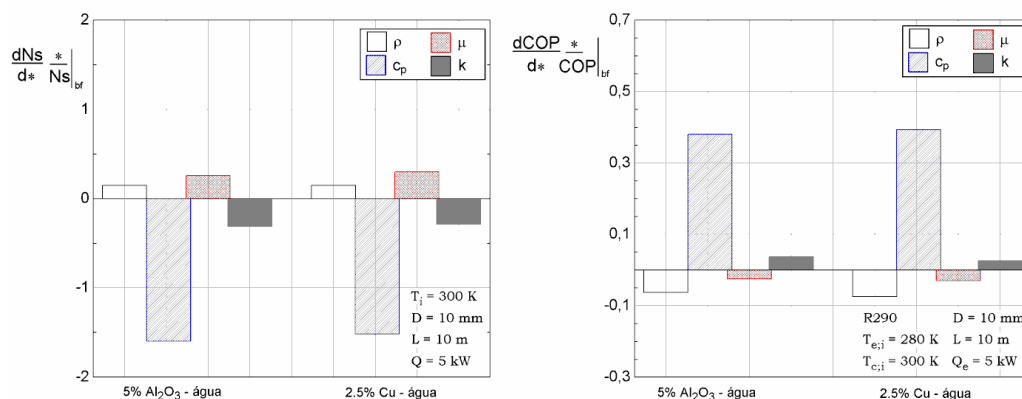


Figura 11. Influência das propriedades termofísicas dos nanofluidos empregados no número de geração de entropia externa (esq.) e no COP do sistema de refrigeração (dir.)

4. CONCLUSÕES

Para os nanofluidos escolhidos neste estudo, 5% Al_2O_3 -água e 2,5%Cu-água, o desempenho tanto local (irreversibilidades externas) como global (irreversibilidades internas e externas) ficou sempre aquém do obtido para o fluido-base. Quando os trocadores de calor são dimensionados de forma a operar com um mínimo número de geração de entropia, o COP do sistema ficou aquém do máximo que poderia ser obtido especialmente devido à maior necessidade de potência consumida para se atingir o ponto de operação desejado. As análises com número de unidades de transferência fora do ponto de ótimo levaram à conclusão de que as irreversibilidades internas são consideravelmente mais importantes que as externas, já que se obtiveram maiores valores de COP para N_{tu} igual a aproximadamente 90% do ótimo. Comparando-se ciclos de refrigeração utilizando os fluidos refrigerantes R22 e R290, em que o primeiro opera sem trocador de calor interno enquanto o segundo opera com trocador de calor interno com 100% de efetividade, percebe-se que o propano mostrou desempenho ligeiramente superior ao R22. Obviamente, características dos compressores, tais como rendimento volumétrico e eficiência global de compressão, podem alterar este resultado, uma vez que a análise puramente termodinâmica assumiu compressão isentrópica.

A análise da influência das propriedades termofísicas de forma individual levou aos principais motivos pelos quais os nanofluidos escolhidos falharam em fornecer melhores resultados que o fluido-base. Em resumo, em ordem de importância, para se maximizar a eficiência do sistema, o nanofluido deve apresentar elevados calor específico e condutividade térmica, mas baixa densidade e viscosidade. Caso o fluido-base empregado seja a água, a dificuldade encontra-se especialmente em se elevar o calor específico do nanofluido, uma vez que as nanopartículas geralmente possuem calor específico menor e densidade maior que a água. A partir das conclusões deste trabalho, iniciativas podem ser tomadas para desenvolvimento de novos nanofluidos com o objetivo de intensificar a troca de calor em sistemas de refrigeração. Tais fluidos devem explorar a combinação do fluido-base com diferentes materiais para as nanopartículas a fim de se obter propriedades termofísicas mais adequadas.

5. AGRADECIMENTOS

Os autores agradecem às agências de fomento do governo brasileiro, CAPES e CNPq, pelo suporte financeiro.

6. REFERÊNCIAS

- Gnielinski, V., 1977, New equations for heat and mass transfer in turbulent pipe and channel flow, Int. Chem. Eng. 16, 359-368
- Godson, L., Raja, B., Mohan Lal, D., Wongwises, S., 2010, Enhancement of heat transfer using nanofluids-an overview, Renewable Sustainable Energy Rev. 14, 629-641
- Hermes, C.J.L., 2013a, Alternative evaluation of liquid-to-suction heat exchange in the refrigeration cycle, International Journal of Refrigeration 36, 2219-2227
- Hermes, C.J.L., 2013b, Thermodynamic design of condensers and evaporators: Formulation and applications, Int. J. Refrigeration 36, 633-640

- Hermes, C.J.L., Barbosa Jr., J.R., 2012, Thermodynamic comparison of Peltier, Stirling, and vapor compression portable coolers, *Applied Energy* 91, 51-58
- Kakaç, S., Pramuanjaroenkij, A., 2009, Review of convective heat transfer enhancement with nanofluids, *Int. J. Heat Mass Transfer* 52, 3187-3196
- Ndoye, F.T., Schallbart, P., Leducq, D., Alvarez, G., 2015, Numerical study of energy performance of nanofluids used in secondary loops of refrigeration systems, *Int. J. Refrigeration* 52, 122-132
- Pereira, R., Loyola, F.R., DeLima-Silva Jr, W., Cardoso, R.P., Hermes, C.J.L., 2015, Thermodynamic assessment of water-alumina nanofluids as secondary working fluids in refrigeration systems aiming at the external irreversibilities of the cycle, 24th IIR International Congress of Refrigeration, Yokohama, Japan
- Petukhov, B.S., 1970, Heat transfer and friction in turbulent pipe flow with variable physical properties, *Advances in Heat Transfer* 6, 504-564
- Saidur, R., Leong, K., Mohammad, H., 2011, A review on applications and challenges of nanofluids, *Renewable and Sustainable Energy Rev.* 15, 1648-1668
- Tiecher, F.P., Parise, J.A.R., 2013, A comparative parametric study on single-phase Al₂O₃-water nanofluid exchanging heat with a phase-changing fluid, *Int. J. Thermal Sciences* 74, 190-198
- Vajjha, R.S., Das, D.K., 2012, A review and analysis on influence of temperature and concentration of nanofluids on thermophysical properties, heat transfer and pumping power, *Int. J. Heat and Mass Transfer* 55, 4063-4078
- Wang, X., Xu, X., Choi, S.U.S., 1999, Thermal conductivity of nanoparticles–fluid mixture, *J. Thermophysics and Heat Transfer* 13, 474-80

7. RESPONSABILIDADE AUTORAL

Os autores são os únicos responsáveis pelo conteúdo deste trabalho.

8. NOMENCLATURA

Letras Romanas

A_c	Área de escoamento livre, m ²
A_s	Área de transferência de calor, m ²
c_p	Calor específico, J kg ⁻¹ K ⁻¹
h	Coeficiente de transferência de calor, Wm ⁻² K ⁻¹
k	Condutividade térmica, W m ⁻¹ K ⁻¹
m	Vazão mássica, kg s ⁻¹
p	Pressão, Pa
Q	Taxa de transferência de calor, W
s	Entropia específica, J kg ⁻¹ K ⁻¹
S_g	Taxa de geração de entropia, W K ⁻¹
T	Temperatura do escoamento, K
T_m	Temperatura média do escoamento, K
T_s	Temperatura da superfície, K
u_c	Velocidade máxima do escoamento, m s ⁻¹
V	Vazão volumétrica, m ³ s ⁻¹
W	Potência consumida, W

Letras Gregas

ε	Efetividade do trocador de calor
ϕ	Fração volumétrica
μ	Viscosidade, Pa s
ρ	Densidade, kg m ⁻³

Índices

b	fluido-base
c	condensador
e	evaporador
H	reservatório a alta temperatura
i	entrada
L	reservatório a baixa temperatura
n	nanofluido
o	saída
p	nanopartícula
tot	total do sistema de refrigeração
s	superfície

Grupamentos adimensionais

COP	Coeficiente de performance
Ec	número de Eckert
$f/8j$	número de analogia de Chilton-Colburn
N_s	número de geração de entropia
N_{tu}	número de unidades de transferência
Nu	número de Nusselt
Pr	número de Prandtl
Re	número de Reynolds

THERMODYNAMIC ASSESSMENT OF WATER-BASED NANOFLUIDS AS SECONDARY COOLANTS IN REFRIGERATION SYSTEMS

Ricardo P. Yee, ricardo.yee@hotmail.com

Waldyr de Lima e Silva Jr., waldyr@ufpr.br

Christian J. L. Hermes*, chermes@ufpr.br

Laboratory of Thermodynamics and Thermophysics, Departament of Mechanical Engineering

Federal University of Paraná, P.O. Box 19011, 81531990 Curitiba-PR, Brazil, * Corresponding author

Abstract. *The present paper is aimed at assessing the suitability of water-based nanofluids as secondary working fluids in refrigeration systems. In order to address the trade-off effects related to heat transfer enhancement and pumping power penalty, a mathematical model for the entropy generation minimization of condensers and evaporators considering the thermophysical properties of 5%-Al₂O₃ and 2.5%-Cu water-based nanofluids was employed together with a simplified cycle simulation model running either with R-22 or R-290, the former without and the latter with a 100%-effective liquid-to-suction heat exchanger. The results suggested that heat exchangers designed to minimize the number of entropy generation do not imply in a better cycle performance due to the higher influence of the internal irreversibilities in comparison to the external ones. In addition, the adoption of nanofluids have not resulted in better system COPs whatsoever. The sensitivity of the thermophysical properties of the nanofluids on the local heat exchanger and the global system performance was analysed. The conclusions drawn from this part may be taken as guidelines for further developments of nanofluids aiming at refrigeration applications.*

Keywords: nanofluid, thermodynamic design, secondary coolant, vapor-compression refrigeration