

TRANSFERÊNCIA DE CALOR EM TROCADOR DE CALOR DE MICROCANAIS COM ESCOAMENTO DE NANOFLUIDO $\text{Al}_2\text{O}_3\text{-H}_2\text{O}$

R. B. BÜHLER¹, V. C. MARIANI^{2,3}, E. FONTANA⁴, T.J. LOPES¹ e A. da SILVA¹

¹Universidade Federal do Rio Grande, Escola de Química e Alimentos, Campus de Santo Antônio da Patrulha

²Pontifícia Universidade Católica do Paraná, Programa de Pós-Graduação em Engenharia Mecânica

³ Universidade Federal do Paraná, Programa de Graduação em Engenharia Elétrica

⁴ Universidade Federal de Santa Catarina, Campus Blumenau

E-mail para contato: adrianosilva@furg.br

RESUMO – Nos últimos anos, o progresso na micro fabricação e montagem de vários sistemas pequenos tem levado ao desenvolvimento de máquinas de escala extremamente pequena comumente referidas como MEMS (Micro Electro-Mechanical Systems). Estes sistemas são geralmente definidos como dispositivos eletromecânicos com uma escala de comprimento entre 1 μm e 1 mm, como por exemplo: trocadores de calor de microcanais, micro reatores e micro sensores. No projeto de um microdispositivo com canais internos um desafio importante é a divisão do fluxo entre os canais para obter um resultado ótimo da distribuição do fluido e da temperatura. Buscando contribuir para o desenvolvimento da tecnologia dos trocadores de calor de microcanais, avaliou-se numericamente o comportamento hidrodinâmico e térmico do microtrocador de calor para $\text{Re}=100$ e a fração de nanopartículas entre 0 e 4%. Os resultados indicam um aprimoramento da performance do trocador de calor quando nanofluido é o fluido de operação.

1. INTRODUÇÃO

Os trocadores de calor desempenham um importante papel no campo da conservação, conversão e recuperação de energia. Com o avanço da tecnologia de miniaturização e uma necessidade pronunciada para equipamentos mais eficientes, dispositivos para mini escala e microescala estão provando serem benéficos e vantajosos. Além disso, a miniaturização tem proporcionado muitos benefícios, incluindo tempo de resposta mais rápido, altos níveis de integração de sistemas, altas taxas de transferência de calor e custo reduzido (Shakir et. al. 2011).

Os dois fatores que limitam os coeficientes de transferência de calor em um trocador de calor de microcanais são: reduções nas dimensões dos canais acarretam em quedas de pressão mais elevadas e a quantidade de transferência de calor é limitada pelos fluidos de transferência de calor utilizados no interior dos microcanais. A taxa de transferência de calor depende da relação entre área superficial e o volume, o que significa que menores dimensões do canal proporcionam um maior coeficiente de transferência de calor (Mohammed et. al.

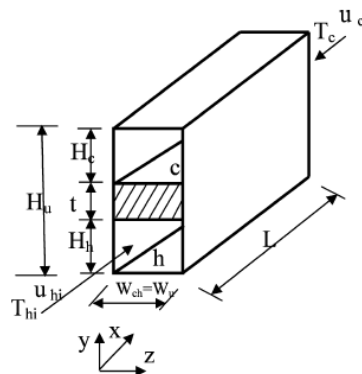
2011). Também, a utilização de nanofluidos, que é a denominação para um líquido com dispersão de nanopartículas compostas de metais ou não metais, proporciona um fluido de maior condutividade térmica (Mohammed et. al. 2011; Shakir et. al. 2011; Durga Prasad et al. 2015).

Buscando contribuir para o desenvolvimento da tecnologia dos trocadores de calor de microcanais, avaliou-se numericamente o comportamento hidrodinâmico e térmico do microtrocador de calor para Reynolds igual a 100 utilizando o nanofluido Al_2O_3 -Água com 2% de nanopartículas.

2- METODOLOGIA

Um diagrama esquemático do trocador de calor de microcanais que foi explorado neste estudo é mostrado na Figura 1. O trocador de calor consistiu de um microcanal para o fluido quente e um microcanal para o fluido frio. O calor é transferido entre os fluidos através da parede sólida que os separa.

Figura 1 – Configurações do trocador de calor de microcanais.



Na resolução numérica deste problema de pesquisa, foi assumido regime estacionário e escoamento em regime laminar. As equações governantes para o escoamento tridimensional são:

Equação da continuidade

$$\frac{\partial \rho_{nf} u}{\partial x} + \frac{\partial \rho_{nf} v}{\partial y} + \frac{\partial \rho_{nf} w}{\partial z} = 0 \quad (1)$$

Equações de conservação da quantidade de movimento:

$$\left[\frac{\partial (\rho_{nf} uu)}{\partial x} + \frac{\partial (\rho_{nf} uv)}{\partial y} + \frac{\partial (\rho_{nf} uw)}{\partial z} \right] = \frac{\partial}{\partial x} \left(\mu_{nf} \frac{\partial u}{\partial x} \right) + \frac{\partial}{\partial y} \left(\mu_{nf} \frac{\partial u}{\partial y} \right) + \frac{\partial}{\partial z} \left(\mu_{nf} \frac{\partial u}{\partial z} \right) - \frac{\partial P}{\partial x} \quad (2)$$

$$\left[\frac{\partial (\rho_{nf} vu)}{\partial x} + \frac{\partial (\rho_{nf} vv)}{\partial y} + \frac{\partial (\rho_{nf} vw)}{\partial z} \right] = \frac{\partial}{\partial x} \left(\mu_{nf} \frac{\partial v}{\partial x} \right) + \frac{\partial}{\partial y} \left(\mu_{nf} \frac{\partial v}{\partial y} \right) + \frac{\partial}{\partial z} \left(\mu_{nf} \frac{\partial v}{\partial z} \right) \quad (3)$$

$$\left[\frac{\partial (\rho_{nf} wu)}{\partial x} + \frac{\partial (\rho_{nf} vw)}{\partial y} + \frac{\partial (\rho_{nf} ww)}{\partial z} \right] = \frac{\partial}{\partial x} \left(\mu_{nf} \frac{\partial w}{\partial x} \right) + \frac{\partial}{\partial y} \left(\mu_{nf} \frac{\partial w}{\partial y} \right) + \frac{\partial}{\partial z} \left(\mu_{nf} \frac{\partial w}{\partial z} \right) \quad (4)$$

Equação de conservação da energia para o fluido:

$$\frac{\partial}{\partial x} (\rho_{nf} C_{p_{nf}} u T) + \frac{\partial}{\partial y} (\rho_{nf} C_{p_{nf}} v T) + \frac{\partial}{\partial z} (\rho_{nf} C_{p_{nf}} w T) = \frac{\partial}{\partial x} \left(k_{nf} \frac{\partial T}{\partial x} \right) + \frac{\partial}{\partial y} \left(k_{nf} \frac{\partial T}{\partial y} \right) + \frac{\partial}{\partial z} \left(k_{nf} \frac{\partial T}{\partial z} \right) \quad (5)$$

Equação de conservação da energia para o sólido:

$$\frac{\partial^2 T_s}{\partial x^2} + \frac{\partial^2 T_s}{\partial y^2} + \frac{\partial^2 T_s}{\partial z^2} = 0 \quad (6)$$

As condições de contorno para o canal de escoamento são:

Fluido quente:

$$x=0 \quad u_q = u_{qi} \quad v_q = 0 \quad w_q = 0 \quad T = T_{qi} \quad (7)$$

$$x=L \quad \frac{\partial u_q}{\partial x} = 0 \quad \frac{\partial v_q}{\partial x} = 0 \quad \frac{\partial w_q}{\partial x} = 0 \quad \frac{\partial T_q}{\partial x} = 0 \quad (8)$$

$$y=0 \quad u_q = 0 \quad v_q = 0 \quad w_q = 0 \quad \frac{\partial T_q}{\partial y} = 0 \quad (9)$$

$$y=H_h \quad u_q = 0 \quad v_q = 0 \quad w_q = 0 \quad -k_q \frac{\partial T_q}{\partial y} = -k_s \frac{\partial T_s}{\partial y} \quad (10)$$

$$z=0 \quad u_q = 0 \quad v_q = 0 \quad w_q = 0 \quad \frac{\partial T_q}{\partial z} = 0 \quad (11)$$

$$z=W_{ch} \quad u_q = 0 \quad v_q = 0 \quad w_q = 0 \quad \frac{\partial T_q}{\partial z} = 0 \quad (12)$$

Fluido frio:

$$x=0 \quad u_f = u_{fi} \quad v_f = 0 \quad w_f = 0 \quad T = T_{fi} \quad (13)$$

$$x=L \quad \frac{\partial u_f}{\partial x} = 0 \quad \frac{\partial v_f}{\partial x} = 0 \quad \frac{\partial w_f}{\partial x} = 0 \quad \frac{\partial T_f}{\partial x} = 0 \quad (14)$$

$$y=H_h + t \quad u_f = 0 \quad v_f = 0 \quad w_f = 0 \quad -k_f \frac{\partial T_f}{\partial y} = -k_s \frac{\partial T_s}{\partial y} \quad (15)$$

$$y=H_h + t + H_c \quad u_f = 0 \quad v_f = 0 \quad w_f = 0 \quad \frac{\partial T_f}{\partial y} = 0 \quad (16)$$

$$z=0 \quad u_f = 0 \quad v_f = 0 \quad w_f = 0 \quad \frac{\partial T_f}{\partial z} = 0 \quad (17)$$

$$z=W_{ch} \quad u_f = 0 \quad v_f = 0 \quad w_f = 0 \quad \frac{\partial T_f}{\partial z} = 0 \quad (18)$$

Para a parede sólida:

$$x=0 \quad e \quad x=L \quad \frac{\partial T_s}{\partial x} = 0 \quad (19)$$

$$y=H_h \quad e \quad y=H_h + t \quad \frac{\partial T_s}{\partial y} = 0 \quad (20)$$

$$z=0 \quad e \quad z=W_{ch} \quad \frac{\partial T_s}{\partial z} = 0 \quad (21)$$

onde u , v e w representam a velocidade do nanofluido em cada uma das direções e T representa a temperatura do nanofluido, sendo os subscritos h , f e s correspondentes ao nanofluido escoando no duto quente, no duto frio e ao sólido.

As equações governantes em conjunto com as respectivas condições de contorno foram resolvidas usando o método de volumes finitos com a utilização do pacote comercial ANSYS-CFX 14.0. O sistema de equações lineares foi resolvido usando uma metodologia algébrica *multigrid*. A solução foi considerada convergente quando o valor máximo residual tornou-se menor que 10^{-8} . A temperatura de entrada do fluido frio (duto inferior) foi assumida igual a 298 K e do fluido quente (duto superior) de 373 K, em todos os casos.

3. PROPRIEDADES TÉRMICAS E FÍSICAS

A dependência da temperatura das propriedades térmicas e físicas (k , C_p , ρ , μ) dos fluidos de trabalho tem sido considerada para melhorar a precisão dos cálculos.

Fez-se uso das correlações apresentadas por Arani e Amani (2012) para estimar a viscosidade e a condutividade térmica do fluido base (água) em função da temperatura. Estas correlações foram obtidas de um ajuste dos dados de White (2006) e apresentam um desvio máximo de 1,27%.

$$\ln\left(\frac{\mu_{fb}}{0,001792}\right) = -1,24 - 6,44\left(\frac{273,15}{T}\right) + 7,68\left(\frac{273,15}{T}\right)^2 \quad (22)$$

$$k_{fb} = -1,549404 + 0,01553952T - 3,65967 \times 10^{-5} T^2 + 2,9401 \times 10^{-8} T^3 \quad (23)$$

A partir de um ajuste dos dados de Bejan (2004) foram obtidas correlações para estimar a densidade e o calor específico da água (Arani e Amani, 2012).

$$\rho_{fb} = -764,475639 + 19,251515T - 0,07714568T^2 + 1,364893 \times 10^{-4} T^3 - 9,339158 \times 10^{-8} T^4 \quad (24)$$

$$C_{p_{fb}} = 198531,690492 - 2894,853934T + 17,2363068T^2 - 0,05126994T^3 + 7,616133 \times 10^{-5} T^4 - 4,517821 \times 10^{-8} T^5 \quad (25)$$

As correlações acima são independentes da pressão e válidas para $273,15 \leq T \leq 373$ K. A densidade do dióxido de alumínio (Al_2O_3) é de $3970,0 \text{ kg/m}^3$ (Durga Prasad et al. 2015). As correlações para a condutividade térmica e o calor específico do dióxido de alumínio (Al_2O_3) foram obtidas por um ajuste dos dados de Incropera e Dewitt (1998).

$$C_{p_p} = -2,7354 \times 10^{-9} T^4 + 9,2631 \times 10^{-6} T^3 - 1,1921 \times 10^{-2} T^2 + 7,1565T - 538,36; \quad R^2 = 0,9999 \quad (26)$$

$$k_p = 2,4727 \times 10^{-4} T^2 - 0,29404T + 103,38; \quad R^2 = 0,996 \quad (27)$$

As propriedades térmicas e físicas (densidade, calor específico, viscosidade e condutividade térmica) do nanofluido foram calculadas como uma função da concentração em volume de nanopartículas em conjunto com as propriedades do fluido base e da nanopartícula. As equações (28) e (29) foram utilizadas para estimar a densidade e o calor específico do nanofluido. Estas foram consideradas apropriadas para nanofluidos através de validação experimental por Pak e Cho (1998).

$$\rho_{nf} = (1 - \phi)\rho_{fb} + \phi\rho_p \quad (28)$$

$$Cp_{nf} = \frac{(1 - \phi)\rho_{fb}Cp_{fb} + \phi\rho_pCp_p}{(1 - \phi)\rho_{fb} + \phi\rho_p} \quad (29)$$

A condutividade térmica (Maiga *et al.*, 2004). e a viscosidade do nanofluido (Namburu *et al.*, 2007; Nguyen *et al.*, 2008) foram estimadas utilizando as seguintes expressões:

$$\mu_{nf} = [1 + 7,3\phi + 123\phi^2] \mu_{fb} \quad (30)$$

$$k_{nf} = [1 + 2,72\phi + 4,97\phi^2] k_{fb} \quad (31)$$

onde ϕ representa a fração de nanopartículas e os subscritos, p , fb e nf correspondem a partícula, fluido base e nanofluido.

4. RESULTADOS E DISCUSSÃO

O campo de temperatura no plano central do micro trocador de calor para diferentes fluidos de trabalho são apresentados na Figura 2.

Figura 2 – Temperatura no plano central do micro trocador de calor para diferentes fluidos de trabalho. a) Água-Água; (b) Água-Nanofluido(2%); (c) Nanofluido(2%)- Nanofluido(2%).

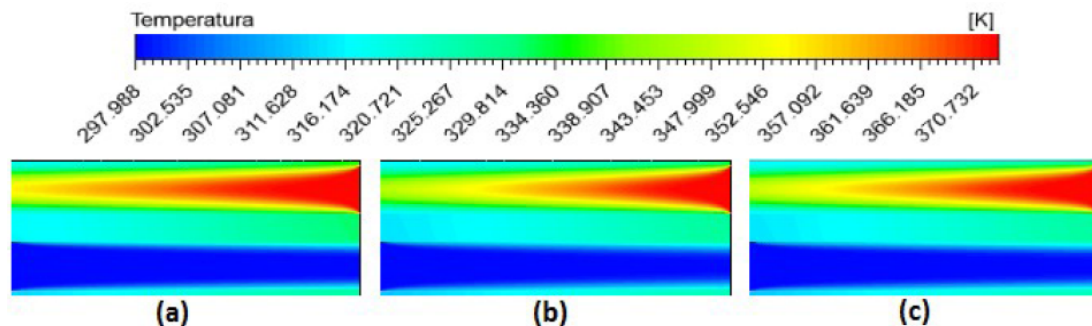
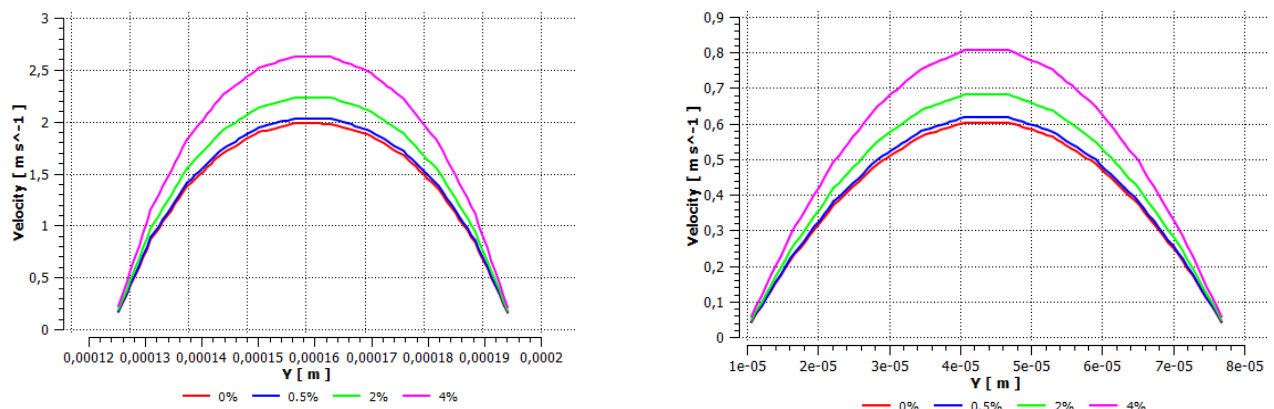


Figura 3 –Perfil de velocidade do nanofluido na saída do duto para Re=100.



(a) Duto frio

(b) Duto quente.

5. CONCLUSÕES

Os resultados demonstram que a presença do nanofluido (Al_2O_3) melhorara significativamente a capacidade de transferência de calor do nanofluido quando comparada ao fluido base (água). A fração de nanopartículas alteram as propriedades físicas do nanofluido de modo que o perfil de velocidade no interior do microcanal é alterado, resultando em um aumento na velocidade média de escoamento do nanofluido com maior fração de nanopartículas.

6. AGRADECIMENTOS

Ao Programa Institucional de Desenvolvimento do Estudante – PDE/FURG, pelo auxílio financeiro através da bolsa EPEM.

7. REFERÊNCIAS

- INCROPERA, F. P.; DEWITT, D. P. *Fundamentos de Transferência de Calor e de Massa*. Rio de Janeiro: LTC Editora, 1998.
- BEJAN, A. *Convection Heat Transfer*. New York: John Wiley & Sons, Inc., 2004.
- WHITE, F.M., *Fluid Mechanics*, New York: McGraw-Hill, 2001.
- DURGA PRASAD, P.V., GUPTA, A.V.S.S.K.S. SREERAMULU, M., SYAM SUNDAR, L. SINGH, M.K., SOUSA A. C.M.; Experimental study of heat transfer and friction factor of Al_2O_3 nanofluid in U-tube heat exchanger with helical tape inserts. *Experimental Thermal and Fluid Science*, v. 62, p. 141-150, 2015.
- MOHAMMED, H.A., BHASKARAN, G., SHUAIB, N.H., SAIDUR, R. Numerical study of heat transfer enhancement of counter nanofluids flow in rectangular microchannel heat exchanger, *Superlattices and Microstructures*, v. 50, p. 215-233, 2011.
- SHAKIR, A.M., MOHAMMED, A.K., HASAN, M.I. Numerical investigation of counter flow microchannel heat exchanger with slip flow heat transfer, *International Journal of Thermal Sciences*, v.50, p. 2132-2140, 2011.
- PAK, B.C., CHO, Y.I., Hydrodynamic and heat transfer study of dispersed fluids with submicron metallic oxide particles, *Experimental Heat Transfer*. v. 11, p. 151–170, 1998.
- NAMBURU PK, KULKARNI DP, DANDEKAR A, DAS D.K: Experimental investigation of viscosity and specific heat and silicon dioxide nanofluids. *Micro Nano Lett*, v. 2, p.67-71, 2007.
- NGUYEN CT, DESGRANGES F, GALANIS N, ROY G, MARÉ T, BOUCHER S, MINTSA HA: Viscosity data for Al_2O_3 -water nanofluid–hysteresis: is heat transfer enhancement using nanofluids reliable. *Int J Therm Sci*, v. 47, p. 103-111, 2008.