UNIVERSIDADE FEDERAL DO RIO GRANDE
ESCOLA DE QUÍMICA E ALIMENTOS
ENGENHARIA AGROINDUSTRIAL

ANÁLISE NUMÉRICA DE UM MICROTROCADOR DE CALOR UTILIZANDO COMO FLUIDO DE TRABALHO O NANOFLUIDO Al_2O_3/Água

Matheus Schmatz

Orientador: Prof. Dr. Adriano da Silva

Santo Antônio da Patrulha
2015

UNIVERSIDADE FEDERAL DO RIO GRANDE
ESCOLA DE QUÍMICA E ALIMENTOS
ENGENHARIA AGROINDUSTRIAL

ANÁLISE NUMÉRICA DE UM MICROTROCADOR DE CALOR UTILIZANDO COMO FLUIDO DE TRABALHO O NANOFLUIDO Al_2O_3/Água

Matheus Schmatz

Projeto de Conclusão de Curso apresentado à Escola de Química e Alimentos - Universidade Federal do Rio Grande para obtenção do título de Bacharel em Engenharia Agroindustrial Agroquímica.

Orientador: Prof. Dr. Adriano da Silva

Santo Antônio da Patrulha
2015

AGRADECIMENTOS

Um trabalho de conclusão de curso não é obra, somente, de seu autor, mas também de todos aqueles que de alguma forma contribuíram para o seu término. Portanto, quero agradecer a todos os que estiveram presentes na minha formação acadêmica e no desenvolvimento deste trabalho.

Primeiramente agradeço a Deus, centro e fundamento de tudo em minha vida.

Agradeço a todos meus familiares, que acredito terem torcido por mim, em especial, aos meus pais, Pedro e Lilia; à minha irmã, Lívia; às minhas outras duas mães de consideração, Maria Ester e Onira, que com certeza foram as pessoas que mais estiveram do meu lado durante todos esses anos, me apoiando, orientando e ensinando a ser sempre uma pessoa cada vez melhor. Obrigado por toda confiança depositada em mim e pelo constante apoio e incentivo ao longo de toda minha vida, não só acadêmica.

Ao meu orientador, Adriano da Silva, agradeço pela oportunidade de realizar este trabalho. Agradeço também, a excelente orientação durante todo o desenvolvimento do projeto e por toda sua atenção, paciência, compreensão e amizade.

A todos meus professores, pela excelente formação acadêmica. Em especial, aos professores Toni Lopes e Fernando Kokubun, pelos conselhos extracurriculares nos corredores da universidade.

Ao corpo de funcionários da secretaria do Campus FURG-SAP, pelos esclarecimentos sobre os procedimentos referentes ao curso de Engenharia Agroindustrial Agroquímica.

E, por último, mas não menos importante, a todos meus amigos. A Raphael Bühler, pelo grande auxílio da ferramenta computacional utilizada neste estudo. A Nicolas Schmidt, Erich Hauke, Diego Fagundes, Deyvid Gabriel, Luana Schmidt, Bruna Bastos e Hemilim Fraga pela parceria verdadeira nesses anos, tornando os dias, noites e madrugadas mais divertidas e serenas. Agradeço por todos momentos de alegria, boa conversa durante as aulas e por terem me ajudado sempre que possível.

EPÍGRAFE

“ As coisas devem ser realizadas da maneira mais simples possível, mas não simplificada. ”

Albert Einstein

RESUMO

Recentes estudos sobre transferência de calor em equipamentos microestruturados, utilizando nanofluidos como fluido de trabalho, têm mostrado ser um assunto promissor, principalmente na área da química fina e da engenharia de processos químicos. Neste contexto, o presente trabalho teve como objetivo avaliar numericamente o comportamento hidrodinâmico e térmico de um trocador de calor com microcanal (TCMC) de geometria circular, utilizando como fluido de trabalho o nanofluido Al_2O_3/Água. O escoamento do nanofluido foi considerado incompressível e em estado estacionário. As equações de conservação de massa/ energia e as equações de Navier-Stokes, juntamente com as respectivas condições de contorno, foram resolvidas utilizando o Método de Volumes Finitos. O fluido entra no microcanal com velocidade e temperatura uniformes. As equações de movimento e energia foram resolvidas utilizando o esquema *upwind* de segunda ordem. O algoritmo SIMPLE foi utilizado para a resolução do acoplamento pressão-velocidade no processo de solução *multigrid*. Para a solução numérica, estabeleceu-se como critério de convergência, que os valores residuais normalizados fossem menores que 10^{-6}, para todas as variáveis. As simulações foram realizadas utilizando-se um *software* de fluido dinâmica computacional, o CFX 14.0. O comportamento, hidrodinâmico e térmico, e o desempenho do TCMC foram analisadas usando diferentes velocidades de entrada do fluido de trabalho, diferentes diâmetros do microcanal e diferentes frações volumétricas de Al_2O_3. O perfil de temperatura, a taxa de transferência de calor e a queda de pressão foram obtidas a partir das simulações, o desempenho do TCMC foram discutidas em termos da potência de bombeamento, da eficiência e do índice de desempenho. Os resultados indicaram um melhor desempenho térmico com o uso de nanofluidos, sem causar um efeito significativo na queda de pressão. O aumento da velocidade de entrada e do diâmetro do microcanal causou o aumento da taxa de transferência de calor e uma diminuição no perfil de temperatura. O maior índice de desempenho foi obtido para a simulação do TCMC com diâmetro de 200μm, velocidade de 1,8m/s e concentração de nanopartículas de 8%.

Palavras-chaves: Trocador de calor; Microcanal; Nanofluido Al_2O_3/H_2O; CFD

ABSTRACT

Recent studies about heat transfer in microstructured equipment, using nanofluids as working fluid, have shown to be a promising subject, especially in the field of fine chemicals and chemical process engineering. In this context , this study aimed to evaluate numerically the hydrodynamic and thermal behavior of a heat exchanger with circular geometry microchannels using as working fluid Al_2O_3/Water nanofluid. The flow of nanofluid was considered incompressible and steady state. The mass/energy conservation equations and Navier-Stokes equations with the corresponding boundary conditions were solved using the Finite Volume Method. The fluid enters the microchannel with uniform velocity and temperature. The momentum and energy equations were solved using a second-order upwind scheme. The SIMPLE algorithm was employed to solve the pressure-velocity coupling in multigrid solution procedure. For the numerical solutions, has established itself as convergence criterion, that the normalized residual values were less than 10^{-6} for all variables. The simulations were performed using a fluid dynamics computational software, CFX 14.0. The behavior, hydrodynamic and thermal, and performance of TCMC were analyzed using different input speeds of the working fluid, the microchannel different diameters and different volume fraction of Al_2O_3. The temperature profile, heat transfer rate, the pressure drop were obtained from the simulations, the performance of TCMC been discussed in terms of pumping power, efficiency and performance index. The results showed a better thermal performance using nanofluids without causing a significant effect on pressure drop. The increase of the input speed and the diameter of the microchannel caused the increase of heat transfer rate and a decrease in temperature profile. The higher performance index was obtained for the simulation of TCMC diameter of 200μm, velocity of 1,8m/s and concentration of nanoparticles of 8%.

Keywords: Heat exchanger; Microchannel; Al_2O_3/H_2O nanofluid; CFD

LISTA DE SÍMBOLOS

A	Área (m^2)
b	Constante relacionada ao número de Peclet da partícula (Adimensional)
c	Constante determinada experimentalmente (Adimensional)
Cp	Calor específico ($J\ kg^{-1}\ K^{-1}$)
d	Diâmetro molecular (m)
D	Diâmetro (m)
D_h	Diâmetro hidráulico (m)
h	Coeficiente convectivo de transferência de calor ($W\ m^{-2}\ K^{-1}$)
H	Altura do microcanal (m)
k	Condutividade térmica ($W\ m^{-1}\ K^{-1}$)
k_B	Constante de Boltzmann ($J\ K^{-1}$)
L	Comprimento do microcanal (m)
m	Constante dependente do número de Peclet da partícula (Adimensional)
$\dot{m}$	Vazão mássica ($kg\ s^{-1}$)
Nu	Número de Nusselt (Adimensional)
p	Pressão (Pa)
p_{pump}	Potência de bombeamento (W)
P	Perímetro (m)
Pe	Número de Peclet (Adimensional)
q	Taxa de transferência de calor (W)
Q	Vazão volumétrica ($m^3\ s^{-1}$)
r	Componente da direção radial (m)

Re	Número de Reynolds (Adimensional)
T	Temperatura (K)
v_r	Velocidade para a componente r (m s^{-1})
v_θ	Velocidade para a componente θ (m s^{-1})
v_z	Velocidade para a componente z (m s^{-1})
x	Componente da direção horizontal (m)
y	Componente da direção vertical (m)
z	Componente da direção axial (m)

Grego

α	Difusidade térmica (m^2 s^{-1})
ε	Eficiência do trocador de calor (Adimensional)
η	Relação quanto à esfericidade da partícula (Adimensional)
θ	Ângulo em coordenadas cilíndricas (rad)
λ	Índice de desempenho (Adimensional)
μ	Viscosidade dinâmica (Pa s)
ϕ	Fração volumétrica de nanopartícula (%)
π	Constante circular (Adimensional)
ρ	Massa específica (kg m^{-3})

Subscrito

c	Microcanal
f	Fluido base
i	Entrada
max	Valor máximo

min	Valor mínimo
nf	Nanofluido
o	Saída
real	Valor real
s	Nanopartícula

LISTA DE TABELAS

Tabela 1 - Condutividade térmica de materiais sólidos e líquidos. 22

Tabela 2 - Correlações para condutividade térmica de nanofluidos. 25

Tabela 3 - Correlações para viscosidade dinâmica de nanofluidos. 26

Tabela 4 - Valores dos diferentes parâmetros avaliados. 29

Tabela 5 - Teste de independência da malha para a geometria com diâmetro de 100µm (velocidade de entrada de 1,8m/s e concentração de nanopartículas de 0%). 40

Tabela 6 - Teste de independência da malha para a geometria com diâmetro de 150µm (velocidade de entrada de 1,8m/s e concentração de nanopartículas de 0%). 40

Tabela 7 - Teste de independência da malha para a geometria com diâmetro de 200µm (velocidade de entrada de 1,8m/s e concentração de nanopartículas de 0%). 41

Tabela 8 - Índice de desempenho (λ) e eficiência térmica (ε) do TCMC para as diferentes velocidades de entrada, diferentes diâmetros do microcanal, diferentes frações volumétricas de nanopartícula e diferentes valores de Reynolds. 55

LISTA DE FIGURAS

Figura 1 - Microtrocador de calor utilizado em uma instalação de produção de biodiesel. 15

Figura 2 - Ilustração da condição inicial e das dimensões do trocador de calor de microcanal circular. 28

Figura 3 - Ilustração da condição inicial e das dimensões do microcanal circular avaliado no trabalho de Pandey (2011). 37

Figura 4 - Perfil de velocidade na linha de centro do microcanal ao longo do canal. 38

Figura 5 - Ilustração da condição inicial do trocador de calor avaliado no trabalho de Wei (2004). 39

Figura 6 - Distribuição de temperatura na parede do microcanal inferior, ao longo do canal (Re = 66). 39

Figura 7 - Distribuição de temperatura na linha de centro e ao longo de todo microcanal, para diferentes frações volumétricas de nanopartículas (velocidade de entrada de 1,8m/s e diâmetro do microcanal de 100μm). 42

Figura 8 - Distribuição de temperatura na linha de centro e ao longo de todo microcanal, para diferentes velocidades de entrada do fluido (concentração de nanopartícula de 8% e diâmetro do microcanal de 100μm). 43

Figura 9 - Distribuição de temperatura na secção, em z = 0,02m, para diferentes velocidades de entrada do fluido (concentração de nanopartícula de 8% e diâmetro do microcanal de 100μm). 43

Figura 10 - Distribuição de temperatura na linha de centro e ao longo de todo microcanal, para diferentes diâmetros do microcanal (concentração de nanopartícula de 8% e velocidade de entrada de 1,8m/s). 44

Figura 11 - Distribuição de temperatura na área de secção, em z = 0,02m, para diferentes diâmetros do microcanal (concentração de nanopartícula de 8% e velocidade de entrada de 1,8m/s). 45

Figura 12 - Taxa de transferência de calor em função da velocidade de entrada do fluido, para diferentes diâmetros do microcanal (ϕ = 8%). 46

Figura 13 - Queda de pressão na linha de centro e ao longo do microcanal, para diferentes frações volumétricas de nanopartículas (diâmetro do microcanal de 100μm e velocidade de entrada de 9,0m/s). 47

Figura 14 - Queda de pressão na linha de centro e ao longo do microcanal, para diferentes velocidade de entrada do fluido (concentração de nanopartícula de 8% e diâmetro do microcanal de 100μm). 48

Figura 15 - Tensão de cisalhamento na parede do microcanal, para diferentes velocidade de entrada do fluido (concentração de nanopartícula de 8% e diâmetro do microcanal de 100μm). 48

Figura 16 - Queda de pressão na linha de centro e ao longo do microcanal, para diferentes diâmetros do microcanal (concentração de nanopartícula de 8% e velocidade de entrada de 4,5m/s).....49

Figura 17 - Potência de bombeamento em função da velocidade de entrada, para diferentes diâmetros (ϕ = 0%).....50

Figura 18 - Potência de bombeamento em função da velocidade de entrada, para diferentes frações volumétricas (D = 150μm). 50

Figura 19 - Eficiência térmica em função da velocidade de entrada, para diferentes diâmetros (ϕ = 8%). 51

Figura 20 - Eficiência térmica em função da velocidade de entrada, para diferentes frações volumétricas de nanopartícula (D = 100μm). 52

Figura 21 - Eficiência térmica em função da velocidade de entrada, para diferentes frações volumétricas de nanopartícula (D = 150μm). 52

Figura 22 - Eficiência térmica em função da velocidade de entrada, para diferentes frações volumétricas de nanopartícula (D = 200μm). 53

Figura 23 - Índice de desempenho em função da velocidade de entrada, para diferentes diâmetros do microcanal (ϕ = 8%).....54

SUMÁRIO

1. INTRODUÇÃO 14
2. OBJETIVOS 17
2.1. Objetivo Geral 17
2.2. Objetivos Específicos 17
3. REVISÃO BIBLIOGRÁFICA 18
3.1. Trocador de calor de microcanais 18
3.2. Nanofluido 22
3.2.1. Propriedades Termofísicas para Nanofluidos 24
3.2.1.1. Condutividade Térmica 24
3.2.1.2. Viscosidade Dinâmica 25
3.2.1.3. Massa Específica 26
3.2.1.4. Calor Específico 27
4. METODOLOGIA 28
4.1. Propriedades Térmicas e Físicas 29
4.1.1. Nanofluido 29
4.1.2. Fluido Base 30
4.1.3. Nanopartícula 31
4.2. Equações Governantes 32
4.3. Condições de Contorno 33
4.4. Performance do Trocador de calor 34
4.5. Implementação Numérica 35
4.6. Teste das Malhas 36
4.7. Validação do Modelo Numérico 36
5. RESULTADOS E DISCUSSÃO 37
5.1. Validação 37
5.2. Teste das Malhas 40
5.3. Análises Térmicas do TCMC 41
5.4. Análises do Escoamento no TCMC 46
5.5. Análises de Performance do TCMC 49
6. CONCLUSÕES E SUGESTÕES 56
REFERÊNCIAS BIBLIOGRÁFICAS 58

1. INTRODUÇÃO

Nos últimos anos, a tecnologia da micro-fabricação está sendo introduzida nos campos da química e da engenharia de processos químicos, com o intuito de desenvolver sistemas em escala extremamente pequena. Esses sistemas incluem dispositivos eletromecânicos com dimensões na faixa de 1μm a 1mm, e são comumente referidos como MEMS (*Micro Electro-Mechanical Systems*). Trocadores de calor de microcanais, micro reatores e micro sensores são alguns exemplos desse tipo de equipamento (BAHRAMI et al., 2007). A miniaturização tem promovido excelentes melhoras aos equipamentos, como tempo de resposta (mais rápido), maior integração entre os sistemas (menor espaço ocupado pelos dispositivos), altas taxas de transferência de calor e custo reduzido (AMIT, 2004).

Em micro processos de engenharia, a transição entre a aplicação em escala laboratorial e aplicação industrial ou semi-industrial não é estritamente definida. Os dispositivos microestruturados podem ser utilizados em uma escala laboratorial na produção de químicos finos, onde a produção é de algumas centenas de quilos por ano, somente, mas que possui um alto valor agregado. Por outro lado, a produção de milhares de toneladas de qualquer produto pode ser impraticável com um único equipamento microestruturado. Contudo, os dispositivos em microescala permitem executar processos de uma forma que não é acessível com técnicas convencionais (SCHUBERT et al., 2001).

Em relação aos trocadores de calor de microcanais (TCMC), as suas pequenas dimensões intensificam as propriedades de transferência de calor. Coeficientes de transferência de calor elevados tornam possíveis as reduções nas dimensões do trocador de calor, possibilitando o decréscimo da quantidade de matéria-prima utilizada em sua fabricação. Além disso, tais trocadores permitem uma relação entre superfície de contato com o fluido de trabalho, por unidade de volume, superior aos equipamentos baseados em dutos de dimensões convencionais, o que sugere a sua utilização para situações que requerem a remoção de altas taxas de calor. Em condições de espaço restrito a utilização de microcanais, além de propiciar coeficientes de transferência de calor superiores aos observados em canais com diâmetro maior, proporciona também a miniaturização dos trocadores de calor, reduzindo a quantidade de matéria-prima em sua fabricação (CABRAL, 2012).

Trocadores de calor constituídos de microcanais podem ter diversas aplicações, como sistemas de condicionamento de ar automotivo, resfriamento de dispositivos eletrônicos, células combustíveis, resfriamento de sistemas de laser de alta potência e *offshore* (RIBATSKI et al., 2007). Um exemplo mais específico para o uso industrial de trocadores de calor microestruturados, é um dispositivo criado para aquecer todo um fluxo de produto, de uma instalação de produção de biodiesel, de 80ºC para 105ºC, antes de um procedimento de purificação. O dispositivo é apresentado na Figura 1 (BRANDNER et al., 2006).

Figura 1 - Microtrocador de calor utilizado em uma instalação de produção de biodiesel.

Fonte: Brandner et al. (2006).

Fluidos utilizados em processos de transferência de calor, que sejam energeticamente eficientes, estão sendo muito estudados para sistemas térmicos. O nanofluido é um novo tipo de fluido utilizado para trocas térmicas, onde um fluido comum (água, metanol, etilenoglicol) contém nanopartículas sólidas dispersas, com diâmetro de 1-100nm. Os nanofluidos têm atraído a atenção de muitos pesquisadores, devido a melhora nas propriedades termofísicas quando comparado aos fluidos tradicionais. As propriedades, como condutividade térmica, viscosidade, calor específico e massa específica, desempenham papéis significativos na melhora da performance de transferência de calor em equipamentos térmicos.

Para intensificação na transferência de calor, os nanofluidos, quando comparados às suspensões (misturas líquido-sólido) convencionais, possuem as seguintes vantagens (CHOI e EASTMAN, 1995):

- Alta área superficial; portanto, maiores trocas de calor;

- Dispersões com alta estabilidade, com predominância do movimento Browniano das partículas;
- Os nanofluidos necessitam de uma menor potência de bombeamento (para alcançar uma mesma quantidade de calor transferido);
- Reduzido número de problemas quanto a obstrução do duto de escoamento (entupimentos), devido ao menor tamanho das partículas.

Assim sendo, os nanofluidos possuem uma ampla gama de aplicações, principalmente em processos onde está envolvida a transferência de calor, como por exemplo: em sistemas de refrigeração de motores, de equipamentos eletrônicos, em trocadores de calor, em aquecedores solares, em geradores a diesel e em sistemas de refrigeração em geral (SAIDUR et al., 2011).

Portanto, motivado pelos aspectos mencionados, este estudo envolveu inicialmente uma revisão bibliográfica visando os processos e principais mecanismos de transferência de calor em microcanais com escoamento de nanofluidos. Tal revisão foi utilizada no desenvolvimento de um modelo apropriado de simulação para a transferência de calor em microcanais utilizando nanofluidos. Os resultados visam viabilizar o desenvolvimento de novas tecnologias relacionadas à minimização de equipamentos e à dissipação de elevadas taxas de calor.

2. OBJETIVOS

2.1. Objetivo Geral

Este trabalho tem como objetivo geral, avaliar numericamente o comportamento hidrodinâmico e térmico de um trocador de calor com microcanal de geometria circular, utilizando como fluido de trabalho o nanofluido Al_2O_3/Água, com o intuito de estabelecer as condições ótimas de operação.

2.2. Objetivos Específicos

I. Avaliar a transferência de calor, queda de pressão e potência de bombeamento do microtrocador de calor, para diferentes valores de diâmetro do microcanal.

II. Avaliar a transferência de calor, queda de pressão e potência de bombeamento do trocador de calor de microcanal, para diferentes frações volumétricas de Al_2O_3 em água.

III. Avaliar o comportamento do fluido de trabalho, em regime laminar, para diferentes velocidades de entrada.

IV. Avaliar a eficiência térmica do trocador de calor, para diferentes diâmetros, velocidades de entrada e fração volumétrica de nanopartícula.

V. Avaliar o desempenho global (hidrodinâmico e térmico) do trocador de calor para os diferentes diâmetros, velocidades de entrada e fração volumétrica de nanopartícula.

3. REVISÃO BIBLIOGRÁFICA

Nesta seção apresenta-se uma breve revisão da literatura sobre os assuntos correlatos a este trabalho, com o objetivo de identificar as oportunidades de contribuição e subsidiar a escolha do estudo aqui detalhado.

Inicialmente são referenciados trabalhos que procuraram distinguir e classificar os tamanhos de canais (macro; mini; micro; nano) de acordo com o diâmetro hidráulico. Posteriormente, são apresentados estudos de pesquisadores que avaliaram o comportamento hidrodinâmico e térmico em trocadores de calor de microcanais, tanto experimental quanto numericamente.

Em seguida é feita uma revisão sobre nanofluidos: sua definição, exemplos, pontos positivos e negativos que seu uso pode proporcionar em trocadores de calor, além de apontar trabalhos de outros autores que elaboraram correlações para suas propriedades térmicas e físicas.

3.1. Trocador de calor de microcanais

O termo microcanais, de maneira geral, refere-se a canais de tamanho reduzido. A classificação de um canal em micro ou macro (convencional) iniciou-se baseada na distinção das características dimensionais entre os canais. Diferentes abordagens são utilizadas para esta transição. Mehendale, Jacobi e Shah (2000) propuseram uma distinção para a transição baseados nas dimensões características dos dutos. Esses autores classificaram os dutos em: macrocanais (D_h > 6mm), compactos (6mm > D_h > 1mm), mesocanais (1mm > D_h > 100μm) e microcanais (100μm > D_h > 1μm).

Kandlikar (2001), baseado nas principais dimensões características de dutos utilizados em aplicações industriais, estabeleceu três classificações: (I) macrocanais para dutos com D_h superior a 3,0mm; (II) mini canais, dutos com D_h entre 0,6 e 3,0mm; (III) microcanais, dutos com D_h inferior a 0,6mm.

Posteriormente, Kandlikar e Grande (2003) propuseram uma classificação para a distinção entre macro e micro baseada nas dimensões características usualmente aplicadas e

também nas dimensões em que a distância entre as moléculas das substâncias tornam-se significativas. O Quadro 1 apresenta a classificação proposta por esses dois pesquisadores.

Quadro 1 - Classificação de canais proposta por Kandlikar e Grande (2003).

Denominação		**Faixa de Diâmetros**
Canais convencionais		$D_h > 3$mm
Mini canais		3mm > D_h > 200µm
Microcanais		200µm > D_h > 10µm
Canais de transição	Microcanais	10µm > D_h > 1,0µm
	Nanocanais	1,0µm > D_h > 0,1µm
Canais moleculares		$D_h < 0,1$µm

Fonte: Adaptado de Kandlikar e Grande (2003).

Contudo, uma classificação entre macro e micro escala deve estar relacionada aos mecanismos físicos presentes no escoamento de fluido no interior do canal. Mecanismos estes que são relacionados principalmente à combinação entre as propriedades físicas e térmicas do fluido.

A distinção entre macro e microcanal considerando os fenômenos de transportes do fluido é importante, pois a simples determinação de um valor de diâmetro para delimitar a transição entre macro e micro não é suficiente, visto que, para um mesmo diâmetro, distintos comportamentos (relacionados à queda de pressão e padrões de escoamento) podem ser observados por distintos fluidos e diferentes temperaturas. Apesar de todos estudos, dimensões e condições experimentais que permitam caracterizar um critério de transição entre macro e microcanal ainda não foram apropriadamente identificadas (CABRAL, 2012).

Assim como essa questão inconclusiva quanto à diferenciação do canal convencional de um microcanal, as equações de Navier-Stokes também são questionadas quanto a sua validade na escala de microcanais. Yener et al. (2005) relataram em seu trabalho que as equações de Navier-Stokes, que permitem determinar os campos da velocidade e pressão de escoamento em canais convencionais, são válidas para o escoamento em microcanais. No estudo experimental de Xu, Ooi e Wong (2000) foi concluído que as características do escoamento em microcanais, com diâmetro hidráulico de 30 a 344µm e número de Reynolds de 20 a 4000, podem ser baseadas a partir das equações de Navier-Stokes. Além desses

trabalhos, o estudo experimental de Liu e Garimella (2004) também mostrou que as correlações convencionais (de transferência de calor e queda de pressão), utilizadas para caracterizar escoamentos em macrocanais, são confiáveis para escoamento laminar em microcanais com diâmetro hidráulico na faixa de 244 a 974μm.

Entretanto, Bayraktar e Pidugu (2006), através de uma revisão das características de escoamento de líquido em micro sistemas, também concluíram que muitos resultados experimentais reportados na literatura são inconsistentes e contraditórios. Nesse trabalho os autores inferiram que as possíveis razões para essas inconsistências podem estar relacionados a desvios experimentais, como no mensuramento das dimensões do canal e na vazão; nos efeitos causados pela rugosidade da superfície; no negligenciamento da dissipação de calor por efeito da viscosidade; nas condições adotadas na entrada e saída do sistema.

Logo, não se pode afirmar que existe um consenso entre os pesquisadores em relação à modelagem de escoamento e transferência de calor em microcanais. Há muitos casos, em que os resultados experimentais não coincidem com modelos clássicos utilizados na engenharia. Diferentes linhas de investigação sobre modelagem de escoamento e transferência de calor em microscala estão sendo desenvolvidas devido a essas discordâncias observadas na literatura.

Nos últimos anos tem aumentado o relativo interesse pela adequada compreensão dos fenômenos de transporte em microcanais. Por este motivo acredita-se na necessidade de avaliar as novas propostas que têm surgido na literatura, bem como suas aplicações em modelos de simulação.

Esta tendência de novos estudos, somado à procura por sistemas otimizados, propiciaram o surgimento de modelos para a simulação e otimização de trocadores de calor de microcanais. Dentre esses modelos de simulação pode-se citar os trabalhos de Hasan et al. (2009), Mushtaq (2009), Albakhit e Fakheri (2006), Shakir, Mohammed e Hasan (2011).

Hasan et al. (2009) estudaram numericamente a influência da geometria do canal (circular, quadrada, retangular, triangular e trapezoidal) na performance de um trocador de calor de microcanais com escoamento de água em contracorrente. A partir dos resultados concluiu-se que: diminuindo o volume de cada canal ou aumentando o número de canais, a transferência de calor aumentava, assim como a queda de pressão; a geometria circular apresentou a melhor performance hidrodinâmica e térmica; independente da geometria do canal a performance diminui com o aumento do número de Reynolds.

Mushtaq (2009) investigou numericamente a transferência de calor em trocador de calor de microcanais com escoamento em contracorrente. O escoamento, em 3-D, regime laminar, incompressível, sem tensão de cisalhamento e em estado estacionário, foi resolvido utilizando o *software* FLUENT 6.3. A faixa de número de Reynolds utilizada em trabalho foi de 20 a 900, o diâmetro hidráulico foi de 33,3 a 200μm, e comprimento do canal de 5 a 20mm. Neste estudo foi concluído que aumentando o valor do número de Reynolds a queda de pressão também aumentava e a eficiência do trocador diminuía.

Al-bakhit e Fakheri (2006) avaliaram numericamente a transferência de calor em trocador de calor de microcanais com escoamento em paralelo. Em seu estudo foram usados códigos de CFD para resolver as equações não-lineares de momento. Os resultados mostraram que na região de entrada, perfis de velocidade completamente desenvolvidos originam maiores valores de coeficiente de transferência de calor global.

Shakir, Mohammed e Hasan (2011) estudaram numericamente o comportamento hidrodinâmico e térmico de um escoamento tridimensional em um trocador de calor com microcanais retangulares. Na análise foi utilizado o modelo da continuidade, que incluía a equação da energia e as equações de Navier-Stokes convencionais, que foram resolvidas através do *software* FLUENT 6.3. Os autores concluíram que aumentando o valor do número de Reynolds (1 a 29) a eficiência do trocador diminui e a queda de pressão aumenta.

O número crescente de trabalhos publicados tratando de trocadores de calor microestruturados vem permitindo ampliar a compreensão dos fenômenos de troca de calor, queda de pressão e instabilidade das partículas, envolvidos nestes equipamentos miniaturizados.

Apesar do incremento que a microescala pode proporcionar à transferência de calor, os benefícios podem ser ainda maiores. A melhora nas propriedades do fluido de trabalho (fluido de troca térmica) também pode gerar maiores coeficientes de transferência de calor, e consequentemente, aumentar a eficiência do trocador de calor. Assim sendo, muitos pesquisadores estão estudando diferentes tipos de fluidos, como é o caso dos nanofluidos.

3.2. Nanofluido

O trocador de calor necessita de um fluido de trabalho que promova a troca térmica. O desempenho da transferência de calor depende da condutividade térmica deste fluido. Portanto, para melhorar a transferência de calor, é necessário aumentar a condutividade térmica, e isto é possível através da adição de uma quantia adequada de nanopartículas sólidas (que tenham alta condutividade térmica) ao fluido.

A denominação de nanofluido foi proposta por Choi e Eastman (1995), primeiros autores a investigar tal tema. Os nanofluidos são partículas sólidas dispersas em um fluido comum, como água, metanol, etilenoglicol e entre outras substâncias líquidas. As nanopartículas utilizadas são geralmente óxidos metálicos (Al_2O_3; CuO; SiO_2; TiO_2), pois além da capacidade de condução de calor destes materiais serem de 100 a 1000 vezes superiores aos valores encontrados para a maioria dos fluidos, os mesmos possuem um valor comercial relativamente baixo (CABRAL, 2012). A Tabela 1 apresenta alguns valores para a condutividade térmica de materiais sólidos e líquidos. A análise desta tabela sugere que a adição de partículas destes materiais ao fluido, de forma a produzir uma solução homogênea, resultaria no incremento da condutividade térmica de uma solução baseada no respectivo fluido (EASTMAN et al., 2004; PRAKASH, 2005).

Tabela 1 - Condutividade térmica de materiais sólidos e líquidos.

Material		**Condutividade Térmica (W/m K)**
Sólidos Metálicos	Prata	429
	Cobre	401
	Alumínio	237
Sólidos Não-Metálicos	Silício	148
	Alumina (Al_2O_3)	40
	Nanotubos de Carbono	200-6000
Líquidos	Água	0,613
	Etilenoglicol	0,253
	Óleo de motor	0,145

Fonte: Adaptado de Eastman et al. (2004).

De acordo com Lee e Choi (1996), os nanofluidos são uma alternativa promissora para aplicações que envolvem elevadas taxas de remoção de calor, especialmente em processos de transferência de calor em micro e nano escalas.

A ideia de usar partículas metálicas para aumentar a condutividade térmica dos fluidos foi proposta por Maxwell em 1873, que descobriu que metais na forma sólida apresenta condutividade térmica muito maior do que líquidos (MOHAMMED et al., 2011). Desde então, muitos ensaios com partículas de tamanho milimétrico e micrométrico dispersas em um fluido começaram a serem realizados. Entretanto, partículas deste tamanho apresentavam vários problemas, como a sua sedimentação, entupimento do canal e altas quedas de pressão.

O recente avanço da nanotecnologia; contudo, fez surgir a oportunidade de resgatar a ideia de Maxwell usando partículas de tamanho nanométrico.

Choi e Eastman (1995) observaram que partículas com dimensão média de 100nm são capazes de compor uma suspensão com estabilidade, contrariando o que geralmente é observado para suspensões de partículas sólidas de dimensões convencionais, que se depositam rapidamente.

Desde quando Choi et al. (2001) concluíram que a adição de pequenas quantidades (fração volumétrica menor que 1%) de nanopartículas em um fluido de transferência de calor tradicional, aproximadamente dobrava a condutividade térmica do fluido, muitas pesquisas envolvendo nanofluidos se iniciaram.

Muitos outros pesquisadores têm apresentado resultados similares quanto ao aumento da transferência de calor em fluidos convencionais por meio da adição de nanopartículas. Por exemplo, Masuda et al. (1993), Lee et al. (1999), Xuan e Li (2000) e Eastman et al. (2001) constataram que com frações volumétricas de 1 a 5% a condutividade térmica da suspensão pode aumentar mais de 20%.

A adição dessas partículas ao fluido ocasiona modificações nas características do mesmo, e consequentemente, propriedades como condutividade térmica, viscosidade dinâmica, massa específica e calor específico são alteradas.

3.2.1. Propriedades Termofísicas para Nanofluidos

A alteração que as nanopartículas causam quando dispersas em um fluido base, motivou pesquisadores a realizarem estudos experimentais sobre o comportamento de nanofluidos e suas propriedades térmicas e físicas. Em estudos utilizando nanofluidos, a caracterização das nanopartículas é fundamental, uma vez que, apenas tendo o conhecimento de suas características será possível comparar resultados experimentais e apresentar análises e conclusões confiáveis.

Alguns trabalhos sobre as propriedades dos nanofluidos têm sido publicados nesses últimos tempos, mas somente algumas propriedades são avaliadas considerando a dependência com a temperatura, como é o caso da condutividade térmica e da viscosidade. Algumas correlações oriundas desses estudos para essas propriedades serão apresentadas a seguir.

3.2.1.1. Condutividade Térmica

A adição de nanopartículas a um fluido base resulta no incremento de sua condutividade térmica. Maxwell (1873) desenvolveu o primeiro modelo para a previsão da condutividade térmica de suspensões de partículas de reduzida dimensão em um líquido, tendo a fração volumétrica de partículas adicionadas ao líquido como parâmetro de ponderação entre a condutividade térmica das partículas sólidas e do fluido base.

A partir do modelo de Maxwell, numerosos estudos experimentais foram e vem sendo realizados para predizer a condutividade térmica de diversas suspensões. Alguns autores, como Charunyakorn et al. (1991), Yu e Choi (2003), modificaram o modelo de Maxwell para abranger partículas com diâmetro de ordem grandeza de 10^{-9}m e considerar o movimento Browniano dessas partículas. A Tabela 2 mostra alguns modelos propostos por esses e outros pesquisadores.

Apesar de diversos estudos terem sido efetuados visando o desenvolvimento de modelos teóricos para a predição da condutividade térmica de suspensões de partículas em um fluido, ainda não há um modelo que possa ser indicado como geral (CABRAL, 2012).

Tabela 2 - Correlações para condutividade térmica de nanofluidos.

Condutividade Térmica*	Partícula/ Fluido Base	Fração Volumétrica	Referência
$k_{nf} = \left[\frac{k_s + 2\,k_f - 2\,\phi\,(k_f - k_s)}{k_s + 2\,k_f + \phi\,(k_f - k_s)} \right] k_f$	——	$\phi < 0{,}01$	Maxwell (1873)
$k_{nf} = \left[\frac{k_s + 2\,k_f - 2\,\phi\,(k_f - k_s)}{k_s + 2\,k_f + \phi\,(k_f - k_s)} \right] \left(1 + b\,\phi\,Pe_s^m\right) k_f$	Poliestireno (esferas)/ solução H_2O-NaCl	$0{,}1 < \phi < 0{,}25$	Charunyakorn et al. (1991)
$k_{nf} = \left[1 + \frac{k_s\,\phi\,d_f}{k_f\,(1 - \phi)\,d_s} \right] k_f$	Au/ Tolueno	$0 < \phi < 0{,}01$	Kumar et al. (2004)
$k_{nf} = \left[\frac{k_s + 2\,k_f - 2\,\phi\,(k_f - k_s)(1+\eta)^3}{k_s + 2\,k_f + \phi\,(k_f - k_s)(1+\eta)^3} \right] k_f$	Cu/ Etilenoglicol	$0 < \phi < 0{,}05$	Yu e Choi (2003)
$k_{nf} = \left[1 + \frac{k_s\,\phi\,d_f}{k_f\,(1 - \phi)\,d_s} \left(1 + c\,\frac{2\,k_B\,T\,d_s}{\pi\,\alpha_f\,\mu_f\,d_s^2} \right) \right] k_f$	Al_2O_3 e CuO/ H_2O e etilenoglicol	$0{,}01 < \phi < 0{,}08$	Patel et al. (2005)
$k_{nf} = [1{,}72\,\phi + 1]\,k_f$	Al_2O_3 e CuO/ H_2O	$0 < \phi < 0{,}16$	Mintsa et al. (2009)

*onde k_{nf} é a condutividade térmica no nanofluido, k_s é a condutividade térmica da partícula sólida e k_f é condutividade térmica do fluido base.
Fonte: Próprio Autor (2015).

3.2.1.2. Viscosidade Dinâmica

A viscosidade pode ser entendida como uma resistência ao escoamento de fluidos. Uma vez que um fluido contenha partículas dispersas em seu meio, existe uma possibilidade de aumentar essa resistência. Este aumento na viscosidade do nanofluido pode ser estimado através de equações para misturas líquido-sólido homogêneas (SUNDAR et al., 2013).

Contudo, existem poucas expressões que podem ser usadas para estimar a viscosidade de suspensões com partículas de tamanho nanométrico. Praticamente todas essas fórmulas são derivadas do trabalho de Einstein, de 1906, onde foi presumido um comportamento de linearidade para a viscosidade de fluidos contendo partículas esféricas suspensas (NGUYEN et al., 2007).

Desde a publicação do trabalho de Einstein, alguns autores têm se dedicado a "corrigir" sua fórmula teórica através de estudos experimentais. Uma breve revisão dos trabalhos mais relevantes são apresentados na Tabela 3.

Tabela 3 - Correlações para viscosidade dinâmica de nanofluidos.

Viscosidade Dinâmica*	Partícula/ Fluido Base	Fração Volumétrica	Referência
$\mu_{nf} = [1 + 2{,}5\ \phi]\ \mu_f$	——	$\phi < 0{,}02$	Einstein (1956)
$\mu_{nf} = \frac{\mu_f}{(1 - \phi)^{2,5}}$	——	$\phi < 0{,}04$	Brinkman (1952)
$\mu_{nf} = [1 + 39{,}11\ \phi + 533{,}9\ \phi^2]\ \mu_f$	Al_2O_3 e TiO_2/ H_2O	$0 < \phi < 0{,}10$	Pak e Cho (1998)
$\mu_{nf} = [1 + 7{,}3\ \phi + 123\ \phi^2]\ \mu_f$	Al_2O_3/ H_2O	$0 < \phi < 0{,}06$	Maïga et al. (2005)
$\mu_{nf} = [1 + 0{,}025\ \phi + 0{,}015\ \phi^2]\ \mu_f$	Al_2O_3 (d_s = 36nm)/ H_2O	$0 < \phi < 0{,}12$	Nguyen et al. (2007)
$\mu_{nf} = [0{,}904\ e^{0{,}148\ \phi}]\ \mu_f$	Al_2O_3 (d_s = 47nm)/ H_2O	$0 < \phi < 0{,}12$	Nguyen et al. (2007)
$\mu_{nf} = \left[e^{\frac{4{,}91\ \phi}{0{,}2092 - \phi}}\right] \mu_f$	Al_2O_3/ H_2O	$0 < \phi < 0{,}06$	Rea et al., (2009)
$\mu_{nf} = [1 + 46{,}801\ \phi + 550{,}82\ \phi^2]\ \mu_f$	Zircônia/ H_2O	$0 < \phi < 0{,}03$	Rea et al., (2009)

*onde μ_{nf} é a viscosidade dinâmica no nanofluido e μ_f é viscosidade dinâmica do fluido base.
Fonte: Próprio Autor (2015).

3.2.1.3. Massa Específica

O nanofluido possui uma quantidade de partículas sólidas muito pequena, logo essa mistura líquido-sólido pode ser tratada como sendo homogênea, admitindo uma solução ideal. Assim, o cálculo da massa específica, para essas soluções, pode ser realizado a partir de regras de misturas, que são utilizadas para predizer propriedades de mistura a partir de propriedades de componentes puros, conforme a equação apresentada a seguir:

$$\rho_{nf} = (1 - \phi)\rho_f + \phi\ \rho_s \tag{1}$$

onde ρ_{nf} representa a massa específica do nanofluido, ρ_f representa a massa específica da fluido, ρ_s representa a massa específica da partícula e ϕ representa a fração volumétrica.

Para examinar a validade da Equação (1), Pak e Cho (1998) e Ho et al. (2010) realizaram estudos experimentais onde medem a densidade de nanofluidos, como Al_2O_3/H_2O, obtendo excelente concordância entre resultados experimentais e previsões teóricas.

3.2.1.4. Calor Específico

Assim como a massa específica, o calor específico pode ser calculado por uma correlação em função da fração volumétrica de nanopartícula (PAK e CHO, 1998). Essa correlação é utilizada em muitos trabalhos de investigação do comportamento de nanofluidos, e é representada pela equação a seguir:

$$Cp_{nf} = (1 - \phi)Cp_f + \phi\, Cp_s \tag{2}$$

onde Cp_{nf} é o calor específico do nanofluido, Cp_f é o calor específico do fluido, Cp_s é o calor específico da partícula e ϕ representa a fração volumétrica.

Já Xuan e Roetzel (2000), assumindo que as partículas e o fluido base estejam em equilíbrio térmico, sugerem que o calor específico para o nanofluido seja calculado a partir do princípio de conservação de energia, conforme a seguinte expressão:

$$\rho_{nf}\, Cp_{nf} = (1 - \phi)\rho_f\, Cp_f + \phi\, \rho_s\, Cp_s \tag{3}$$

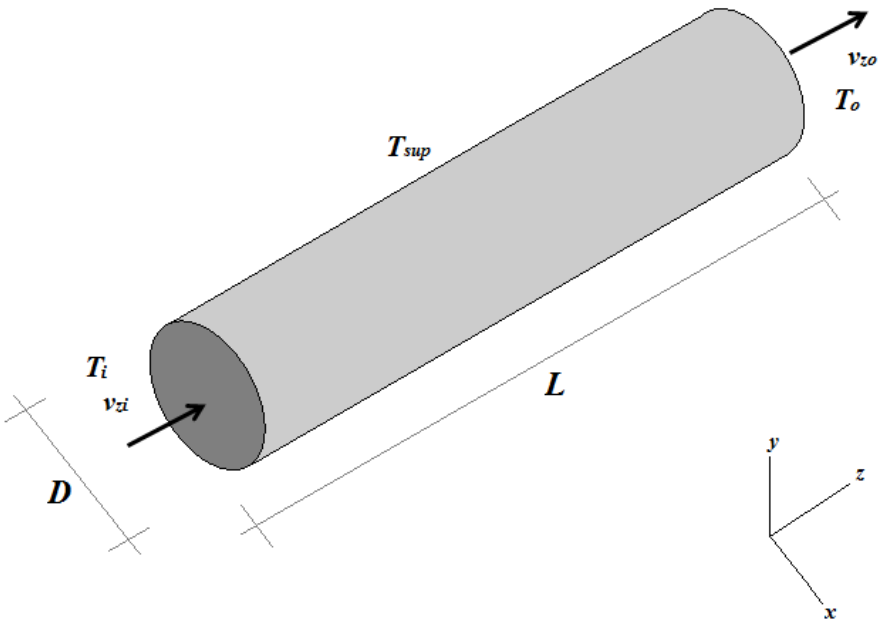
Os dados experimentais de Zhou e Ni (2008) foram comparados com este modelo, obtendo-se bons resultados.

4. METODOLOGIA

Nesta seção apresenta-se o problema estudado, bem como o método numérico utilizado para sua solução. Todas equações governantes; condições de contorno; expressões para as propriedades termofísicas em função da temperatura; expressões para avaliação da performance do TCMC são apresentadas neste capítulo. Encontra-se também nesta seção os procedimentos de como foi realizado o teste das malhas e a validação do código numérico.

O presente estudo analisou um trocador de calor, o qual resume-se a um microcanal por onde percorre o fluido de trabalho, Al_2O_3/H_2O. A Figura 2 ilustra este trocador de calor de microcanal (TCMC), identificando as respectivas dimensões e condições iniciais adotadas neste trabalho. Na parede do microcanal assumiu-se temperatura (T_{sup}) constante, igual a 358K, e na entrada do microcanal, estipulou-se uma temperatura (T_i) uniforme para o fluido, de 293K. O comprimento do microcanal (L) foi de 0,02m.

Figura 2 - Ilustração da condição inicial e das dimensões do trocador de calor de microcanal circular.



Fonte: Próprio Autor (2015).

Os comportamentos, hidrodinâmico e térmico, e a eficiência do TCMC foram investigados para diferentes diâmetros do microcanal (D), diferentes velocidades de entrada

do fluido (v_{zi}) e diferentes frações volumétricas de Al_2O_3 (ϕ), conforme é apresentado na Tabela 4. Através de combinações dos dados apresentados na Tabela 4 foram simulados 25 casos distintos.

Tabela 4 - Valores dos diferentes parâmetros avaliados.

Diâmetro (D)	**Velocidade de entrada (v_{zi})**	**Fração volumétrica de Al_2O_3 (ϕ)**
100µm	1,8m/s	0%
150µm	4,5m/s	4%
200µm	9,0m/s	8%

Para a resolução numérica deste projeto, foram assumidas algumas considerações em relação às condições de operação do TCMC:

- Trocador de calor operando em estado estacionário.
- Escoamento ao longo do microcanal em regime laminar.

4.1. Propriedades Térmicas e Físicas

O nanofluido utilizado foi o Al_2O_3/H_2O, nanopartículas de óxido de alumínio (Al_2O_3), de diâmetro igual a 47nm, dispersas em água. Essas nanopartículas foram consideradas homogeneamente dispersas no fluido base (H_2O). Ou seja, as propriedades termofísicas deste nanofluido foram determinadas a partir de modelos de misturas homogêneas propostos na literatura e apresentados a seguir.

4.1.1. Nanofluido

A condutividade térmica do nanofluido foi estimada através do modelo empírico proposto por MINTSA et al. (2009). O ajuste teve R^2 de 95%. Essa correlação, entretanto, somente é válida para o nanofluido Al_2O_3/H_2O, com diâmetro das partículas (Al_2O_3) de 47nm, e para frações volumétricas de 0 a 16%. O ajuste é representado pela equação que segue:

$$k_{nf} = [1{,}72\ \phi + 1]\ k_f \tag{4}$$

onde, k representa a condutividade térmica, ϕ representa a fração volumétrica da partícula e os subscritos nf e f correspondem, respectivamente, a nanofluido e fluido base.

A viscosidade dinâmica foi calculada de acordo com a correlação proposta por Nguyen et al. (2007), pois essa correlação, assim como para a condutividade térmica, foi obtida de um estudo que utilizou o mesmo nanofluido, com diâmetro idêntico ao adotado neste trabalho. A correlação é válida para frações volumétricas de 0 a 12%, e é representa pela expressão a seguir:

$$\mu_{nf} = [0{,}904\ e^{0{,}148\,\phi}]\ \mu_f \tag{5}$$

onde μ representa a viscosidade dinâmica, ϕ representa a fração volumétrica da partícula e os subscritos nf e f correspondem, respectivamente, a nanofluido e fluido base.

A massa específica e o calor específico do nanofluido foram avaliados em função da fração volumétrica de nanopartícula. As Equações (1) e (3) foram utilizadas para estimar a massa específica e o calor específico, respectivamente. Segundo, Pak e Cho (1998), Xuan e Roetzel (2000), Zhou e Ni (2008), Mintsa et al. (2009) e Jung et al. (2009), estas expressões foram consideradas apropriadas para representar nanofluidos.

4.1.2. Fluido Base

A dependência com a temperatura, das propriedades físico-químicas (k, μ, ρ, Cp) do fluido de trabalho, foi considerada com a finalidade de obtenção de resultados mais próximos a realidade física do problema, e assim, melhor descrever o fenômeno de transferência de calor.

Para estimar a condutividade térmica e a viscosidade dinâmica do fluido base (H_2O) em função da temperatura, fez-se uso das correlações apresentadas por Arani e Amani (2012). Estas correlações foram obtidas de um ajuste dos dados de White (2006) e mostram um desvio máximo de 1,27%.

Nas Equações (6) e (7) representa-se as correlações para a viscosidade dinâmica e condutividade térmica, respectivamente.

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

$$k_f = -1{,}549404 + 0{,}01553952\,T - 3{,}65967\times10^{-5}\,T^2 + 2{,}9401\times10^{-8}\,T^3 \tag{7}$$

Os dados de Bejan (2004) foram ajustados por Arani e Amani (2012), e correlações para estimar a massa específica e o calor específico foram obtidas, sendo estas expressões representadas pelas Equações (8) e (9), respectivamente:

$$\rho_f = -764{,}475639 + 19{,}251515\,T - 0{,}07714568\,T^2 + 1{,}364893\times10^{-4}\,T^3 - 9{,}339158\times10^{-8}\,T^4 \tag{8}$$

$$\begin{aligned} Cp_f = 198531{,}690492 - 2894{,}853934\,T + 17{,}2363068\,T^2 - 0{,}05126994\,T^3 + \\ + 7{,}616133\times10^{-5}\,T^4 - 4{,}517821\times10^{-8}\,T^5 \end{aligned} \tag{9}$$

4.1.3. Nanopartícula

Segundo Nguyen et al. (2007), a massa específica do óxido de alumínio (Al_2O_3) é de 3880,0 kg/m^3, para partículas com diâmetro de 47nm. Este valor foi assumido no presente trabalho.

Para a determinação do calor específico do óxido de alumínio, foi utilizado uma correlação obtida a partir do ajuste dos dados de Incropera e Dewitt (1998). A equação (10) representa a expressão para o calor específico, com um coeficiente de determinação (R^2) do igual a 99,99%.

$$Cp_s = -538{,}36 + 7{,}1565\,T - 1{,}1921\times10^{-2}\,T^2 + 9{,}2631\times10^{-6}\,T^3 - 2{,}7354\times10^{-9}\,T^4 \tag{10}$$

4.2. Equações Governantes

O modelo de transferência de calor, investigado neste estudo, foi baseado nas seguintes equações diferenciais parciais de: conservação de massa, energia e quantidade de movimento. Estas equações diferenciais descrevem o comportamento da velocidade, temperatura e pressão, no interior do microcanal. As equações são apresentadas no sistema de coordenadas cilíndricas.

A Equação (11) representa a expressão para conservação de massa, para regime permanente e massa específica dependente da temperatura.

$$\frac{1}{r}\frac{\partial(\rho\, r\, v_r)}{\partial r} + \frac{1}{r}\frac{\partial(\rho\, v_\theta)}{\partial \theta} + \frac{\partial(\rho\, v_z)}{\partial z} = 0 \tag{11}$$

As expressões de conservação de quantidade de movimento para as componentes r, θ e z, considerando regime permanente e propriedades físicas variáveis, são representadas pelas Equações (12), (13) e (14), respectivamente.

Vale destacar ainda, que o gradiente de pressão foi considerado apenas para as componentes nas direções r e z.

$$\left[\frac{\partial(\rho\, v_r\, v_r)}{\partial r} + \frac{1}{r}\frac{\partial(\rho\, v_r\, v_\theta)}{\partial \theta} + \frac{v_\theta\, v_\theta}{r} + \frac{\partial(\rho\, v_r\, v_z)}{\partial z}\right] = \frac{\partial}{\partial r}\left(\frac{\mu}{r}\frac{\partial(r\, v_r)}{\partial r}\right) + \frac{1}{r^2}\frac{\partial}{\partial \theta}\left(\mu\frac{\partial v_r}{\partial \theta}\right) - \frac{2}{r^2}\frac{\partial(\mu\, v_\theta)}{\partial \theta} + \frac{\partial}{\partial z}\left(\mu\frac{\partial v_r}{\partial z}\right) - \frac{\partial p}{\partial r} \tag{12}$$

$$\left[\frac{\partial(\rho\, v_\theta\, v_r)}{\partial r} + \frac{1}{r}\frac{\partial(\rho\, v_\theta\, v_\theta)}{\partial \theta} + \frac{v_r\, v_\theta}{r} + \frac{\partial(\rho\, v_\theta\, v_z)}{\partial z}\right] = \frac{\partial}{\partial r}\left(\frac{\mu}{r}\frac{\partial(r\, v_\theta)}{\partial r}\right) + \frac{1}{r^2}\frac{\partial}{\partial \theta}\left(\mu\frac{\partial v_\theta}{\partial \theta}\right) + \frac{2}{r^2}\frac{\partial(\mu\, v_\theta)}{\partial \theta} + \frac{\partial}{\partial z}\left(\mu\frac{\partial v_\theta}{\partial z}\right) - \frac{1}{r}\frac{\partial p}{\partial \theta} \tag{13}$$

$$\left[\frac{\partial(\rho\, v_z\, v_r)}{\partial r} + \frac{1}{r}\frac{\partial(\rho\, v_z\, v_\theta)}{\partial \theta} + \frac{\partial(\rho\, v_z\, v_z)}{\partial z}\right] = \frac{1}{r}\frac{\partial}{\partial r}\left(\mu\, r\frac{\partial v_z}{\partial r}\right) + \frac{1}{r^2}\frac{\partial}{\partial \theta}\left(\mu\frac{\partial v_z}{\partial \theta}\right) + \frac{\partial}{\partial z}\left(\mu\frac{\partial v_z}{\partial z}\right) - \frac{\partial p}{\partial z} \tag{14}$$

A expressão para a conservação de energia é representada pela equação (15), assumindo-se regime permanente e propriedades físicas variáveis.

$$\frac{\partial(\rho\, Cp\, v_r\, T)}{\partial r} + \frac{1}{r}\frac{\partial(\rho\, Cp\, v_\theta\, T)}{\partial \theta} + \frac{\partial(\rho\, Cp\, v_z\, T)}{\partial z} = \frac{1}{r}\frac{\partial}{\partial r}\left(r\, k \frac{\partial T}{\partial r}\right) + \frac{1}{r}\frac{\partial}{\partial \theta}\left(\frac{k}{r}\frac{\partial T}{\partial \theta}\right) + \frac{\partial}{\partial z}\left(k \frac{\partial T}{\partial z}\right) \tag{15}$$

4.3. Condições de Contorno

De modo a resolver as equações governantes, algumas condições de contorno foram estabelecidas. A seguir, estas condições de contorno são apresentadas detalhada e algebricamente.

No centro do microcanal (r = 0) foi considerado condição de que não ocorre variação da velocidade na direção r, para os gradientes nas três componentes (r, θ e z), e nem variação de temperatura na direção r:

$$\frac{\partial v_r}{\partial r} = 0 \qquad \frac{\partial v_\theta}{\partial r} = 0 \qquad \frac{\partial v_z}{\partial r} = 0 \qquad \frac{\partial T}{\partial r} = 0 \tag{16}$$

Na superfície do microcanal (r = R) foi considerado condição de não-deslizamento (velocidade nula em relação a superfície), e temperatura prescrita (T_{sup}):

$$v_r = 0 \qquad v_\theta = 0 \qquad v_z = 0 \qquad T = T_{sup} \tag{17}$$

Na entrada do microcanal (z = 0), considerou-se condição de velocidade prescrita para a componente z, para as componentes r e θ a velocidade é nula, e temperatura prescrita (T_i):

$$v_r = 0 \qquad v_\theta = 0 \qquad v_z = v_{zi} \qquad T = T_i \tag{18}$$

Na saída do microcanal (z = L), adotou-se condição de gradiente nulo, para velocidade e temperatura:

$$\frac{\partial v_r}{\partial z} = 0 \qquad \frac{\partial v_\theta}{\partial z} = 0 \qquad \frac{\partial v_z}{\partial z} = 0 \qquad \frac{\partial T}{\partial z} = 0 \tag{19}$$

4.4. Performance do Trocador de calor

A performance do TCMC foi avaliada em termos da potência de bombeamento, da eficiência térmica e do índice de desempenho.

A potência de bombeamento está diretamente relacionada com à queda de pressão ao longo do canal, e pode ser expressa por:

$$p_{pump} = Q\,\Delta p \tag{20}$$

onde Q representa a vazão volumétrica e Δp é queda de pressão.

A eficiência do trocador de calor foi determinada através da relação entre a transferência de calor real e a máxima transferência de calor possível, conforme expressão apresentada a seguir:

$$\varepsilon = \frac{q_{real}}{q_{\max}} \tag{21}$$

onde

$$q_{real} = \dot{m}\,Cp\,(T_o - T_i) \tag{22}$$

e

$$q_{\max} = \dot{m}\,Cp_{\min}\,(T_{sup} - T_i) \tag{23}$$

logo

$$\varepsilon = \frac{\dot{m}\,Cp\,(T_o - T_i)}{\dot{m}\,Cp_{\min}\,(T_{sup} - T_i)} \tag{24}$$

onde $\dot{m}$ é a vazão mássica, Cp_{min} é o calor específico mínimo, T_o é a temperatura na saída, T_i é a temperatura na entrada e T_{sup} é a temperatura na superfície.

O índice de desempenho relaciona o calor transferido, entre a superfície e o fluido, com a potência de bombeamento total. O índice de desempenho é definido como:

$$\lambda = \frac{q}{p_{pump}} \tag{25}$$

onde q é a taxa de transferência de calor, equação (22); e p_{pump} é a potência de bombeamento, equação (20).

4.5. Implementação Numérica

As equações governantes em conjunto com as condições de contorno, acima especificados, foram resolvidas por meio do Método de Volumes Finitos, com a utilização de um pacote comercial de CFD, o *software* CFX 14.0. Este *software* possibilita a visualização da distribuição de temperatura, do perfil de velocidade e da queda de pressão do fluido ao longo do canal.

A malha foi construída com fatores de expansão variável, de modo que nas regiões onde era esperada a presença de maiores gradientes, uma maior densidade de elementos foi gerada, diminuindo o desvio na estimativa. Além disso, com o intuito de se obter uma resolução com o menor tempo computacional possível, mas sem comprometer a exatidão dos resultados, foram gerados conjuntos de malhas, onde se escolheu a malha com maior refinamento e menor tempo computacional de convergência.

Com intuito de melhorar a convergência da solução numérica, utilizou-se um fator de relaxamento igual a 0,75 para as equações de conservação de massa, quantidade de movimento e energia. As equações de movimento e energia foram resolvidas utilizando o esquema *upwind* de segunda ordem. O algoritmo SIMPLE foi utilizado para a resolução do acoplamento pressão-velocidade no processo de solução *multigrid*, de modo a acelerar a convergência. A solução foi considerada convergente quando o valor máximo residual para todos os volumes do domínio tornou-se menor que 10^{-6}.

4.6. Teste das Malhas

Para verificar se a malha influenciou ou não nos resultados das simulações, três diferentes malhas (para cada diâmetro do duto, 100, 150 e 200μm), foram geradas com diferentes quantidades de elementos. Os resultados obtidos com cada malha foram confrontados, analisando-se o tempo computacional necessário para a convergência e modificação nas médias de velocidade e temperatura, na saída do microcanal.

4.7. Validação do Modelo Numérico

Para a validação do método numérico de resolução das equações utilizado neste estudo, comparou-se os resultados obtidos neste trabalho com os apresentados por Pandey (2011) e Wei (2004).

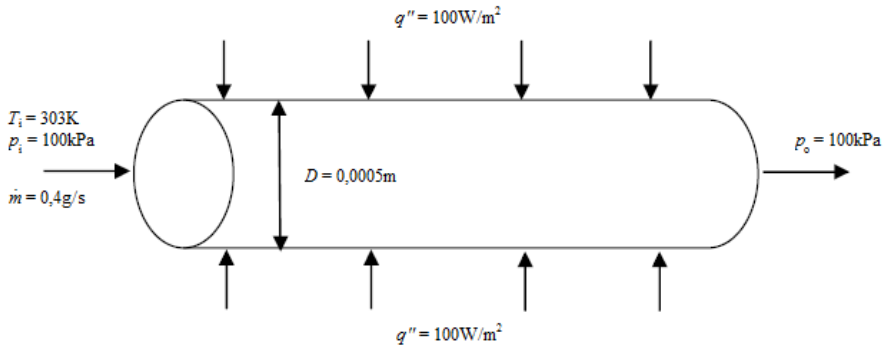
5. RESULTADOS E DISCUSSÃO

Nesta seção são apresentados os resultados das análises numéricas e a avaliação dos efeitos da velocidade, diâmetro e fração volumétrica no comportamento hidrodinâmico e térmico do TCMC, além de apresentar a sua performance para esses diferentes casos estudados. Esta seção também apresenta os resultados dos testes das malhas e da validação.

5.1. Validação

Pandey (2011) investigou o escoamento de nanofluido (Al_2O_3/H_2O) em microcanal circular, em regime laminar e estado estacionário, conforme é apresentado na Figura 3. O diâmetro hidráulico do microcanal analisado em seu trabalho foi de 500µm e o comprimento de 0,1m. As condições de contorno adotadas por Pandey (2011) foram: fluxo de calor constante de 100W/m^2 na superfície do microcanal; vazão mássica de 0,4g/s e temperatura uniforme na entrada do microcanal de 303K.

Figura 3 - Ilustração da condição inicial e das dimensões do microcanal circular avaliado no trabalho de Pandey (2011).

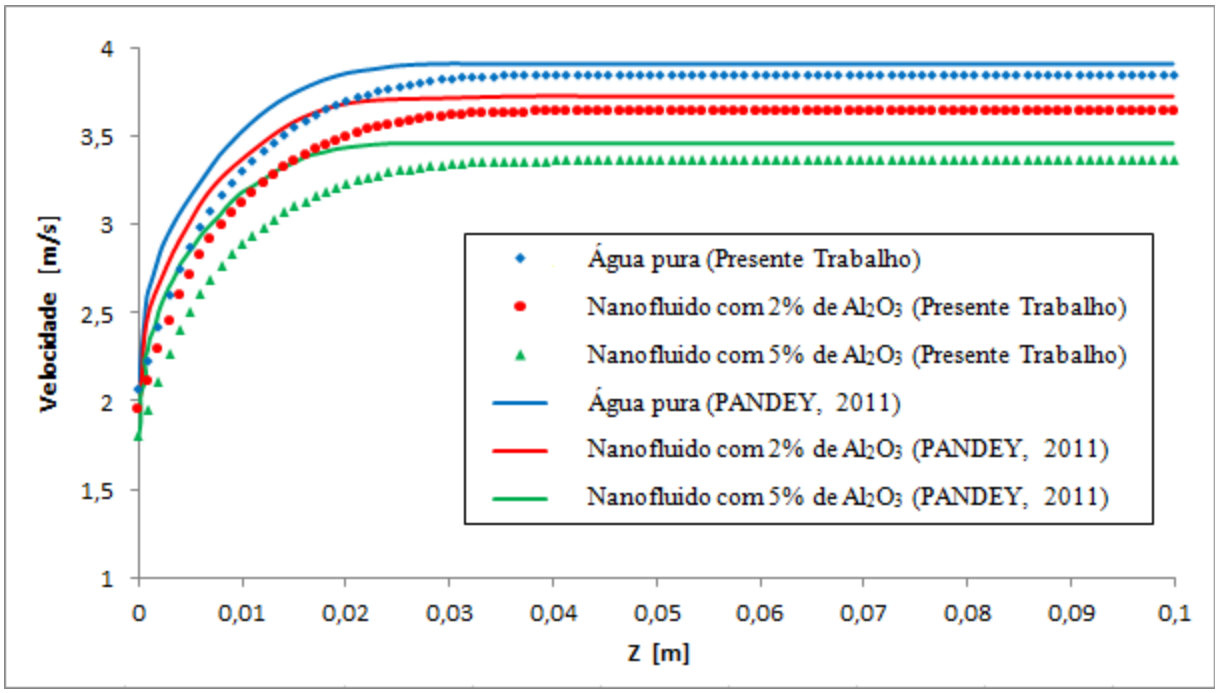


Fonte: Pandey (2011).

A Figura 4 apresenta uma comparação entre os resultados obtidos por Pandey (2011) e os resultados do presente trabalho, para o perfil de velocidade na linha de centro do microcanal e ao longo de todo seu comprimento. Observando-se os resultados da Figura 4 verifica-se uma ligeira diferença entre os resultados obtidos pelo presente trabalho e os resultados de Pandey (2011). Esta diferença pode estar relacionada com o número de

elementos na malha utilizada por Pandey (2011), que provavelmente seja diferente do número de elementos utilizado neste trabalho. Outro aspecto que pode resultar em pequenas diferenças, é o fato de que neste trabalho as propriedades termofísicas foram consideradas dependentes da temperatura e Pandey (2011) assumiu propriedades constantes.

Figura 4 - Perfil de velocidade na linha de centro do microcanal ao longo do canal.

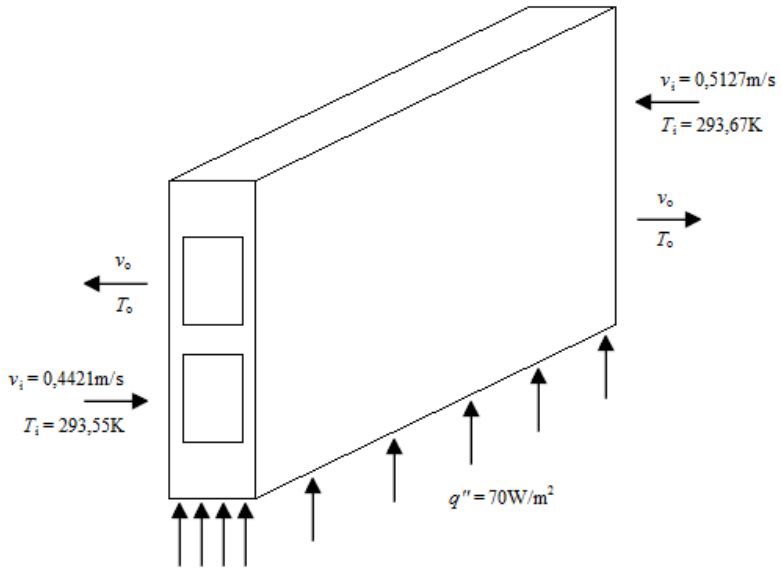


Wei (2004) estudou experimental e numericamente o escoamento de água em um trocador de calor com microcanais empilhados (Figura 5), para refrigeração de dispositivos eletrônicos. As condições de operação do trocador de calor foi em regime laminar e estado estacionário. O trocador de calor analisado por Wei (2004) possui dois microcanais retangulares, empilhados, com escoamento de água em contracorrente. O diâmetro hidráulico dos microcanais são de 92µm e comprimento de 10mm. As condições de contorno adotadas foram: fluxo de calor constante de 70W/cm^2 na parede inferior; velocidades de entrada de 0,4421m/s e 0,5127m/s para os microcanais inferior e superior, respectivamente; temperaturas de entrada de 293,55K e 293,67K para os microcanais inferior e superior, respectivamente.

Na Figura 6 apresenta-se a comparação entre os resultados obtidos por Wei (2004) e os resultados do presente trabalho, para a distribuição de temperatura na parede inferior do

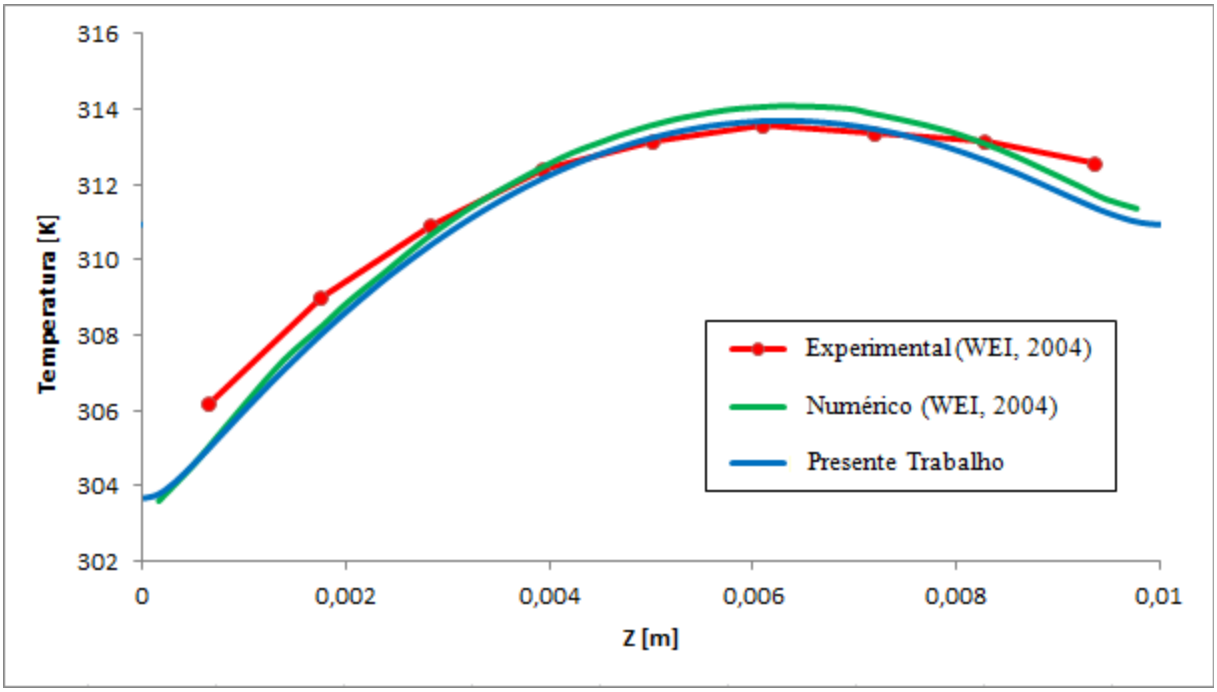
microcanal, ao longo de todo o microcanal, para uma vazão volumétrica de 83ml/min (*Re* = 66).

Figura 5 - Ilustração da condição inicial do trocador de calor avaliado no trabalho de Wei (2004).



Fonte: Wei (2004).

Figura 6 - Distribuição de temperatura na parede do microcanal inferior, ao longo do canal (Re = 66).



Ao confrontar os resultados, numérico e experimental, de Wei (2004) com os resultados deste trabalho (Figura 6), observa-se que o resultado numérico do presente trabalho se mostrou mais próximo aos dados experimentais que o resultado numérico obtido por Wei (2004).

A partir da análise dos resultados apresentados nas Figuras 4 e 6, verifica-se que a metodologia de resolução se mostrou adequada, uma vez que demonstrou reprodutibilidade dos resultados numéricos de Pandey (2011) e experimentais de Wei (2004).

5.2. Teste das Malhas

Os testes das malhas, os quais foram realizados para certificação da independência da malha escolhida em relação aos resultados, são apresentados nas Tabelas 5, 6 e 7, para as geometrias com diâmetros de 100, 150 e 200µm, respectivamente. Os parâmetros analisados no teste das malhas foram a velocidade média e a temperatura média, na saída do microcanal.

Tabela 5 - Teste de independência da malha para a geometria com diâmetro de 100µm (velocidade de entrada de 1,8m/s e concentração de nanopartículas de 0%).

Malha	Número de elementos	Velocidade média na saída do microcanal (m/s)	Temperatura média na saída do microcanal (K)	Tempo computacional (s)
1 (sem refinamento)	533.400	2,38992	354,003	4.108
2 (1º refinamento)	866.640	2,39034	354,632	8.741
3 (2º refinamento)	1.110.231	2,39036	354,632	11.376

Tabela 6 - Teste de independência da malha para a geometria com diâmetro de 150µm (velocidade de entrada de 1,8m/s e concentração de nanopartículas de 0%).

Malha	Número de elementos	Velocidade média na saída do microcanal (m/s)	Temperatura média na saída do microcanal (K)	Tempo computacional (s)
1 (sem refinamento)	713.120	2,40056	341,684	5.508
2 (1º refinamento)	1.140.552	2,41317	341,718	8.013
3 (2º refinamento)	1.590.781	2,41304	341,718	10.787

Tabela 7 - Teste de independência da malha para a geometria com diâmetro de 200μm (velocidade de entrada de 1,8m/s e concentração de nanopartículas de 0%).

Malha	Número de elementos	Velocidade média na saída do microcanal (m/s)	Temperatura média na saída do microcanal (K)	Tempo computacional (s)
1 (sem refinamento)	863.370	2,14976	333,755	6.348
2 (1º refinamento)	1.545.036	2,15537	333,839	11.030
3 (2º refinamento)	1.890.041	2,15547	333,840	14.730

Com base nos resultados apresentados nas tabelas 5, 6 e 7, para os três diferentes diâmetros, pode-se observar que os valores para a velocidade média e temperatura média pouco diferem da Malha 1 (sem refinamento) para a Malha 2 (1º refinamento), porém é uma diferença considerada significativa. Já a diferença entre os resultados obtidos pela Malha 2 e pela Malha 3 (2º refinamento) foi muito pequena, inferior a 1%. Assim sendo, os testes comprovaram que a malha com apenas um refinamento (Malha 2) é suficiente, não necessitando de um posterior refinamento, pois os resultados desta malha são aproximadamente iguais aos resultados obtidos pela Malha 3, e além disso, demanda um menor tempo e esforço computacional. Portanto, a malha escolhida para todas as três geometrias foi a Malha 2.

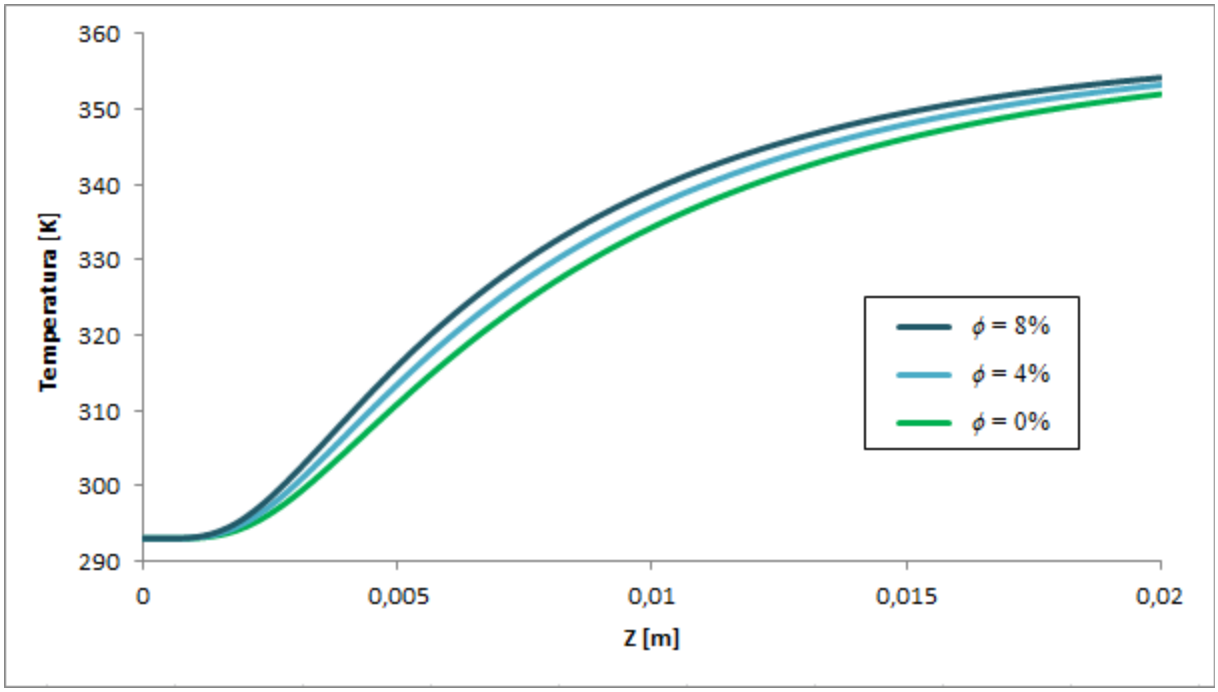
5.3. Análises Térmicas do TCMC

A influência da fração volumétrica de nanopartículas de Al_2O_3 no perfil de temperatura, na linha de centro do microcanal e em toda sua extensão, para v_{zi} = 1,8m/s e D = 100μm, é apresentado na Figura 7. Observando-se esta figura, fica evidente que o aumento da concentração de nanopartículas reflete na distribuição de temperatura ao longo do canal, visto que com concentrações maiores de nanopartículas foi possível atingir perfis de temperatura mais elevados.

De acordo com os resultados da Figura 7, o nanofluido com 8% de alumina possui uma temperatura final de 354,2K e o fluido com 0% de alumina (água pura) possui uma temperatura final de 352,0K, ou seja, com uma pequena quantidade de óxido de alumínio foi possível obter uma diferença de pouco mais de 2K, o que comprova que com 8% de alumina

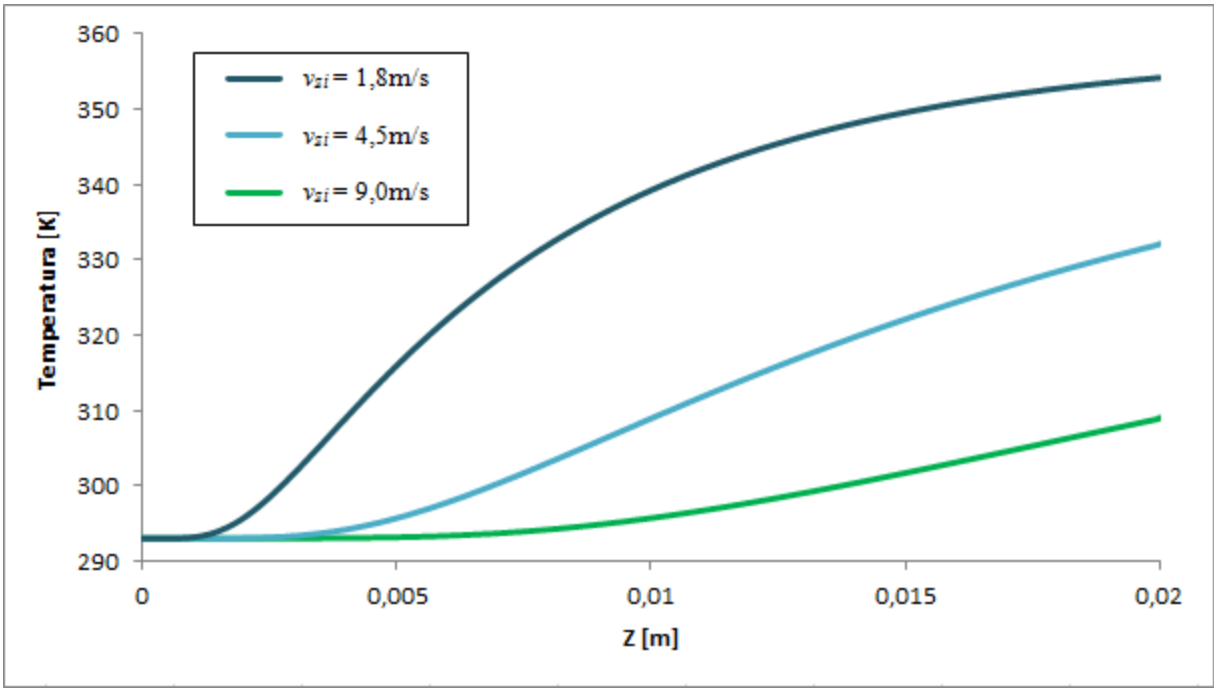
foi possível retirar uma quantidade maior de calor da superfície. O aumento da condutividade térmica, devido o aumento da concentração de nanopartículas, resultou em mais calor sendo absorvido pelo fluido durante o escoamento ao longo do microcanal, o que justifica, na saída do microcanal, a temperatura ser maior para o fluido com 8% de Al_2O_3. Mohammed et al. (2011b) observou comportamento muito semelhante.

Figura 7 - Distribuição de temperatura na linha de centro e ao longo de todo microcanal, para diferentes frações volumétricas de nanopartículas (velocidade de entrada de 1,8m/s e diâmetro do microcanal de 100µm).



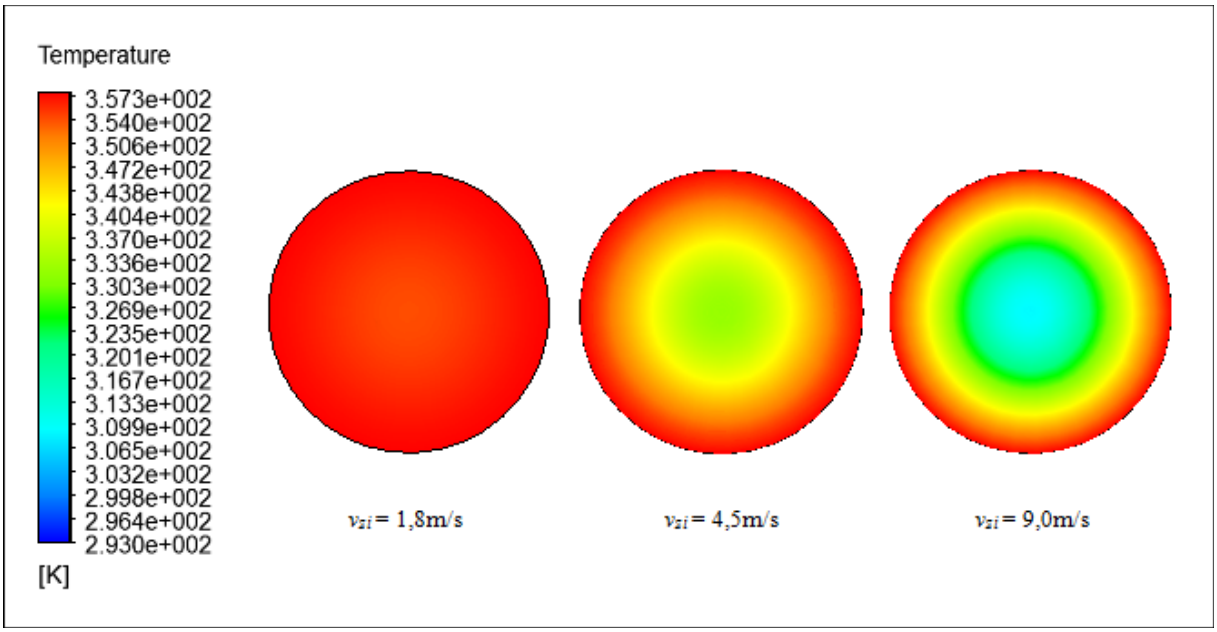
A velocidade de entrada do fluido no microcanal tem um efeito maior sobre a distribuição de temperatura do que a fração volumétrica de nanopartículas, como pode ser visto na Figura 8, que mostra o perfil de temperatura em função da posição z, para ϕ = 8% e D = 100µm. Os maiores valores do perfil de temperatura foram encontrados para a velocidade de entrada mais baixa, que foi de 1,8m/s. Observando-se a Figura 8, verifica-se que com o aumento da velocidade de entrada, a temperatura de saída, no centro do microcanal, diminui. Isto ocorre, porque para baixas velocidades, a transferência de calor difusiva é dominante, e aumentando a velocidade, essa transferência torna-se menos efetiva, resultando em temperaturas menores no centro do microcanal.

Figura 8 - Distribuição de temperatura na linha de centro e ao longo de todo microcanal, para diferentes velocidades de entrada do fluido (concentração de nanopartícula de 8% e diâmetro do microcanal de 100µm).



A Figura 9 mostra a distribuição de temperatura em uma secção, na saída do canal (z = 0,02m), para o mesmo caso apresentado na Figura 6 (ϕ = 8% e D = 100µm), com diferentes velocidades de entrada do fluido.

Figura 9 - Distribuição de temperatura na secção, em z = 0,02m, para diferentes velocidades de entrada do fluido (concentração de nanopartícula de 8% e diâmetro do microcanal de 100µm).



Pelo campo de cores apresentado na Figura 9, pode-se ver que a região central do fluido torna-se menos aquecida conforme aumenta-se a velocidade de entrada, pois quanto maior for essa velocidade, menor é o tempo de residência do fluido no interior do canal, e assim, a troca térmica é menos efetiva.

O efeito do diâmetro do microcanal, sobre o perfil de temperatura na linha central do microcanal, foi bastante semelhante ao efeito da velocidade de entrada do fluido. Na Figura 10 apresenta-se os perfis de temperatura para os três diferentes diâmetros avaliados neste trabalho, em função do comprimento do canal, para condição de v_{zi} = 1,8m/s e ϕ = 8%.

Os resultados da Figura 10 demonstram que quanto menor for o diâmetro do microcanal maior é a temperatura na linha de centro, na saída do canal. Embora tenha-se uma mesma velocidade de entrada, que para este caso foi de 1,8m/s, verifica-se que à medida que o diâmetro do microcanal aumenta, a vazão mássica de fluido a ser aquecida, também aumenta, resultando em uma diminuição na temperatura do fluido na linha de centro.

Este comportamento pode ser melhor visualizado através do resultado apresentado na Figura 11. O campo de cores indica uma menor temperatura na região central a medida que aumenta-se o diâmetro do microcanal.

Figura 10 - Distribuição de temperatura na linha de centro e ao longo de todo microcanal, para diferentes diâmetros do microcanal (concentração de nanopartícula de 8% e velocidade de entrada de 1,8m/s).

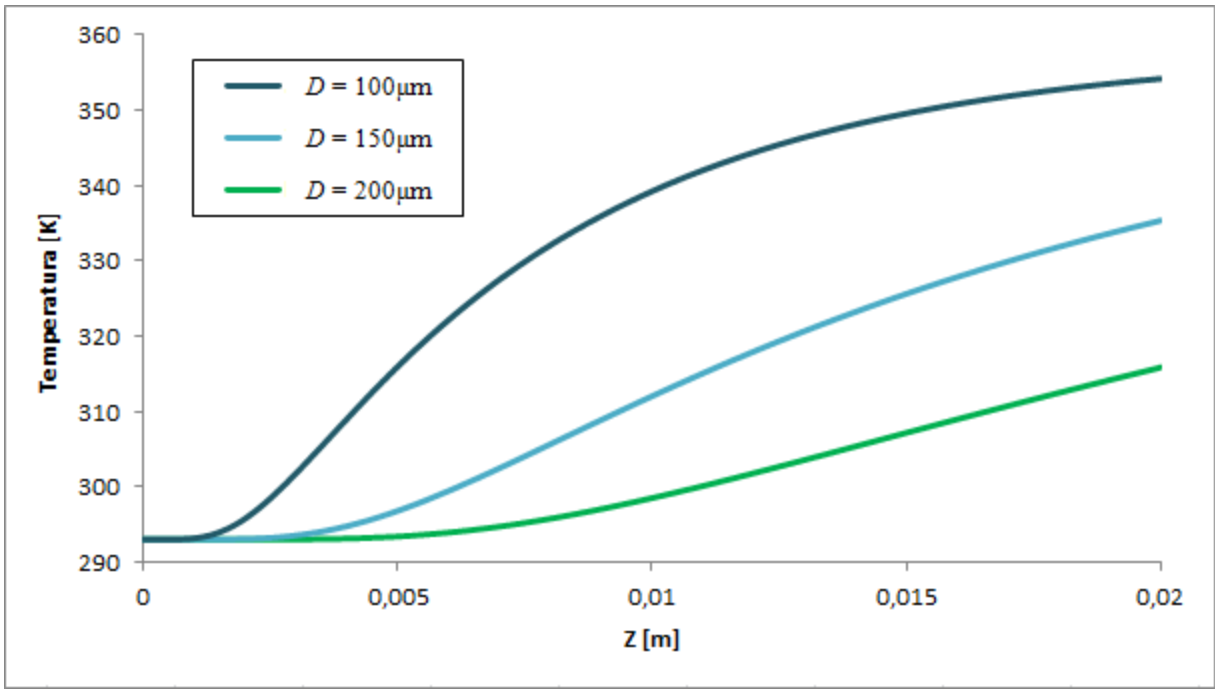
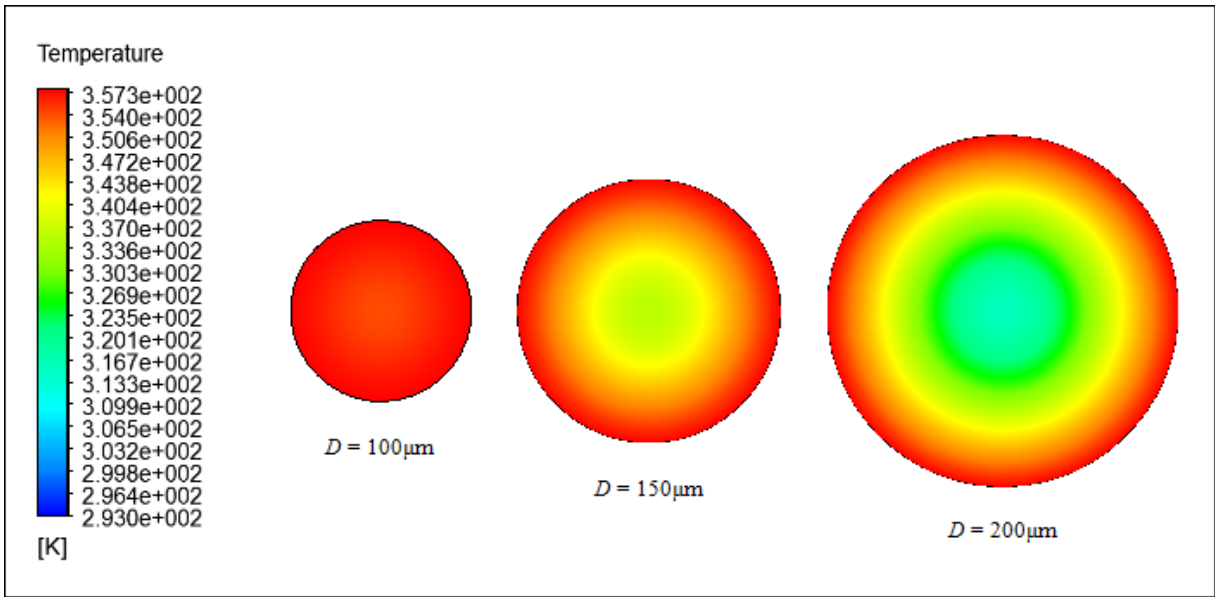


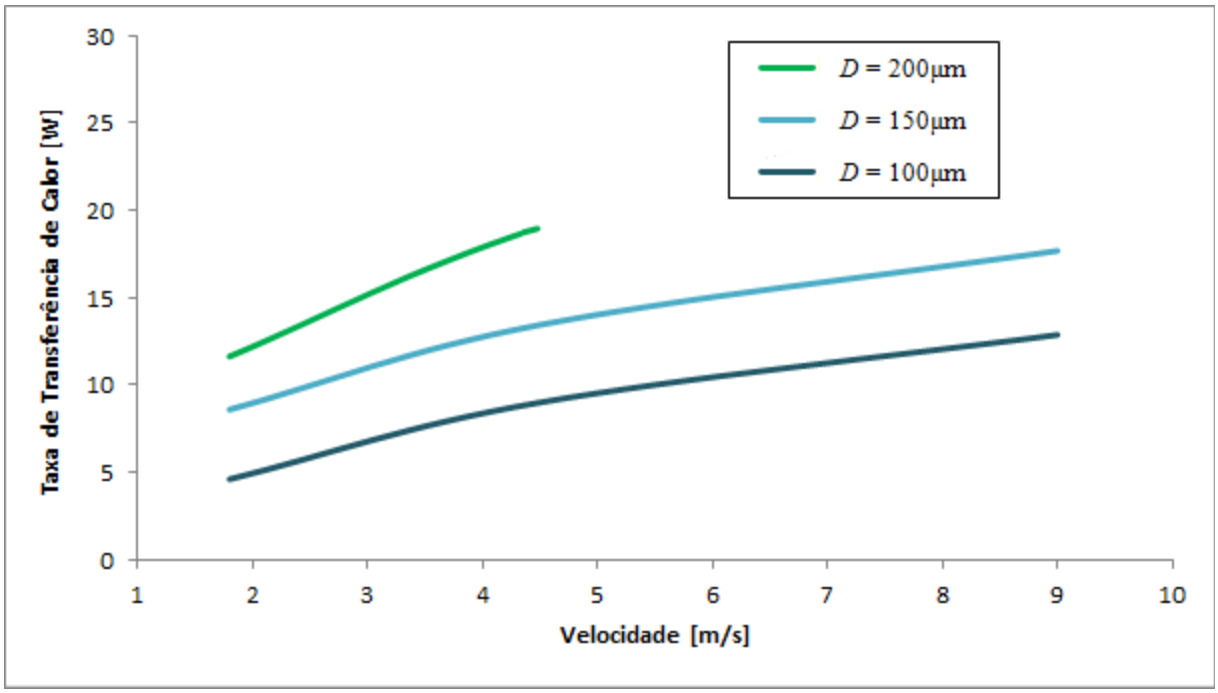
Figura 11 - Distribuição de temperatura na área de secção, em z = 0,02m, para diferentes diâmetros do microcanal (concentração de nanopartícula de 8% e velocidade de entrada de 1,8m/s).



A taxa de transferência de calor (q) em função da velocidade de entrada do fluido, para diferentes diâmetros, é apresentada na Figura 12. Os resultados demonstram que a taxa de transferência de calor aumenta com o aumento da velocidade e/ou aumento do diâmetro, o que já era previsto, pois segundo a Equação (24), a taxa de transferência de calor depende da vazão mássica, que é uma variável influenciada diretamente pela velocidade, pelo diâmetro e, também, pela temperatura média do fluido na saída do microcanal.

Segundo Mohammed et al. (2011b), a convecção forçada desempenha um importante papel na transferência de calor, quanto maior for a convecção forçada maior será o calor transferido, sem aumentar muito a temperatura do fluido. Um comportamento semelhante foi obtido neste estudo, onde pode ser visto através da Figura 12, que a taxa de transferência de calor é maior para velocidades e diâmetros maiores, e as Figuras 8 e 10 demonstram que quanto maior for a velocidade e/ou o diâmetro, menor é a temperatura do fluido na saída do microcanal.

Figura 12 - Taxa de transferência de calor em função da velocidade de entrada do fluido, para diferentes diâmetros do microcanal (ϕ = 8%).



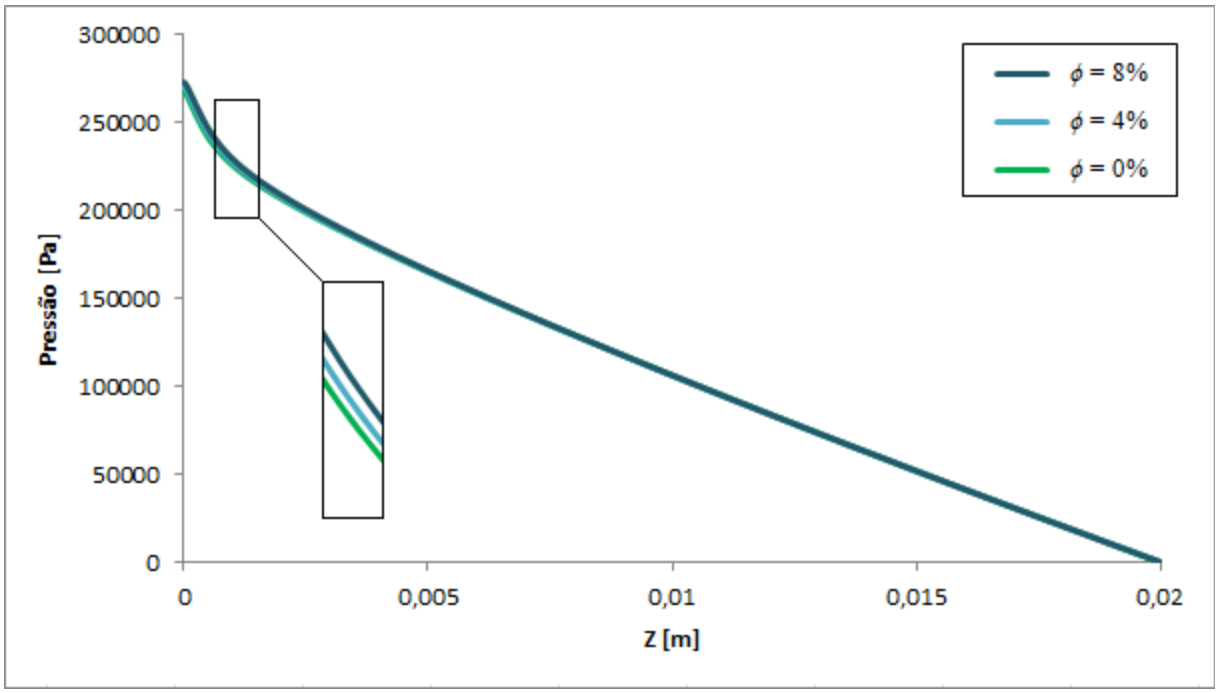
5.4. Análises do Escoamento no TCMC

Esta seção avalia a influência da velocidade de entrada do fluido, do diâmetro do microcanal e da fração volumétrica de nanopartículas de Al_2O_3, na queda de pressão do trocador de calor de microcanal.

As nanopartículas de óxido de alumínio não promoveram um efeito significativo na diferença de pressão da entrada até a saída do microcanal, como pode ser visto na Figura 13. Nesta figura, é possível identificar uma pequena diferença entre as linhas com diferentes frações volumétricas de Al_2O_3, somente por meio de uma ampliação, onde então, fica evidente que o nanofluido com fração volumétrica de 4% de Al_2O_3 resulta em uma queda de pressão maior do que para o fluido com apenas água, e menor do que para o fluido com 8% de Al_2O_3.

O aumento da viscosidade dinâmica dos nanofluidos, devido às nanopartículas, aumenta a magnitude da força de arrasto exercida na parede do canal, resultando por aumentar a queda de pressão.

Figura 13 - Queda de pressão na linha de centro e ao longo do microcanal, para diferentes frações volumétricas de nanopartículas (diâmetro do microcanal de 100µm e velocidade de entrada de 9,0m/s).



A Figura 14 mostra a pressão em função do comprimento do canal, para diferentes velocidades de entrada do fluido, a concentração de nanopartículas utilizada neste caso foi de 8% e o diâmetro do microcanal foi de 100µm. Pela Figura 14 fica evidente que a velocidade de 9,0m/s foi a que apresentou uma maior queda de pressão e a velocidade de 1,8m/s resultou na menor queda de pressão.

Observou-se que o aumento da velocidade de entrada do fluido no microcanal resultou no aumento da tensão de cisalhamento ao longo do canal (Figura 15), o que, consequentemente, causa o aumento na queda de pressão. Este comportamento também foi observado por Mohammed et al. (2011b).

A influência do diâmetro do microcanal na queda de pressão do nanofluido é mostrada na Figura 16, para fração volumétrica de óxido de alumínio de 8% e velocidade de entrada de 4,5m/s. Observa-se que a queda de pressão diminui com o aumento do diâmetro do microcanal. A geometria com diâmetro de 100µm possui uma queda de pressão, aproximadamente, três vezes maior que a geometria com diâmetro de 200µm. A pressão é inversamente proporcional a área seccional do microcanal; portanto, a pressão aumenta conforme diminui-se o diâmetro do microcanal.

Figura 14 - Queda de pressão na linha de centro e ao longo do microcanal, para diferentes velocidade de entrada do fluido (concentração de nanopartícula de 8% e diâmetro do microcanal de 100µm).

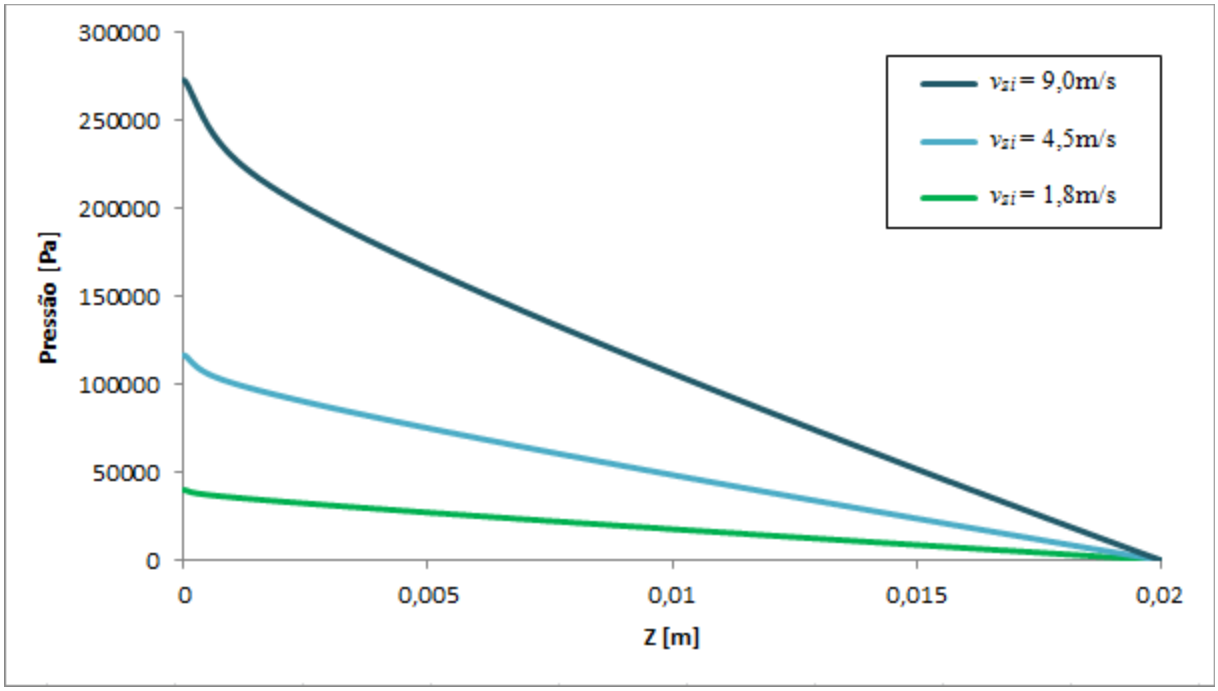


Figura 15 - Tensão de cisalhamento na parede do microcanal, para diferentes velocidade de entrada do fluido (concentração de nanopartícula de 8% e diâmetro do microcanal de 100µm).

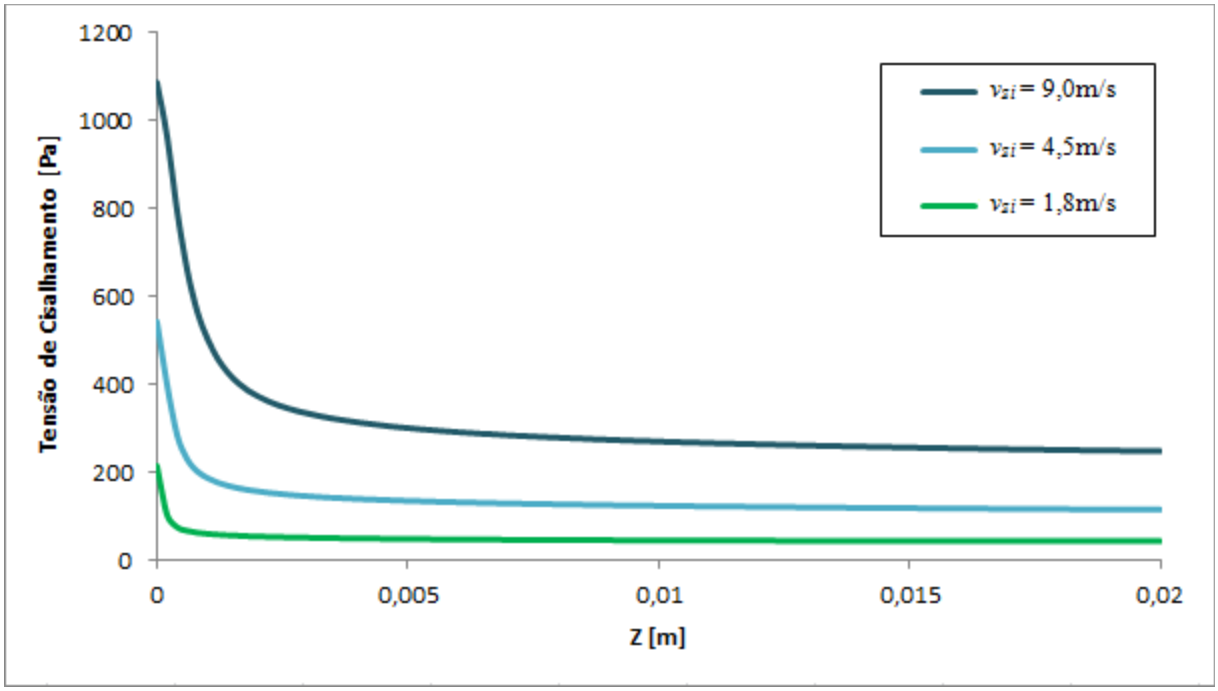
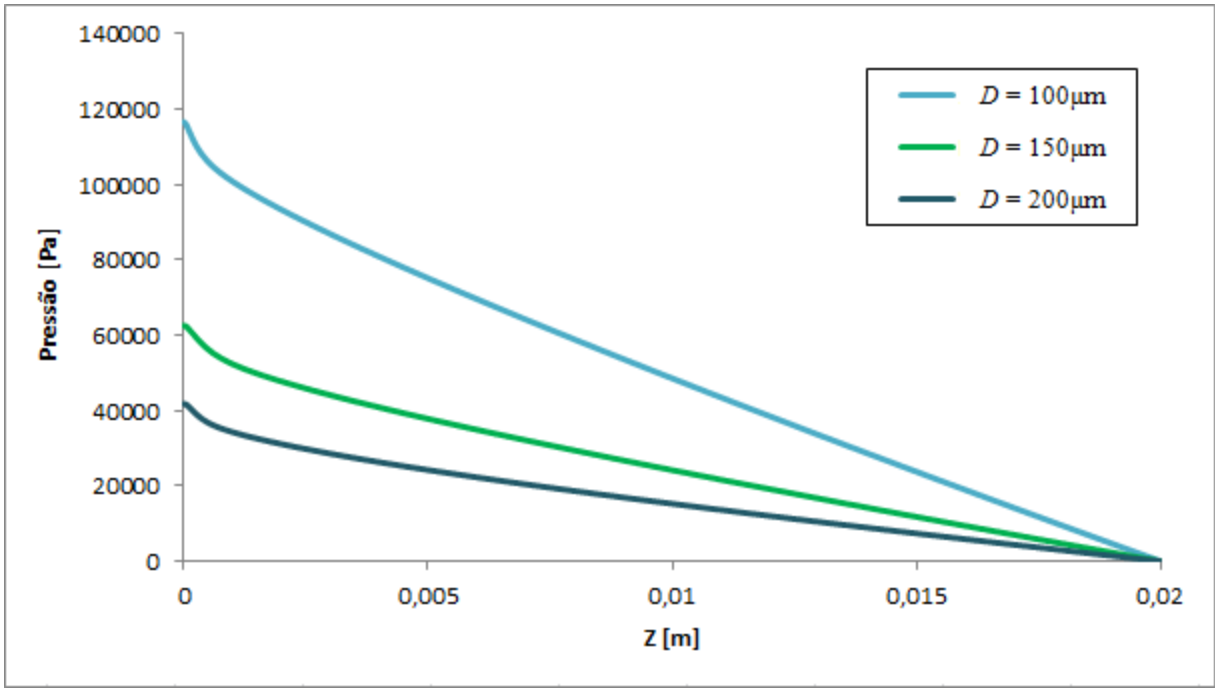


Figura 16 - Queda de pressão na linha de centro e ao longo do microcanal, para diferentes diâmetros do microcanal (concentração de nanopartícula de 8% e velocidade de entrada de 4,5m/s).



De acordo com as Figuras 13, 14 e 16, dos três parâmetros analisados, a velocidade foi quem mais influenciou na queda de pressão.

5.5. Análises de Performance do TCMC

Um importante parâmetro, para examinar a performance de um trocador de calor de microcanal, é a potência de bombeamento requerida para mover o fluido ao longo do canal. O comportamento da potência de bombeamento do fluido em função da velocidades de entrada, para diferentes diâmetros do microcanal e para diferentes frações volumétricas de Al_2O_3 é apresentado pelas Figuras 17 e 18, respectivamente.

Na Figura 17 observa-se um aumento na potência de bombeamento com o aumento da velocidade e/ou do diâmetro. Este comportamento era esperado, pois a potência de bombeamento (equação 22) é diretamente proporcional a vazão volumétrica do fluido, que é função da velocidade do fluido e da área seccional do microcanal (função do diâmetro do microcanal). Além disso, pode-se notar, que para baixas velocidades de entrada do fluido, os valores da potência de bombeamento são praticamente iguais, sendo possível notar uma diferença significativa entre os valores apenas para velocidades acima de 4m/s.

Figura 17 - Potência de bombeamento em função da velocidade de entrada, para diferentes diâmetros (ϕ = 0%).

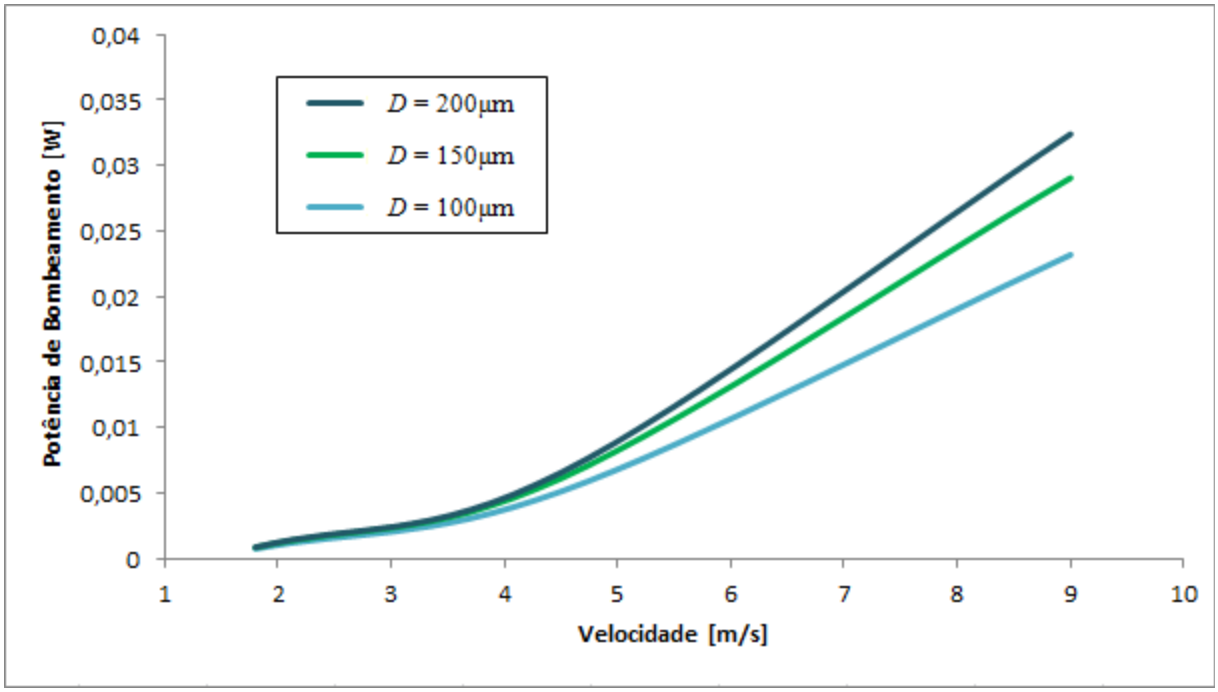
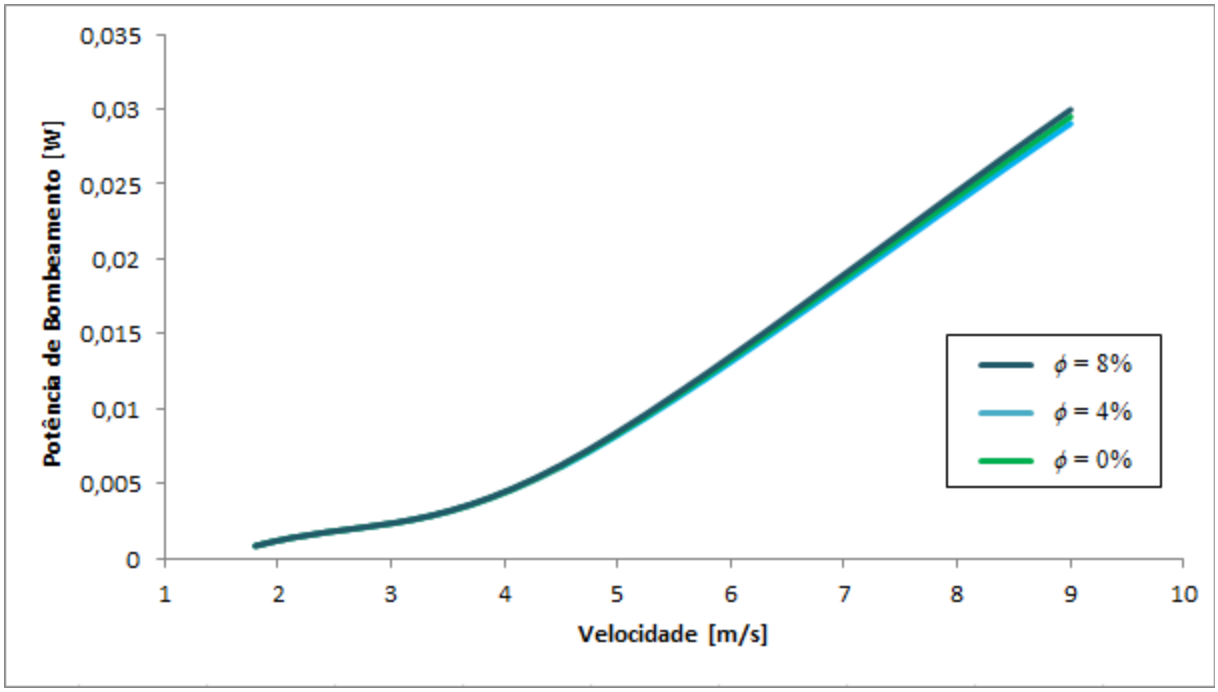


Figura 18 - Potência de bombeamento em função da velocidade de entrada, para diferentes frações volumétricas (D = 150µm).



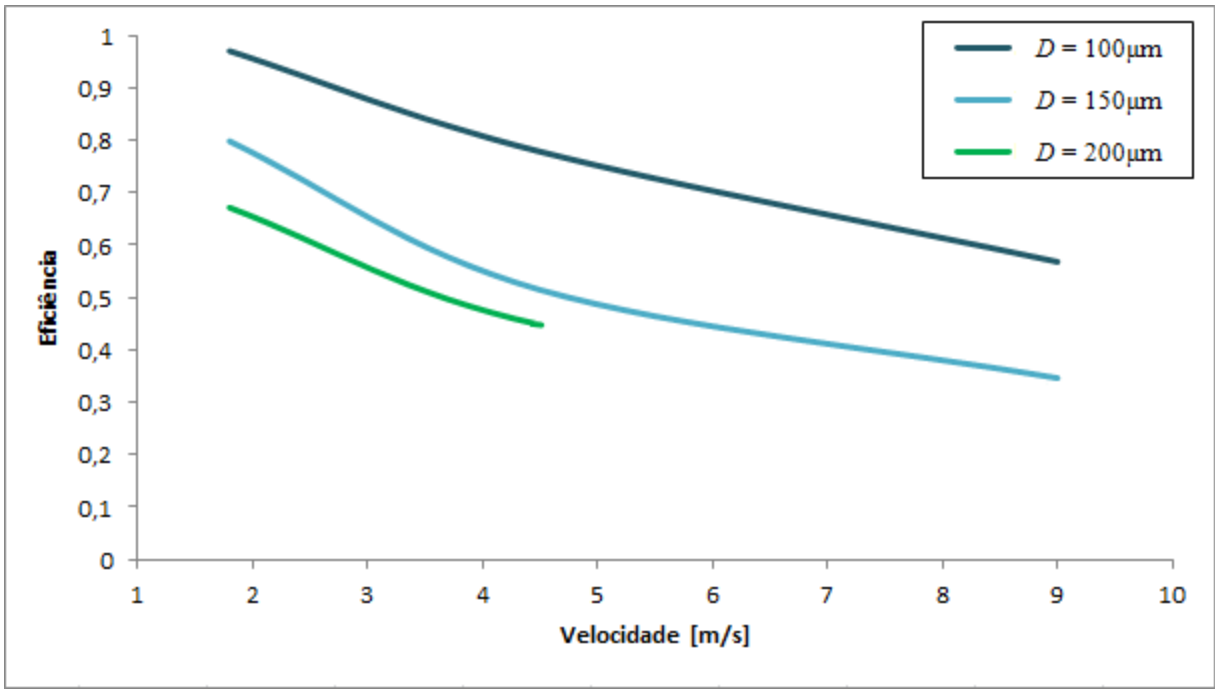
A fração volumétrica de nanopartículas não influenciou tanto na potência de bombeamento quanto o diâmetro, como pode ser visto na Figura 18. A potência de bombeamento é diretamente proporcional a queda de pressão (Equação 20), logo o

comportamento apresentado na Figura 18 é no mínimo plausível, pois como apresentado anteriormente, que as nanopartículas não refletiram significativamente na queda de pressão, o mesmo ocorreu para a potência de bombeamento.

A potência de bombeamento é um parâmetro utilizado para avaliar o desempenho hidrodinâmico do trocador de calor, já a eficiência do trocador de calor avalia o desempenho térmico. A Figura 19 mostra a eficiência do trocador de calor em função da velocidade, para diferentes diâmetros do microcanal. A concentração de nanopartículas utilizada neste caso foi de 8% de Al_2O_3.

A Figura 19 sugere que a eficiência do trocador de calor diminui com o aumento da velocidade. Além disso, pode-se observar que a maior eficiência é alcançada pela geometria com diâmetro de 100µm, seguido pelo diâmetro de 150µm e por último o diâmetro de 200µm, o que indica que a eficiência térmica aumenta com a redução do diâmetro do canal.

Figura 19 - Eficiência térmica em função da velocidade de entrada, para diferentes diâmetros (ϕ = 8%).



As eficiências térmicas para as diferentes frações volumétricas de Al_2O_3, em função da velocidade, são apresentadas nas Figuras 20, 21 e 22, para os diâmetros de 100, 150 e 200µm, respectivamente. Apesar do aumento da concentração de nanopartículas proporcionar o aumento da eficiência do TCMC, como pode ser visto nas figuras, esse aumento não é tão

expressivo quanto o aumento causado pela diminuição do tamanho do diâmetro do microcanal.

Figura 20 - Eficiência térmica em função da velocidade de entrada, para diferentes frações volumétricas de nanopartícula (D = 100μm).

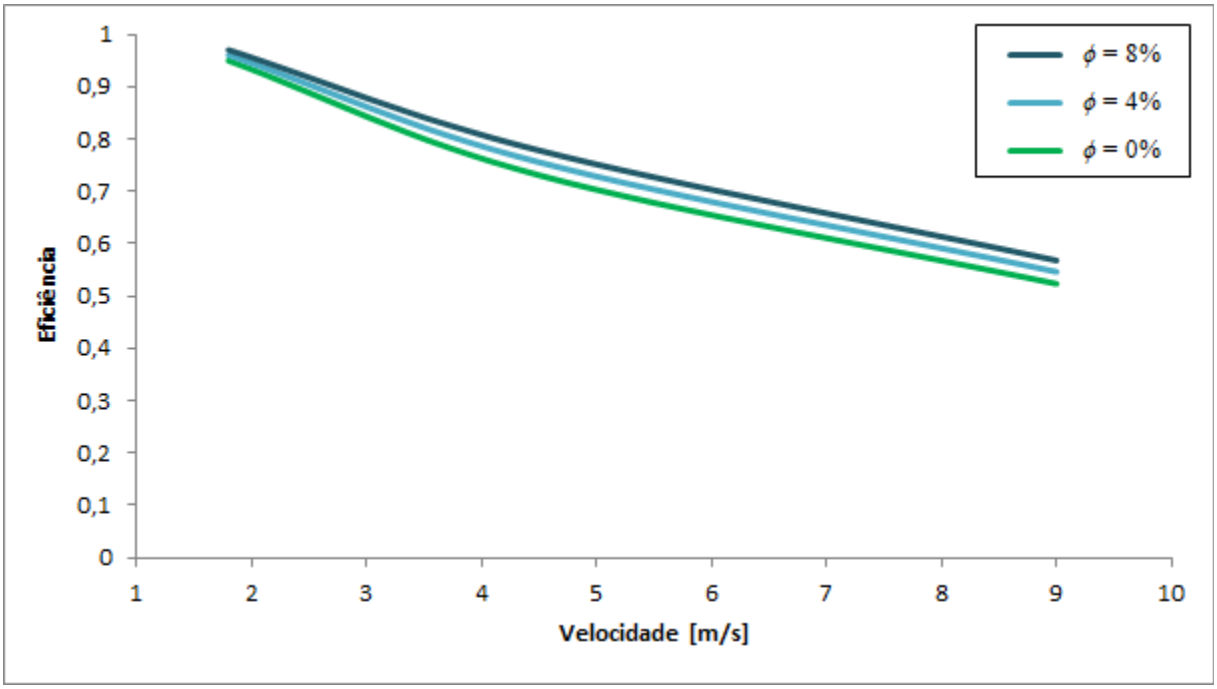


Figura 21 - Eficiência térmica em função da velocidade de entrada, para diferentes frações volumétricas de nanopartícula (D = 150μm).

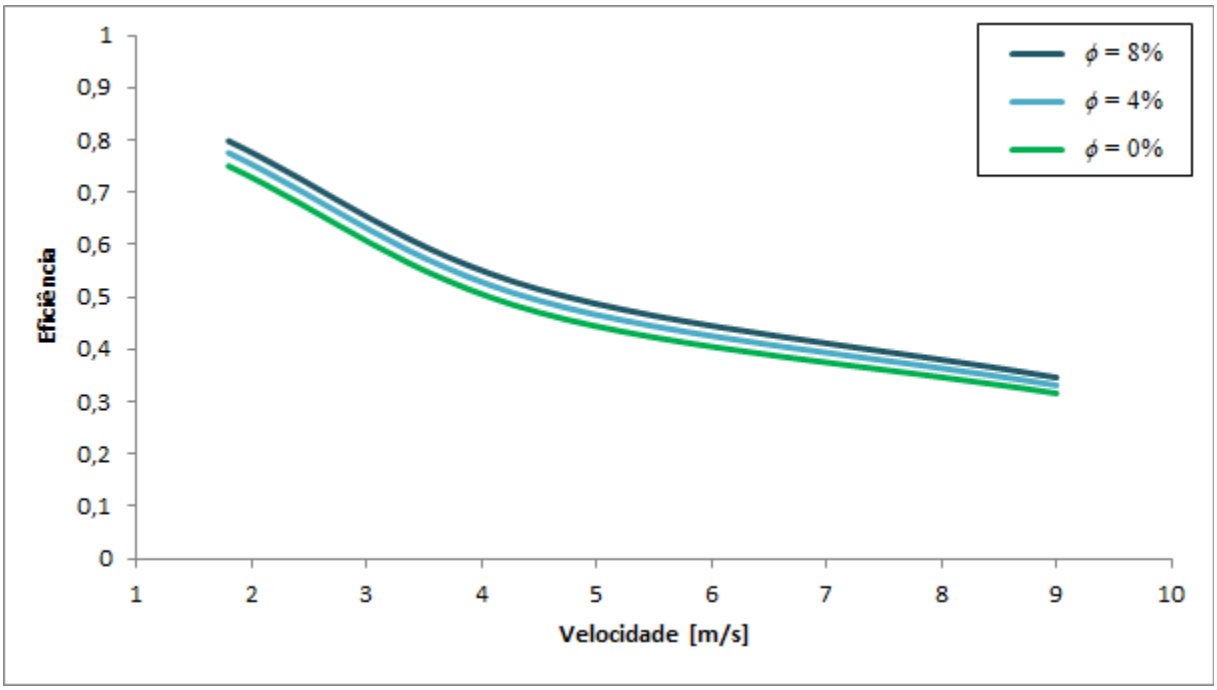
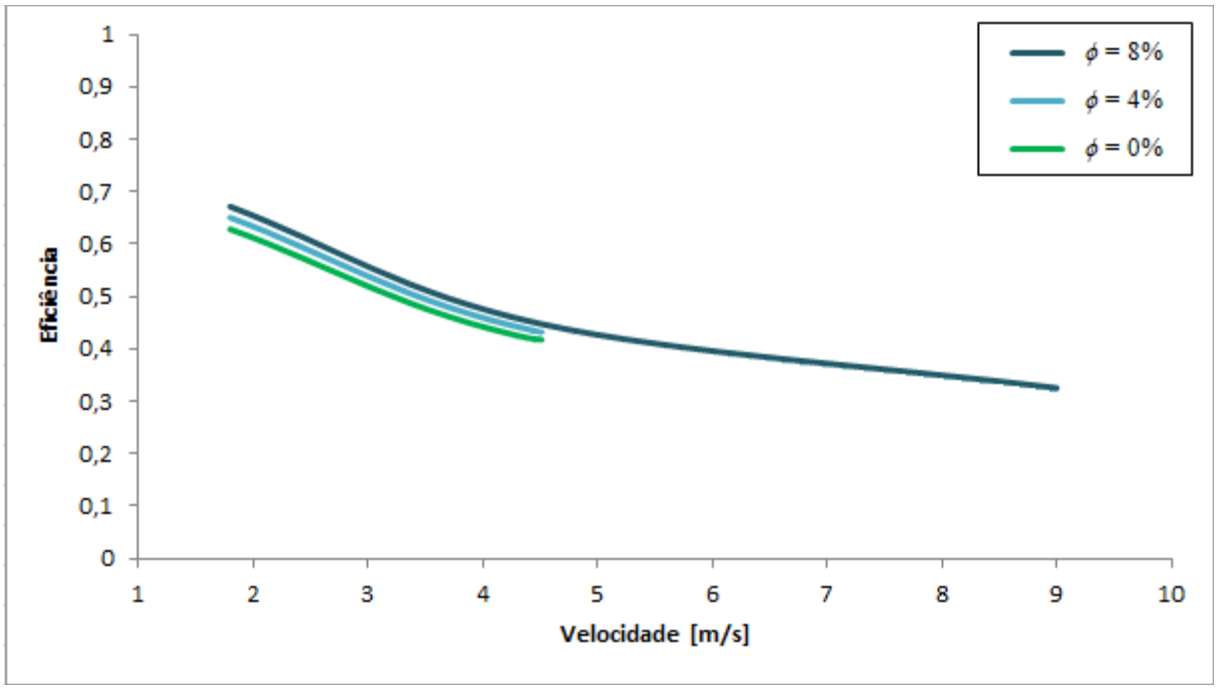


Figura 22 - Eficiência térmica em função da velocidade de entrada, para diferentes frações volumétricas de nanopartícula (D = 200μm).

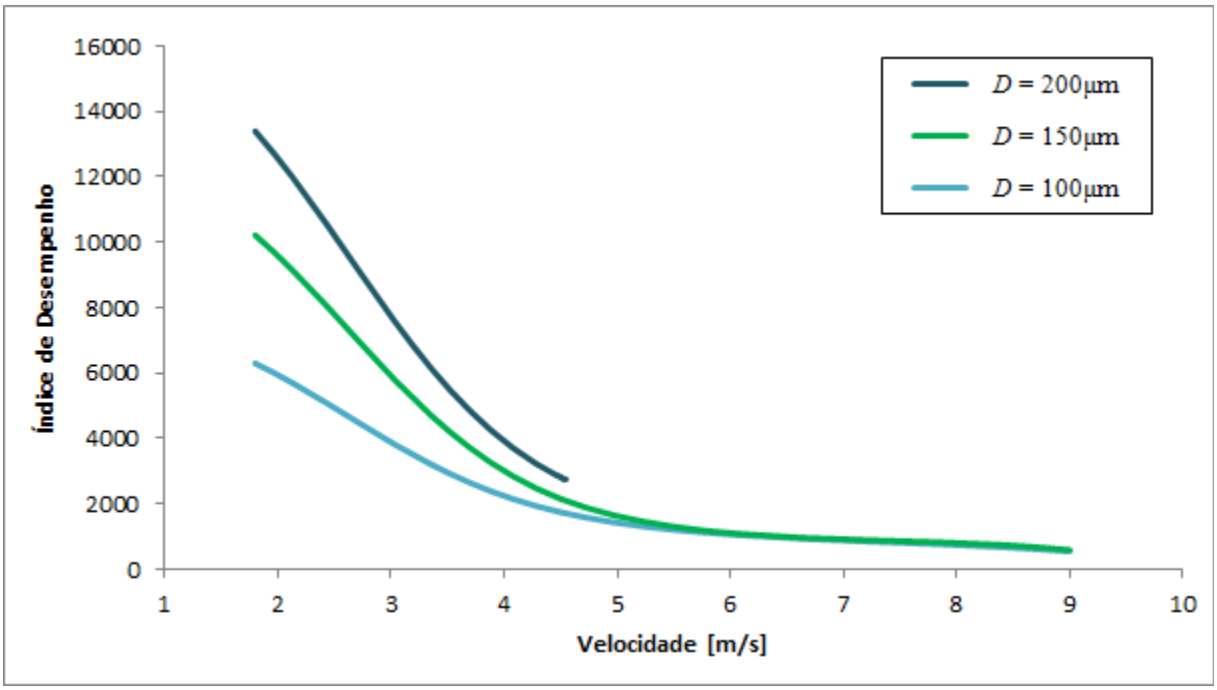


Outra forma, que comumente é utilizada para avaliar a performance do TCMC, é através do índice de desempenho. Esse índice; no entanto, mostra o desempenho global do trocador de calor de microcanal, relacionando os desempenhos térmico e hidrodinâmico, simultaneamente.

A Figura 23 apresenta os resultados desse parâmetro para diferentes velocidades de entrada do fluido e diferentes diâmetros do microcanal. Os resultados do índice de desempenho, para diferentes concentrações de Al_2O_3 não são apresentados nesta figura devido ao fato de apresentarem resultados muito próximos, o que acaba dificultando a distinção dos resultados por visualização gráfica, sendo necessário uma exposição desses resultados em uma tabela, como a Tabela 8.

O índice de desempenho diminui com o aumento da velocidade, pois como já foi dito neste trabalho, a velocidade influencia diretamente a potência de bombeamento, que por sua vez, é inversamente proporcional ao índice de desempenho. Observa-se, também, que o índice de desempenho aumenta com o aumento do diâmetro do canal, o que era esperado, já que o aumento do diâmetro proporciona o aumento da taxa de transferência de calor e a redução da queda de pressão. Shakir et al. (2011) e Mohammed et al. (2011b) relataram um comportamento semelhante ao apresentado neste trabalho.

Figura 23 - Índice de desempenho em função da velocidade de entrada, para diferentes diâmetros do microcanal (ϕ = 8%).



O maior índice de desempenho (13.399,7) e a maior eficiência térmica (97,1%) coincidem para o caso com mesma velocidade de entrada (1,8m/s) e mesma fração volumétrica de Al_2O_3 (8%), porém a maior eficiência é obtida pelo diâmetro de 100µm e o melhor índice de desempenho é alcançado pelo diâmetro de 200µm. No entanto, como o principal objetivo no projeto de um trocador de calor é melhorar a eficiência de troca térmica sem acarretar em uma perda de carga excessiva, o índice de desempenho acaba sendo um ótimo indicador, revelando a melhor configuração para um trocador de calor de microcanal.

Tabela 8 - Índice de desempenho (λ) e eficiência térmica (ε) do TCMC para as diferentes velocidades de entrada, diferentes diâmetros do microcanal, diferentes frações volumétricas de nanopartícula e diferentes valores de Reynolds.

v_{zi}	D_h	ϕ	Re	ε	λ
1,8m/s	100µm	0%	200,1	0,950	6.309,73
		4%	221,9	0,961	6.315,70
		8%	243,4	0,971	6.300,34
	150µm	0%	300,1	0,750	9.917,43
		4%	332,8	0,776	10.098,30
		8%	365,1	0,798	10.221,40
	200µm	0%	400,1	0,629	13.083,30
		4%	443,7	0,651	13.271,20
		8%	486,7	0,671	13.399,70
4,5m/s	100µm	0%	500,2	0,731	1.689,84
		4%	554,6	0,756	1.720,55
		8%	608,4	0,779	1.742,49
	150µm	0%	750,2	0,470	2.062,27
		4%	831,9	0,493	2.113,32
		8%	912,6	0,515	2.152,94
	200µm	0%	1000,3	0,416	2.766,59
		4%	1109,3	0,432	2.789,85
		8%	1216,9	0,448	2.801,63
9,0m/s	100µm	0%	1000,3	0,523	524,02
		4%	1109,3	0,546	535,92
		8%	1216,9	0,568	545,08
	150µm	0%	1500,5	0,316	571,82
		4%	1663,9	0,331	581,86
		8%	1825,3	0,346	589,44
	200µm	0%	2000,7	0,303	803,53

6. CONCLUSÕES E SUGESTÕES

A partir do desenvolvimento deste trabalho conseguiu-se investigar e avaliar os efeitos causados no comportamento hidrodinâmico e térmico do TCMC pelos diferentes diâmetros do microcanal, diferentes velocidades de entrada do fluido e diferentes frações volumétricas de Al_2O_3 analisadas.

O aumento da fração de nanopartículas de Al_2O_3 proporcionou o (a):

- aumento da quantidade de calor absorvido pelo fluido;
- aumento (não significativo) da queda de pressão;
- aumento da potência de bombeamento, principalmente para velocidades mais altas;
- aumento da eficiência térmica do trocador de calor de microcanal;
- aumento do índice de desempenho.

O aumento da velocidade de entrada do fluido resultou no (a):

- aumento da taxa de transferência de calor, sem aumentar muito a temperatura do fluido;
- redução da queda de pressão;
- aumento da potência de bombeamento;
- redução da eficiência térmica do trocador de calor de microcanal;
- redução do índice de desempenho.

O aumento do diâmetro do microcanal resultou no (a):

- aumento da taxa de transferência de calor;
- redução da queda de pressão;
- aumento da potência de bombeamento;
- redução da eficiência térmica do trocador de calor de microcanal;
- aumento do índice de desempenho.

A maior eficiência térmica foi encontrada para o caso em que o fluido entrou com velocidade de 1,8m/s, o diâmetro do microcanal foi de 100μm e a fração volumétrica de 8% de Al_2O_3, resultando em uma eficiência igual a 97,1%. No entanto, o índice de desempenho, que relaciona o desempenho térmico e hidrodinâmico, indicou, que dos casos estudados, a melhor configuração para o TCMC foi para a velocidade de entrada do fluido de 1,8m/s, diâmetro do microcanal de 200μm e concentração de Al_2O_3 de 8%.

Considerando-se os resultados obtidos neste trabalho e visando complementar e dar continuidade a este estudo, são apresentadas as seguintes sugestões para trabalhos futuros:

- Ampliar os estudos para outras nanopartículas, em especial o TiO_2 e o SiO_2.
- Avaliar outras geometrias de canais, retangular e triangular.
- Realizar o estudo com uma maior quantidade de canais e avaliar os escoamentos em contracorrente e paralelo.

REFERÊNCIAS BIBLIOGRÁFICAS

AL-BAKHIT, H.; FAKHERI, A. Numerical simulation of heat transfer in simultaneously developing flows in parallel rectangular ducts. **Applied Thermal Engineering**, Estados Unidos, v. 26, n. 5-6, p. 596-603, abr. 2006.

AMIT, S. K. **Effects of surface roughness in microchannel flows**. 2004. 80 f. Tese (Mestrado em Ciência) - Graduate School, University of Florida, Estados Unidos, 2004.

BAHRAMI, M.; YOVANICH, M. M.; CULHAM, J. R. A novel solution for pressure drop in singly connected microchannels of arbitrary cross-section. **International Journal of Heat and Mass Transfer**, Canadá, v. 50, n. 13-14, p. 2492-2502, jul. 2007.

BAYRAKTAR, T.; PIDUGU, S. B. Characterization of liquid flows in microfluidic systems: review. **International Journal of Heat and Mass Transfer**, Estados Unidos, v. 49, n. 5-6, p. 815-824, mar. 2006.

BRANDNER, J. J.; ANURJEW, E.; BOHN, L.; HANSJOSTEN, E.; HENNING, T.; SCHYGULLA, U.; WENKA, A.; SCHUBERT, K. Concepts and realization of microstructure heat exchangers for enhanced heat transfer. **Experimental Thermal and Fluid Science**, Alemanha, v. 30, n. 8, 801-809, ago. 2006.

BRINKMAN, H. C. The viscosity of concentrated suspensions and solutions. **Journal of Chemical Physics**, Indonésia, v. 20, n. 4, p. 571-581, mar. 1952.

CABRAL, F. P. **Estudo da ebulição convectiva de nanofluidos no interior de microcanais**. 2012. 115 f. Dissertação (Mestrado em Engenharia Mecânica) - Escola de Engenharias de São Carlos, Universidade de São Paulo, São Carlos, 2012.

CHARUNYAKORN, P.; SENGUPTA, S.; ROY, S. K. Forced convection heat transfer in micro encapsulated phase change material slurries: flow in circular ducts. **International Journal of Heat and Mass Transfer**, Estados Unidos, v. 34, n. 3, p. 819-833, mar. 1991.

CHOI, S. U. S.; EASTMAN, J. A. **Enhancing thermal conductivity of fluids with nanoparticles**. 1995. Trabalho apresentado no International Mechanical Engineering Congress & Exposition, Estados Unidos, 1995.

CHOI, S. U. S.; ZHANG, Z. G.; YU, W.; LOCKWOOD, F. E.; GRULKE, E. A. Anomalously thermal conductivity enhancement in nanotube suspensions. **Applied Physics Letters**, Estados Unidos, v. 79, n. 14, p. 2252-2254, ago. 2001.

EASTMAN, J. A.; CHOI, S. U. S.; LI, S.; YU, W.; THOMPSON, L. J. Anomalously increased effective thermal conductivities of ethylene glycol-based nanofluids containing copper nanoparticles. **Applied Physics Letters**, Estados Unidos, v. 78, n. 6, p. 718-720, 2001.

EASTMAN, J. A.; PHILLPOT, S. R.; CHOI, S. U. S.; KEBLINSKI, P. Thermal transport nanofluids. **Annu. Rev. Mater. Res.**, Estados Unidos, v. 34, p. 219-246, mar. 2004.

EINSTEIN, A. **A investigation on the theory of Brownian motion**. 1. ed. Nova Iorque: Dover, 1956. 101p.

HASAN, M. I.; RAGEB, A. A.; YAGHOUBI, M.; HOMAYONI, H. Influence of channel geometry on the performance of a counter flow microchannel heat exchanger. **International Journal of Thermal Sciences**, Iraque, v. 48, n. 8, p. 1607-1618, ago. 2009.

HO, C. J.; WEI, L. C.; LI, Z. W. An experimental investigation of forced convective cooling performance of a microchannel heat sink with Al_2O_3/water nanofluid. **Applied Thermal Engineering**, Taiwan, v. 30, n. 2, p. 96-103, fev. 2010.

INCROPERA, F. P.; DE WITT, D. P. **Fundamentos de transferência de calor e de massa**. 4. ed. Rio de Janeiro: LTC, 1998. 494p.

JUNG, J. Y.; OH, H. S.; KWAK, H. Y. Forced convective heat transfer of nanofluids in microchannels. **International Journal of Heat and Mass Transfer**, Coréia do Sul, v. 52, n. 1-2, p. 466-472, jan. 2009.

KANDLIKAR, S. G. Two-phase flow patterns, pressure drop and heat transfer during boiling in minichannel and microchannel flow passages of compact heat exchangers. **Compact Heat Exchangers and Enhancement Technology for the Process Industries**, Estados Unidos, p. 319-334, 2001.

KANDLIKAR, S. G.; GRANDE, W. J. Evolution of microchannel flow passages-thermohydraulic performance and fabrication technology. **Heat Transfer Engineering**, Estados Unidos, v. 24, n. 1, p. 3-17, jan. 2003.

KANG, S. W.; TSENG, S. C. Analysis of effectiveness and pressure drop in micro cross-flow heat exchanger. **Applied Thermal Engineering**, Taiwan, v. 27, n. 5-6, p. 877-885, abr. 2007.

KUMAR, D. H.; PATEL, H. E.; KUMAR, V. R. R.; SUNDARARAJAN, T.; PRADEEP, T.; DAS, S. K. Model for heat conduction in nanofluids. **Physical Review Letters**, Índia, v. 93, n. 14, p. 1-4, out. 2004.

LEE, S.; CHOI, S. U. S. **Application of metallic nanoparticle suspensions in advanced cooling systems**. 1996. Trabalho apresentado na International Mechanical Engineering Conference, Estados Unidos, 1996.

LEE, S.; CHOI, S. U. S.; LI, S.; EASTMAN, J. A. Measuring thermal conductivity of fluid containing oxide nanoparticles. **Journal of Heat Transfer**, Coréia do Sul, v. 121, n. 2, p. 280-289, maio 1999.

LIU, D.; GARIMELLA, S. V. Investigation of liquid flow in microchannels. **Journal of Thermophysics and Heat Transfer**, Estados Unidos, v. 18, n. 1, p. 65-72, jan. 2004.

MAÏGA, S. E. B.; PALM, S. M.; NGUYEN, C. T.; ROY, G.; GALANIS, N. Heat transfer enhancement by using nanofluids in forced convection flows. **International Journal of Heat and Fluid Flow**, Canadá, v. 26, n. 4, p. 530-546, ago. 2005.

MASUDA, H.; EBATA, A.; TERAMAE, K.; HISHINUMA, N. Alteration of thermal conductivity and viscosity of liquid by dispersing ultra fine particles (dispersion of γ-Al_2O_3, SiO_2 e TiO_2 ultra fine particles). **Netsu Bussei**, Japão, v. 7, n. 4, p. 227-233, 1993.

MAXWELL, J. C. **A treatise on electricity and magnetism**. 1. ed. Londres: MacMillan and CO, 1873. 444p.

MEHENDALE, S. S.; JACOBI, A. M.; SHAH, R. K. Fluid flow and heat transfer at micro- and meso-scales with application to heat exchanger design. **Applied Mechanics Reviews**, Estados Unidos, v. 53, n. 7, p. 175-193, jul. 2000.

MINTSA, A.; ROY, G.; NGUYEN, C. T.; DOUCET, D. New temperature dependent thermal conductivity data for water-based nanofluids. **International Journal of Thermal Science**, Canadá, v. 48, n. 2, p. 363-371, fev. 2009.

MOHAMMED, H. A.; BHASKARAN, G.; SHUAIB, N. H.; ABU-MULAWEH, H. I. Influence of nanofluids on parallel flow square microchannel heat exchanger performance. **International Communications in Heat and Mass Transfer**, Malásia, v. 38, n. 1, p. 1-9, jan. 2011b.

MOHAMMED, H. A.; BHASKARAN, G.; SHUAIB, N. H.; SAIDUR, R. Heat transfer and fluid flow characteristics in microchannels heat exchanger using nanofluids: A review. **Renewable and Sustainable Energy Reviews**, Malásia, v. 15, n. 3, p. 1502-1512, abr. 2011c.

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**, Malásia, v. 50, n. 3, p. 215-233, set. 2011a.

MUSHTAQ, I. **Numerical simulation of counter flow microchannel heat exchanger with different channel geometries and working fluids**. 2009. Tese (PhD em Engenharia Mecânica) - College of Engineering, Basrah University, Iraque, 2009.

NGUYEN, C. T.; DESGRANGES, F.; ROY, G.; GALANIS, N.; MARÉ, T.; BOUCHER, S.; MINTSA, H. A. Temperature and particle-size dependent viscosity data for water-based nanofluids — Hysteresis phenomenon. **International Journal of Heat and Fluid Flow**, Canadá, v. 28, p. 1492-1506, abr. 2007.

PATEL, H. E.; SUNDARARAJAN, T.; PRADEEP, T.; DASGUPTA, A.; DASGUPTA, N.; DAS, S. K. A micro-convection model for thermal conductivity of nanofluid. **Pramana Journal of Physics**, Índia, v. 65, n. 5, p. 863-869, nov. 2005.

PAK, B. C.; CHO, Y. I. Hydrodynamic and heat transfer study of dispersed fluids with submicron metallic oxide particles. **Experimental Heat Transfer**, Coréia do Sul, v. 11, n. 2, p. 151-170, jan. 1998.

PRAKASH, N. M. **Determination of coefficient of thermal expansion of single-walled carbon nanotubes using molecular dynamics simulations**. 2005. 64 f. Tese (Mestrado em Ciência) - The Florida State University, Estados Unidos, 2005.

REA, U.; McKRELL, T.; HU, L. ; BUONGIORNO, J. Laminar convective heat transfer and viscous pressure loss of alumina-water and zirconia-water nanofluids. **International Journal of Heat and Mass Transfer**, Estados Unidos, v. 52, n. 7-8, p. 2042-2048, mar. 2009.

RIBATSKI, G.; ZHANG, W.; CONSOLINI, L.; XU, J.; THOME, J. R. On the prediction of heat transfer in micro-scale flow boiling. **Heat Transfer Engineering**, Suíça, v. 28, n. 10. p. 842-851, out. 2007.

SAIDUR, R.; LEONG, K. Y.; MOHAMMAD, H. A. A review on applications and challenges of nanofluids. **Renewable and Sustainable Energy Reviews**, Malásia, v. 15, n. 3, p. 1646-1668, abr. 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**, Iraque, v. 50, n. 11, p. 2132-2140, nov. 2011.

SCHUBERT, K.; BRANDNER, J.; FICHTNER, M.; LINDER, G.; SCHYGULLA, U.; WENKA, A. Microstructure devices for applications in thermal and chemical process engineering. **Microscale Thermophysical Engineering**, Alemanha, v. 5, n. 1, p. 17-39, 2001.

SUNDAR, L. S.; SHARMA, K. V.; NAIK, M. T.; SINGH, M. K. Empirical and theoretical correlations on viscosity of nanofluids: A review. **Renewable and Sustainable Energy Reviews**, Portugal, v. 25, p. 670-686, set. 2013.

WEI, X. **Stacked microchannel heat sinks for liquid cooling of microelectronics devices**. 2004. Tese (PhD em Engenharia Mecânica) - School of Mechanical Engineering, Georgia Institute Technology, Estados Unidos, 2004.

XU, B; OOI, K. T.; WONG, N. T. Experimental investigation of flow friction for liquid flow in microchannels. **International Communications in Heat and Mass Transfer**, Singapura, v. 27, n. 8, p. 1165-1176, nov. 2000.

XUAN, Y.; LI, Q. Heat transfer enhancement of nanofluids. **International Journal of Heat and Fluid Flow**, China, v. 21, n. 1, p. 58-64, fev. 2000.

XUAN, Y; ROETZEL, W. Conceptions for heat transfer correlation of nanofluids. **International Journal of Heat and Mass Transfer**, China, v. 43, n. 19, p. 3701-3707, out. 2000.

YENER, Y.; KAKAÇ, S.; AVELINO, M; OKUTUCU, T. Single-phase forced convection in microchannels: a state-of-the-art review. **Microscale Heat Transfer**, Estados Unidos, v. 193, p. 1-24, 2005.

YU, W.; CHOI, S. U. S. The role of interfacial layers in the enhanced thermal conductivity of nanofluids: a renovated Maxwell model. **Journal of Nanoparticle Research**, Estados Unidos, v. 6, p. 167-171, fev. 2003.

ZHOU, S. Q.; NI, R. Measurement of the specific heat capacity of water-based Al_2O_3 nanofluid. **Applied Physics Letters**, China, v. 92, n. 9, p. 1-3, mar. 2008.