

ABDUL ORLANDO CÁRDENAS GÓMEZ

**AVALIAÇÃO EXPERIMENTAL DO DESEMPENHO
TERMO-HIDRÁULICO DE NANOFUIDOS DE
NANOTUBOS DE CARBONO DE PAREDE SIMPLES
EM ESCOAMENTO MONOFÁSICO EM REGIME
TURBULENTO**



UNIVERSIDADE FEDERAL DE UBERLÂNDIA
FACULTADE DE ENGENHARIA MECÂNICA
2015

ABDUL ORLANDO CÁRDENAS GÓMEZ

AVALIAÇÃO EXPERIMENTAL DO DESEMPENHO TERMO-HIDRÁULICO DE NANOFUIDOS DE NANOTUBOS DE CARBONO DE PAREDE SIMPLES EM ESCOAMENTO MONOFÁSICO EM REGIME TURBULENTO

Dissertação apresentada ao Programa de Pós-graduação em Engenharia Mecânica da Universidade Federal de Uberlândia, como parte dos requisitos para a obtenção do título **de MESTRE EM ENGENHARIA MECÂNICA.**

Área de Concentração: Transferência de calor e Mecânica dos fluidos

Orientador: Prof. Dr. Enio Pedone Bandarra Filho

UBERLÂNDIA - MG

2015

Dados Internacionais de Catalogação na Publicação (CIP)
Sistema de Bibliotecas da UFU, MG, Brasil.

C266a Cárdenas Gómez, Abdul Orlando, 1989-
2015 Avaliação experimental do desempenho termo-hidráulico de
nanofluidos de nanotubos de carbono de parede simples em escoamento
monofásico em regime turbulento / Abdul Orlando Cárdenas Gómez. -
2015.

138 f. : il.

Orientador: Enio Pedone Bandarra Filho.
Dissertação (mestrado) - Universidade Federal de Uberlândia,
Programa de Pós-Graduação em Engenharia Mecânica.
Inclui bibliografia.

1. Engenharia mecânica - Teses. 2. Nanofluidos - Teses. 3.
Nanotubos de carbono - Teses. 4. Calor - Transmissão - Teses. I.
Bandarra Filho, Enio Pedone. II. Universidade Federal de Uberlândia.
Programa de Pós-Graduação em Engenharia Mecânica. III. Título.

*Dedico à Deus todo poderoso por
todas as benções recebidas: Uma
família unida, saúde e um grande
amor.*

AGRADECIMENTOS

Aos meus pais, Jaqueline e Orlando, por serem as pessoas que sempre me apoiaram e depositaram sua confiança durante todo meu processo de formação.

A minha noiva, Elena, por compartilhar momentos de imensa alegria, por ser minha amiga, encher meu coração de amor e por ser a fonte de motivação, para superar os desafios da vida e alcançar meus sonhos.

Às minhas irmãs, Katherine e Camila que junto com meus pais conformam a minha amada família, que sempre soube superar as dificuldades e adversidades.

Ao grupo do Laboratório de Energia, Sistemas Térmicos e nanotecnologia, LEST-nano, por toda a ajuda, técnica, acadêmica e linguística na elaboração deste documento, em especial o Douglas pelas discussões diárias, que contribuíram no entendimento dos fenômenos físicos nos processos térmicos estudados.

Ao professor Dr. Enio Pedone Bandarra Filho, pela orientação, a confiança depositada na execução do meu trabalho e pelas exigências acadêmicas que fortaleceram meu processo de formação.

Ao professor Dr. Oscar Saul Hernandez Mendoza, por ser “Meu pai” aqui no Brasil, que sempre esteve incondicionalmente disponível para aportar na solução de problemas ou eventualidades na realização do trabalho.

Ao professor Dr. Juan Gabriel Paz Alegrias, por ser a pessoa que disponibilizou a sua casa no meu primeiro mês de estancia aqui no brasil. Sem nos conhecermos, dedicou parte do seu tempo, mesmo encontrando-se na terminação do seu doutorado.

Ao estudante de doutorado, Adriano Akel da Pontifícia Universidade Católica do Rio de Janeiro, por seus aportes significativos na construção da bancada experimental e na correção de documentos acadêmicos.

Ao professor Dr. Gherhardt Ribatski, por disponibilizar os equipamentos do Laboratório de Refrigeração, de Escola de Engenharia de São Carlos, USP-EESC.

Aos Técnicos do Laboratório, Renato e Reinaldo, pela ajuda na construção da bancada e implementação do isolamento térmico.

À Fundação de Amparo à Pesquisa do Estado de Minas Gerais – FAPEMIG, pelo apoio financeiro, por intermédio da bolsa de estudos outorgada.

Ao programa de Pós graduação em Engenharia Mecânica da Universidade Federal de Uberlândia, pelo apoio à pesquisa e ao financiamento na participação de congressos nacionais.

CÁRDENAS, A.O.G. **Avaliação experimental do desempenho termo-hidráulico de nanofluidos de nanotubos de carbono de parede simples em escoamento monofásico em regime turbulento.** 2015. Dissertação, Universidade Federal de Uberlandia, Uberlandia

RESUMO

O presente trabalho trata de um estudo experimental do desempenho termo-hidráulico de nanofluidos, composto de nanotubos de carbono de parede simples dispersos em água destilada. Os ensaios foram realizados em escoamento monofásico turbulento plenamente desenvolvido, no interior de tubos circulares lisos, com fluxo de calor uniforme aplicado à superfície do tubo. Uma bancada experimental foi modificada e melhorada para satisfazer as condições nominais de ensaio que foram estabelecidas. A vazão mássica variou entre 30 e 80 kg/s, representando números de Reynolds entre 4000 e 22000. O fluxo de calor variou entre 14 e 22kW/m² e a temperaturas de entrada na seção de testes foi mantida constante em 25, 30 e 35°C, respectivamente. As propriedades termo-físicas dos nanofluidos, condutividade e viscosidade foram medidas experimentalmente e seus valores utilizados para o cálculo do coeficiente de transferência de calor. Parâmetros como a queda de pressão, fator de atrito e potência de bombeamento também foram analisados. Efeitos como a forma da nanopartícula, definida pela razão de aspecto, e a concentração em massa das nanopartículas também foram avaliados. O coeficiente de transferência de calor dos nanofluidos de SWCNT/água, para todas as amostras, apresentaram incrementos em média de 11,3% em função do número de Reynolds. Já para mesma velocidade mássica, apresentaram uma diminuição de 6,9%, em comparação com o fluido base. Finalmente, os resultados para a queda de pressão dos nanofluidos apresentaram incrementos, em média de 7,3%, quando comparados ao fluido base.

Palavras chave: Nanofluidos, Nanotubo de carbono, Transferência de calor por convecção, Queda de pressão, Avaliação do desempenho

CÁRDENAS, A.O.G. **Experimental evaluation of thermo-hydraulic performance of nanofluids of single walled carbon nanotubes in turbulent single-phase flow.** 2015. Dissertation, Universidade Federal de Uberlandia, Uberlandia

ABSTRACT

The present work deals on experimental study of thermal-hydraulic performance of single walled carbon nanotubes nanofluids dispersed in distilled water. The tests were performed in single-phase flow, fully developed turbulent regime, inside smooth and horizontal tubes with uniform heat flux applied on the surface. An experimental bench was modified to guarantee the nominal conditions imposed for the tests. The mass flow rate varied between 30 and 80 kg/s, related to Reynolds numbers between 4000 and 22000. The heat flux varied from 14 up to 22 kW/m² and the inlet temperature was maintained constant in 25, 30 and 35°C. The physical properties of nanofluids such as thermal conductivity and viscosity were measured experimentally and its values used to evaluate the heat transfer coefficient. Pressure drop, friction factor and pumping power were also analyze. Effects such as nanoparticle shape, defined by the aspect ratio, and mass concentration of nanoparticles were evaluate as well. The heat transfer coefficient of SWCNT/water nanofluids increased, in average, 11.3%, in function of Reynolds number. In relation to the mass velocity, the heat transfer coefficient decreased 6.9%, in average, in comparison with the base fluid. Finally, the experimental results for pressure drop of nanofluids were, in average, 7.3%, greater than the base fluid.

Keywords: Nanofluids , Single-walled carbon nanotube, Convective Heat transfer, Pressure drop, Performance evaluation

LISTA DE FIGURAS

Figura 2.1 - Vista lateral e frontal da configuração atômica de uma seção de um nanotubo de carbono.	7
Figura 2.2 - Folha de grafeno: (a) Esquema estrutural. Os dois vectores de base a_1 e a_2 são mostrados. (b) Dobragem do tipo arm-chair (braços de poltrona), (c) tipo zig-zag e (d) dobragem de nanotubos quirais. Dai (2002).	8
Figura 2.3 - Reresentação esquemática da camada interfacial em uma dispersão de nanopartículas. Yu e Choi (2003).	25
Figura 2.4 - Esquema de nanoparticulas aglomeradas em uma disperção onde (R_a) é o raio de giro do agregado. Prasher, <i>et al.</i> (2006)....	26
Figura 2.5 -Comparação dos métodos de medição da condutividade térmica dos nanofluidos. Paul, <i>et al.</i> (2010).	28
Figura 3.1 - Diagrama esquematizado da bancada experimental.	41
Figura 3.2 - Volume de controle para o balanço de energia. Incropera e Dewitt (2003).	42
Figura 3.3 - Vista frontal e lateral de um segmento da seção de teste	44
Figura 3.4 - Fixação dos termopares no tubo da seção de testes.	44
Figura 3.5 - Fixação das resistências tipo fita flexíveis.....	45
Figura 3.6 - Sensor de corrente baseado no efeito Hall.	46
Figura 3.7- Detalhe da instalação dos transmissores de temperatura na entrada e saída da seção de testes.	46
Figura 3.8 – (a) Esquema estrutural da instalação dos instrumentos de medição na seção de testes. (b) Seção de teste isolada.....	47

Figura 3.9 - (a) Bomba magnética. (b) Visor de líquido. (c) Medidor de vazão mássica	48
Figura 3.10 - Diagrama esquematizado da seção de pré-aquecimento.	49
Figura 3.11 - Sistema de refrigeração.....	50
Figura 3.12 - Tela principal da interface gráfica em labView®.....	51
Figura 3.13 - Equipamento experimental final.....	52
Figura 3.14 - Resultados experimentais para água destilada relacionando a potência elétrica, $QP.E.$, com a potência calculada pelo balanço de energia, $QB.E$	55
Figura 3.15 - Resultados obtidos de, $\Delta P/L$, em função da velocidade mássica, G , para água destilada.....	56
Figura 3.16 - Resultados obtidos do fator de atrito em função do número de Reynolds. (a) Comparação modelo de Petukhov (1970). (b) Comparação modelo de Blasius.....	57
Figura 3.17 - Diagramas esquematizados. (a) Resistência térmicas na seção de testes. (b) Volume de controle em torno da temperatura média do fluido	58
Figura 3.18 - Comparação das temperaturas medias ao logo do tubo da seção de teste na direção x.....	60
Figura 3.19 - Comparação entre o coeficiente de transferência de calor avaliado experimentalmente versus correlação de Dittus-Boelter (1930)	62
Figura 3.20 - Comparação entre o coeficiente de transferência de calor avaliado experimentalmente versus correlação de Gnielinski (1975)	63
Figura 4.1 - (a) Homogeneizador de alta pressão. (b) Esquema do processo de homogeneização. Bandarra Filho <i>et al.</i> (2014)	68
Figura 4.2 - (a) Balança de precisão BK500. (b) Outros elementos utilizados na produção de nanofluidos	70
Figura 4.3 - (a) Amostras deixadas em repouso. (b) amostras após de um mês de produzidas	71
Figura 4.4 - Amostras de nanofluidos após os testes realizados na bancada experimental.	72

Figura 4.5 - Massa específica dos nanofluidos SWCNT/água em função da variação da temperatura do fluido	73
Figura 4.6 - Calor específico dos nanofluidos SWCNT/água em função da variação da temperatura do fluido	74
Figura 4.7 - Aparato de medição de condutividade térmica baseado no método do fio quente.	75
Figura 4.8 - Condutividade térmica dos nanofluidos SWCNT/água em função da variação da temperatura do fluido	76
Figura 4.9 - Condutividade térmica relativa dos nanofluidos SWCNT/água em função da concentração volumétrica.	78
Figura 4.10 - Reômetro Brookfield LVDV-IIIU, tipo cone-placa	79
Figura 4.11 - Viscosidade dos nanofluidos SWCNT/água em função da variação da temperatura do fluido	80
Figura 4.12 - Viscosidade relativa dos nanofluidos SWCNT/água em função da concentração volumétrica.	81
Figura 4.13 - Resultados obtidos experimentalmente do coeficiente de transferência de calor por convecção para a amostra SCN01, $\phi = 0,032\%$ e $r = 11666$, (a) $h_{exp} x G$, (b) $h_{exp} x Re$	84
Figura 4.14 - Resultados obtidos experimentalmente do coeficiente de transferência de calor por convecção para a amostra SCN_02, $\phi = 0,032\%$ e $r = 11666$, (a) $h_{exp} x G$, (b) $h_{exp} x Re$	85
Figura 4.15 - Resultados obtidos experimentalmente do coeficiente de transferência de calor por convecção para a amostra SCN03, $\phi = 0,032\%$ e $r = 11666$, (a) $h_{exp} x G$, (b) $h_{exp} x Re$	87
Figura 4.16 – Resultados do coeficiente de transferência de calor por convecção médio em função do fluxo mássico, para os quatro fluidos testados.	88
Figura 4.17 - Resultados do coeficiente de transferência de calor por convecção médio em função do número de Reynolds, para os quatro fluidos testados.	89

Figura 4.18 - Resultados do número de Nusselt médio em função do número de Reynolds, para os quatro fluidos testados.....	90
Figura 4.19 - Comparaçao entre o coeficiente de transferêcia de calor por conveção experimental x teórico (a) correlação de Gnielinski (1975). (b) correlação Dittus-Boelter (1930).....	91
Figura 4.20 - Resultados obtidos experimentalmente para queda de pressão [$\Delta P/L$] em função do fluxo mássico [G], para todas as amostras. (a) Todos os experimentos. (b) Media dos experimentos	93
Figura 4.21 - Resultados obtidos experimentalmente para o fator de atrito [f] em função do número de Reynolds [Re] para todas as amostras. (a) Todos os experimentos. (b) Média dos experimentos	95
Figura 4.22 - Resultados obtidos experimentalmente para o coeficiente relativo de transferêcia de calor por convecção [h_{nf}/h_{fb}] em função da potêcia de bombeamento relativa [$\dot{W}_{B,nf}/\dot{W}_{B,fb}$]. (a) amostra SCN01, (b) amostra SCN02 e (c) amostra SCN03..	98
Figura 4.23 - Comparaçao dos resultados obtidos experimentalmente para o coeficiente relativo de transferêcia de calor por convecção [h_{nf}/h_{fb}] em função da potêcia de bombeamento relativa [$\dot{W}_{B,nf}/\dot{W}_{B,fb}$] com aqueles obtidos da literatura.....	100
Figura A1.1 - Elementos utilizados na confecção dos termopares.....	113
Figura A1.2 - Curvas de propagação dos erros na medição dor termopares tipo T.....	114
Figura A1.3 - Processo de calibração dos termopares.....	115
Figura A1.4 - Curva de calibração dos termopares.....	116

LISTA DE TABELAS

Tabela 2.1 - Condutividade térmica de aditivos e fluidos base utilizados na preparação de nanofluidos	13
Tabela 2.2 - Sínteses de nanofluidos reportados na literatura	16
Tabela 2.3 - Modelos para predizer a condutividade térmica de nanofluidos	27
Tabela 2.4 - Modelos analíticos e empíricos para estimar a viscosidade dos nanofluidos ..	32
Tabela 2.5 - Trabalhos experimentais sobre a transferência de calor por convecção em nanofluidos	37
Tabela 3.1 - Localização dos termopares na seção de testes	43
Tabela 3.2 - Módulos e instrumentos que compõem o sistema de monitoramento.	52
Tabela 3.3 - Condições para os testes com água destilada.	54
Tabela 3.4 - Incertezas dos parâmetros primários ou variáveis medidas pelos instrumentos	65
Tabela 3.5 - Incertezas de parâmetros secundários ou variáveis calculadas dependente das medições	65
Tabela 4.1 - Materiais e respectivas quantidades empregadas na preparação das amostras.	66
Tabela 4.2 - Parâmetros de entradas para determinar as quantidades de material na produção de nanofluidos.	69
Tabela 4.3 - Comparação entre a concentração volumétrica estimada e a medida após da produção dos nanofluidos.	71
Tabela 4.4 - Variação dos parâmetros operacionais de ensaio	82

Tabela 4.5 - Desvio médio entre os pontos experimentais e os dois modelos clássicos.	92
Tabela 4.6 - Características das condições nominais para efeitos de comparação.....	99
Tabela A1.1 - Modelos para propagação de erros.....	114

LISTA DE SÍMBOLOS

Letras latinas

A_s	- área superficial [m^2]
c_p	- calor específico a calor a pressão constante [Jkg/K]
c_g	- coeficiente geométrico
d	- diâmetro médio da nanopartícula [nm]
d_f	- dimensão fractal
D	- diâmetro interno do tubo [m]
e	- espessura [mm]
E	- Erro
G	- velocidade mássica [kg/sm^2]
f	- fator de atrito [-]
h	- coeficiente de transferência de calor [W/m^2K]
I	- Corrente [A]
k	- condutividade térmica [W/mK]
k_a	- condutividade do agregado [W/mK]
k_B	- constante de Boltzman [J/K]
l	- comprimento da nanopartícula [μm]
ln	- logaritmo natural
L	- comprimento do tubo [m]
m	- massa [kg]
\dot{m}	- vazão mássica [kg/s]

n	- número do ponto de medição da temperatura
P	- pressão [Pa]
pH	- potencial hidrogeniônico
q''	- calor por unidade de área [W/m^2]
\dot{Q}	- taxa de transferência de calor [W]
r	- razão de aspecto [-]
r_a	- raio de giro do agregado
R	- resistência térmica [m^2K/W]
R_k	- resistência térmica interfacial [m^2K/W]
t	- tempo [s]
T	- temperatura [$^{\circ}C$]
V	- volume [m^3]
V	- voltagem [V]
vc	- volume de controle
x	- distância axial [m]
\dot{W}_p	- potência de bombeamento [W]
wt	- concentração mássica

Letras gregas

α	- difusividade térmica [m^2/s]
ΔP	- queda de pressão [Pa]
ΔT	- diferença de temperatura [$^{\circ}C$]
τ_H	- escala de tempo para que o calor se difunda em uma mesma distância equivalente à escala do comprimento caraterístico de uma partícula [s]
τ_D	- escala de tempo para uma partícula deslocar seu comprimento [s]
μ	- viscosidade dinâmica [kg/ms]

ϕ	- concentração volumétrica
π	- razão entre o perímetro e o diâmetro de uma circunferência
ρ	- massa específica [kg/m^3]
ψ	- esfericidade, definida pela razão entre a área superficial de uma esfera, de mesmo volume de uma partícula e a área superficial desta partícula

Números adimensionais

Nu	- número de Nusselt
Pr	- número de Prandtl
Re	- número de Reynolds

Abreviações

CNT	- nanotubos de carbono
LEST-NANO	- Laboratorio de Energia, Sistemas Térmicos e Nanotecnologia
PVD	- deposição física de vapor
SANSS	- <i>Submerged Arc Nanoparticle Synthesis System</i>
SCN01	- Amostra 1 da dispersão de nanotubos de carbono de parede simples em água
SCN02	- Amostra 2 da dispersão de nanotubos de carbono de parede simples em água
SCN03	- Amostra 3 da dispersão de nanotubos de carbono de parede simples em água
SWCNT	- nanotubo de carbono de parede simples
UFU	- Universidade Federal de Uberlândia
USP-EESC	- Escola de Engenharia de São Carlos da Universidade de São Paulo
VEROS	- <i>Vacuum Evaporation onto a Running Oil Substrate</i>
MWCNT	- nanotubo de carbono de parede múltipla

Subscritos

<i>BE</i>	- balanço de energia
<i>m</i>	- médio
<i>nc</i>	- nanocamada
<i>nf</i>	- nanofluido
<i>np</i>	- nanopartícula
<i>ent</i>	- entrada
<i>exp</i>	- experimental
<i>ext</i>	- externo
<i>fb</i>	- fluido base
<i>int</i>	- interno
<i>max</i>	- máximo
<i>p</i>	- parede
<i>PE</i>	- potência elétrica
<i>r</i>	- razão entre propriedades do fluido e do fluido base
<i>sai</i>	- saída
<i>sol</i>	- solução
<i>x</i>	- posição local

SUMARIO

CAPÍTULO I	1
1.1. Motivação	1
1.2. Objetivos	2
1.3. Estrutura da dissertação	3
CAPÍTULO II	5
2.1. Considerações Iniciais.....	5
2.2. Nanomateriais	6
2.2.1. Nanopartículas de Nanotubo de Carbono (NTC)	6
2.2.2. Nanotubos de carbono de parede simples (SWNT)	7
2.2.3. Nanotubos de carbono de paredes múltiplas (MWNT)	8
2.3. Nanofluidos	9
2.3.1. Contexto Histórico	9
2.3.2. Características gerais	11
2.3.3. Preparação de nanofluidos	13
2.4. Propriedades termo-físicas dos nanofluidos	17
2.4.1. Massa específica	18
2.4.2. Calor específico	19
2.4.3. Condutividade Térmica	20
2.4.4. Viscosidade	30
2.5. Transferência de calor por convecção forçada em nanofluidos	32
2.6. Perda de carga e fator de atrito em escoamento interno de nanofluidos	38
CAPÍTULO III	40

3.1. Bancada Experimental	40
3.1.1. Seção de Testes	41
3.1.2. Pré-aquecedor e circuito de resfriamento	49
3.1.3. Sistema de monitoramento e aquisição de dados	50
3.2. Analise e validação da bancada experimental.....	53
3.2.1. Balaço de energia e isolamento da seção de testes	54
3.2.2. Queda de pressão e fator de atrito.....	55
3.2.3. Coeficiente de transferência de calor.....	58
3.4. Análise de incertezas	64
CAPÍTULO IV.....	66
4.1. Preparação das amostras de nanofluidos de SWCNT/Água	66
4.2. Propriedades termo-físicas no nanofluidos (SWCNT/água).....	72
4.2.1. Massa específica	72
4.2.2. Calor específico	73
4.2.3. Condutividade térmica	74
4.2.4. Viscosidade	78
4.3. Condições de Ensaio	82
4.4. Coeficiente de transferência de calor por convecção dos nanofluidos SWCNT/água.....	82
4.4.1. Amostra SCN01	83
4.4.2. Amostra SCN02	84
4.4.3. Amostra SCN03	86
4.4.4. Análise do coeficiente de transferência de calor, utilizando as médias dos testes realizados.....	88
4.4.5. Comparação dos resultados experimentais do coeficiente de transferência de calor por convecção com modelos clássicos	90
4.5. Queda de pressão e fator de atrito dos nanofluidos SWCNT/água.....	92
4.5.1. Queda de pressão	92

4.5.2. Fator de atrito	94
4.6. Desempenho termo-hidráulico dos nanofluidos SWCNT/água	95
4.6.1. Comparação com resultados experimentais da literatura.....	98
CAPÍTULO V.....	101
5.1. Conclusões Finais	102
5.2. Recomendações a Trabalhos Futuros.....	103
Referências Bibliográficas.....	104
APÊNDICE I	112
APÊNDICE II	116

CAPÍTULO I

INTRODUÇÃO

1.1. Motivação

O aumento na quantidade de calor gerada pelos processos térmicos em indústrias petroquímicas, automobilísticas, aeroespaciais e usinas de geração de energia elétrica, assim como o crescente desenvolvimento de sistemas de potência miniaturizados, consequência da evolução da eletrônica (processadores, microcontroladores, circuitos integrados de grandes velocidades de operação, etc.), exigem sistemas energéticos mais eficientes. Uma das principais barreiras no desenvolvimento de sistemas de troca de calor mais eficientes, de dimensões reduzidas, de menor custo construtivo e operacional é o limitado desempenho térmico dos fluidos de arrefecimento convencionais. Razão pela qual os grupos de pesquisa têm focado seus trabalhos na intensificação da transferência de calor nos processos térmicos por intermédio do desenvolvimento de fluidos que incrementem a transferência de calor sem penalizar, excessivamente, o consumo de energia pelo bombeamento.

Uma vez que o advento da nanotecnologia possibilitou a sintetização de partículas sólidas de escala manométrica, surgiu uma aplicação potencial e imediata, que consiste em dispersar nanopartículas em fluidos convencionais de arrefecimento. Uma das consequências imediatas é a intensificação das propriedades termo-físicas, que pode melhorar a capacidade da troca de calor dos fluidos de trabalho nos processos térmicos. Essa dispersão de nanopartículas no fluido base é denominado Nanofluidos. Nas últimas duas décadas, os nanofluidos foram idealizados como uma nova geração de fluidos e foram propostos como um candidato ideal para aumentar a transferência de calor quando comparados com fluidos térmicos convencionais. Entretanto, mesmo sendo uma área recentemente estudada, encontra-se um crescente número de publicações que analisam as características termo-

hidráulicas dos diferentes tipos de nanofluidos, visando uma aplicação tangível dessa nova classe de fluidos de trabalho. No entanto, os métodos de análise computacional ou experimental, utilizados para avaliar o desempenho termo-hidráulico de nanofluidos, tenham empregado equipamentos tecnologicamente mais sofisticados, algumas das pesquisas encontradas na literatura apresentam resultados controversos que dificultam e limitam a capacidade de consenso dos grupos de pesquisa do mundo todo.

Com base nos argumentos mencionados anteriormente, o presente trabalho pretende avaliar o desempenho termo-hidráulico de nanofluidos de nanotubos de carbono de parede simples a base de água destilada (SWCNT/água), a fim determinar sua possível aplicabilidade em processos que envolvam transferência de calor e o escoamento monofásico no interior de tubos circulares horizontais.

1.2. Objetivos

O principal objetivo é avaliar o desempenho termo-hidráulico de nanofluidos de nanotubos de carbono de paredes simples a base de água (SWCNT/água) em escoamento sem mudança de fase. Portanto, determinar experimentalmente o coeficiente de transferência de calor por convecção e a perda de carga para escoamento monofásico no interior de um tubo circular horizontal em regime turbulento, é imprescindível para fundamentar a análise proposta. Nesse sentido, foram estabelecidos a seguir uma série de objetivos específicos que descrevem as etapas a serem realizadas para executar e completar o presente trabalho.

- Realizar uma revisão constante e geral do estado da arte sobre nanofluidos, especificamente em áreas como a preparação, caracterização de propriedades termo-físicas e mecanismos que influenciam a transferência de calor.
- Modificar e melhorar os elementos físicos da bancada experimental, posteriormente realizar a calibração de instrumentos de medição.
- Estruturar e projetar uma interface gráfica no software de LabVIEW® para o sistema de aquisição e armazenamento de dados, necessários para a avaliação do desempenho termo-hidráulico de nanofluidos, cujo objetivo registrar e visualizar as variáveis de controle (vazão, pressão e temperatura).
- Validar o equipamento experimental com fluidos de arrefecimento cujas propriedades físicas e térmicas já foram extensamente descritas na literatura. Para este trabalho é utilizada água destilada, sendo também o fluido base das amostras dos nanofluidos preparados.

- Aplicar técnicas e métodos utilizados na obtenção de dispersões homogêneas para prolongar, assim, a estabilidade dos nanofluidos produzidos.
- Uma vez preparadas as amostras de nanofluidos, é preciso caracterizar e determinar as propriedades termo-físicas tais como (condutividade térmica, viscosidade e calor específico), necessárias para realizar a validação do desempenho termo-hidráulico.
- Avaliar experimentalmente o desempenho termo-hidráulico do nanofluidos de nanotubo de carbono de parede simples a base de água (SWCNT/água).
- Analisar e comparar os resultados experimentais obtidos de transferência de calor e perda de carga para as amostras de nanofluidos em relação ao fluido base (água destilada) e outros trabalhos experimentais encontrados na literatura.

1.3. Estrutura da dissertação

A presente dissertação está organizada de tal forma que descreve todas as etapas realizadas para alcançar o objetivo principal, mencionado anteriormente. Neste sentido, o presente documento é composto por cinco capítulos, cada um subdividido em seções e subseções que especificam detalhadamente características da execução do trabalho.

O capítulo 2, apresenta uma detalhada revisão bibliográfica. Inicialmente, são apresentados conceitos e terminologias compreendidos dentro da nanociência e nanotecnologia. Também é abordada a caracterização das propriedades termo-físicas de nanofluidos (massa específica, calor específico, condutividade térmica e viscosidade). Os principais trabalhos, relacionados à transferência de calor por convecção forçada em escoamento monofásico de nanofluidos, foram relacionados de maneira cronológica. Por último é compreendida a revisão de perda de carga, o coeficiente de atrito e potência de bombeamento para escoamento interno de nanofluidos, sendo estes parâmetros de grande importância na avaliação termo-hidráulica dos nanofluidos.

O capítulo 3, relata as características referentes à construção da seção de testes, mudanças de alguns dos elementos que compõem o equipamento experimental, as considerações teóricas sobre do processo de transferência de calor que fundamenta a realização dos experimentos. Este capítulo apresenta também uma análise e validação de resultados dos testes previamente realizados com água destilada. Tais testes foram realizados com o objetivo de verificar o comportamento da bancada e o bom funcionamento do sistema de monitoramento desenvolvido em LabView®, dos instrumentos de medição e o

correta manipulação das variáveis, que permitiam realizar o controle dos parâmetros monitorados (vazão mássica, temperatura, pressão e potência).

O capítulo 4, refere-se à análise dos resultados obtidos experimentalmente para nanofluidos de nanotubo de carbono de parede simples a base de água. Inicialmente são apresentados resultados do processo de dispersão, avaliação de estabilidade e resultados das medição de condutividade térmica e viscosidade, assim como do calor específico e a massa específica, que foram obtidos por intermédio dos modelos analíticos comumente utilizados. A parte final do capítulo é dedicada à análise do desempenho termo-hidráulico das amostras dos nanofluidos produzidos. A análise é baseada na comparação entre os resultados experimentais obtidos para os nanofluidos (SWCNT/água), com os obtidos para o fluido base (água destilada), a fim de identificar se houve ou não intensificação em parâmetros como o fator de atrito, queda de pressão e o coeficiente de transferência de calor por convecção. Posteriormente, é apresentada uma comparação dos resultados do presente trabalho com resultados de diferentes pesquisas encontradas na literatura para nanofluidos de nanotubos de carbono.

Finalmente no capítulo 5, são apresentadas as principais conclusões deste trabalho, assim como a apresentação dos possíveis desdobramentos para trabalhos futuros.

CAPÍTULO II

REVISÃO BIBLIOGRÁFICA

2.1. Considerações Iniciais

Este capítulo apresenta uma detalhada revisão bibliográfica realizada ao longo de todas as etapas do presente trabalho. São inicialmente apresentados conceitos e terminologias compreendidos dentro da nanociência e nanotecnologia. São descritas as principais características das nanopartículas empregadas na sintetização do nanofluido que foi parte do objetivo de pesquisa, assim como uma contextualização histórica do desenvolvimento da nanotecnologia especificamente das definições, perspectivas, desafios e aplicações dos nanofluidos concebidos como a nova geração de fluidos de arrefecimento. Na sequência, são apresentadas características gerais e principais métodos de sintetização dos nanofluidos.

Na quarta seção da revisão bibliográfica são abordadas a caracterização das propriedades termo-físicas dos nanofluidos (massa específica, calor específico, condutividade térmica e viscosidade), sendo estas propriedades muito importantes na intensificação e melhoramento da eficiência dos processos de transferência de calor. Finalmente, as últimas duas seções são dedicadas ao estado da arte dos trabalhos relacionados ao desempenho da transferência de calor por convecção forçada em escoamento monofásico para nanofluidos, especialmente em escoamento interno em tubos horizontais cujas condições superficiais de transferência de energia são fluxo de calor constante. São também compreendidos na revisão a perda de carga, o coeficiente de atrito e potência de bombeamento para escoamento interno de nanofluidos, sendo estes parâmetros de grande importância na avaliação termo-hidráulica dos nanofluidos.

2.2. Nanomateriais

Nas últimas duas décadas, os nanomateriais estão sendo alvo de intensa pesquisa pela nanofísica e a ciência dos materiais, estes representam para a nanotecnologia uma grande possibilidade de desenvolvimento devido que o comportamento dos materiais a escala nanométrica podem ser completamente diferente ou desconhecido. O fato das nanopartículas apresentarem uma estrutura a nível molecular bem definida e organizada proporciona propriedades únicas ou intensificadas que são diferentes comparadas com o mesmo material num nível macroscópico.

2.2.1. Nanopartículas de Nanotubo de Carbono (NTC)

Em materiais a nonescala, dois tipos de nanopartículas têm despertado o interesse dos pesquisadores: os nanofios e os nanotubos de carbono (NTC), sendo estes últimos, descobertos por Iijima (1991) durante os estudos da superfície dos eletrodos de grafite utilizados para a síntese de fulerenos.

Os nanotubos de carbono podem ser descritos como uma estrutura cilíndrica de átomos de carbono, quase unidimensional composta de uma camada de grafite, que segundo Zeng, *et al.* (2006), oferecem enormes oportunidades para o desenvolvimento de materiais completamente novos, uma vez que apresentam uma condutividade térmica superior ao do diamante, além de ostentar propriedades mecânicas tais como rigidez, alta resistência e resiliência que superam as de qualquer material utilizado na atualidade.

A Fig. 2.1 mostra uma ilustração da configuração atômica de uma seção de um nanotubo de carbono.

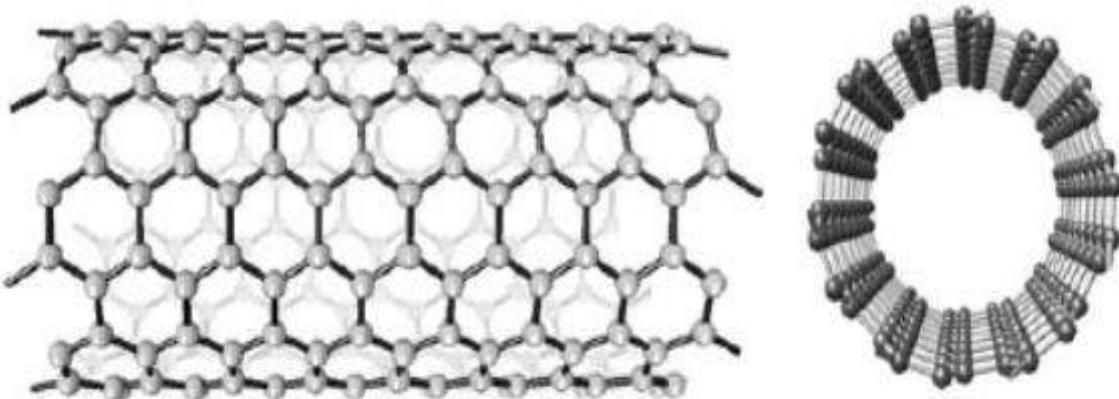


Figura 2.1 - Vista lateral e frontal da configuração atômica de uma seção de um nanotubo de carbono.

Em geral existem dois tipos de nanotubos de carbono. Os nanotubos de carbono de paredes simples (SWNT), que vem do inglês (*single-walled nanotubes*) e os nanotubos de carbono de paredes múltiplas (MWNT), do inglês (*multi-walled nanotubes*), que serão brevemente descritos a seguir.

2.2.2. Nanotubos de carbono de parede simples (SWNT)

Um nanotubo de parede simples é formado por uma única folha de grafeno enrolada ao longo de um vetor (m,n) sobre a rede plana de grafeno, mostrado na Fig. 2.2(a). Apresentam diâmetro na ordem de 1,4 nanômetros (similar ao diâmetro do fulereno C₆₀). O par ordenado (m,n) determinam dois parâmetros estruturais, isto é, o diâmetro e a quiralidade (helicidade). Os tubos (m,m) , como mostrado na Fig. 2.2(b) para o vetor $(8,8)$, são do tipo arm-chair (braços de poltrona), uma vez que, os átomos ao redor da circunferência estão em um padrão de poltrona. Os tubos $(m, 0)$ ilustrados na Fig. 2.2(c) para o vetor $(8,0)$, são denominados nanotubos zigue zague por causa da configuração atômica ao longo da circunferência e, finalmente, os nanotubos quirais (m,n) com as linhas de hexágonos em espiral ao longo do eixo do nanotubo apresentados na Fig. 2.2(d) para o vetor $(10,-2)$, respectivamente.

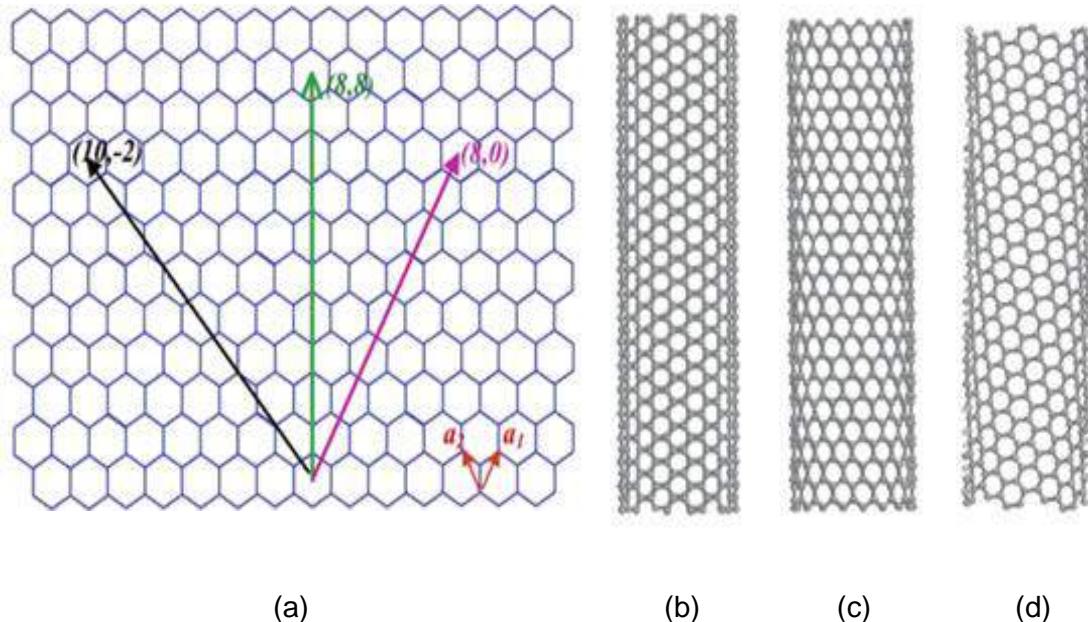


Figura 2.2 - Folha de grafeno: (a) Esquema estrutural. Os dois vectores de base a_1 e a_2 são mostrados. (b) Dobragem do tipo arm-chair (braços de poltrona), (c) tipo zig-zag e (d) dobragem de nanotubos quirais. Dai (2002).

Dependendo da quiralidade (o ângulo quiral entre hexágonos e o eixo do tubo), os (SWNTs) podem ser tanto metálicos como semicondutores, com intervalos de banda, que são relativamente grandes ($\approx 0,5$ eV para diâmetro típico de 1,5 nm) ou pequena (≈ 10 meV), mesmo que tenham diâmetros quase idênticos. Para mesma quiralidade em nanotubos semicondutores, o intervalo de banda é inversamente proporcional ao diâmetro. Assim, existem infinitas possibilidades do tipo de tubo de carbono, cada nanotubo pode exibir propriedades físicas distintas.

2.2.3. Nanotubos de carbono de paredes múltiplas (MWNT)

Os nanotubos formados por duas ou mais camadas simples de cilindros coaxiais, (obtidos enrolando uma folha de grafite), são conhecidos como nanotubos de carbono de paredes múltiplas (MWNT), estes podem conter tanto tubos quirais quanto aquirais, assim como apresentar diferentes ângulos quirais. Em ocasiões são fechados nos seus extremos com “hemisférios” de fulerenos, apresentando defeitos, causados pela presença de pentágonos e heptágonos. O comprimento dos (MWNT) varia desde décimos de nanômetros até vários micrômetros, e o diâmetro exterior varia desde um valor tão pequeno como 2 nanômetros até mais de 100 nanômetros Lan, *et al.* (2011).

2.3. Nanofluidos

2.3.1. Contexto Histórico

Sistemas de refrigeração eficientes, é um dos desafios científicos mais importantes para o desenvolvimento tecnológico dos processos industriais que se aplicam em diversas áreas como, por exemplo, a indústria aeroespacial, telecomunicações, manufatura de grande escala, a microeletrônica com dispositivos que operam em altas velocidades ou o transporte entre outras. A busca por uma eficiência energética maior, todos os processos que envolvem a transferência de calor como meio de gerenciamento energético, apresentam uma tendência crescente de aplicação.

A intensificação do processo de transferência de calor para obter sistemas de arrefecimento eficientes, que geralmente significa um aumento no coeficiente de transferência de calor, pode ser conseguida por intermédio da aplicação das chamadas técnicas ativas (requer da aplicação de energia externa) e passivas (não requer da aplicação de energia externa). Segundo Bergles (2002) a eficácia dos dois tipos de técnicas depende em grande medida do modo de transferência de calor, que pode variar de uma convecção livre, para uma convecção forçada em escoamento bifásico.

Técnicas ativas, como a aplicação de vibração das superfícies de troca, vibração do fluido de arrefecimento, auxílios mecânicos, aplicação de campos eletrostáticos, sucção ou injeção, são alguns dos métodos utilizados para intensificar o processo de transferência de calor, que consequentemente resulta num custo maior do aporte de energia e um aumento significativo de espaço para acomodar sistema de refrigeração. Técnicas passivas, como manipulação das geometrias e materiais da superfície de troca, assim como aplicação de superfícies rugosas e dispositivos que aumentem a área de troca ou a tensão superficial tornando o escoamento turbulento, tem apresentado resultados importantes. Por exemplo, Wu e Sundén (2014), avaliaram a transferência de calor em micro e minicanais, que possuem uma superfície relativamente maior em relação com seu volume. Os microcanais, alcançaram taxas de transferência de calor mais elevadas do que macrocanais ou canais convencionais e, concluíram também que a rápida aceleração do fluido e a proximidade com a parede proporcionam valores elevados do coeficiente de transferência de calor.

Contudo, as mudanças das geometrias, matérias e dispositivos empregados para obter sistemas de refrigeração mais eficientes, parecem não acompanhar as necessidades atuais, em parte causados pelo baixo desempenho da troca calor de fluidos térmicos convencionais como agua, óleos ou etileno glicol. A condutividade térmica da água é $\approx 0,6$

W/mK, superior à de todos os fluidos térmicos que se utilizam hoje em dia, sendo quase duas ordens de grandeza inferior à condutividade térmica de muitos metais e óxidos metálicos.

Historicamente, a utilização de partículas sólidas dispersas nos fluidos convencionais de transferência de calor como um aditivo a fim de modificar suas propriedades termofísicas foi introduzida por Maxwell (1873), Entretanto, todos os estudos realizados até meados dos anos 80 foram limitados a dispersões de partículas metálicas e de alguns óxidos nas escalas mili e micrométrica. No entanto, essas dispersões aumentarem a transferência de calor por condução em comparação com o fluidos base, apresentaram uma série de desvantagens ao nível do escoamento, tempo de vida dos aparelhos e da estabilidade da suspensão. Estas desvantagens, que foram descritos por Hoffmann (2014), são apresentados a seguir:

- *Sedimentação* – transcorrido algum tempo, as partículas tendem a sedimentar-se, ocasionando a formação de uma camada junto à superfície dificultando a capacidade de troca térmica.
- *Obstrução* – como resultado da sedimentação das partículas, tubulações ou canais de fluxo poderiam ser obstruídos, principalmente quando estes apresentam dimensões reduzidas.
- *Desgaste* – consequentemente com a sedimentação e obstrução, é necessário o aumento da vazão mássica (velocidade do fluido) para reduzir os dois primeiros efeitos o que propicia um desgaste dos componentes do sistema devido à ação abrasiva das partículas.
- *Perda de carga* – resultados experimentais demonstraram que o aumento da concentração das partículas no fluido ocasiona um aumento exponencial na perda de carga do sistema.
- *Condutividade* – Como é sabido o aumento da condutividade tem relação direta com a concentração das partículas no fluido, porém, com o incremento da condutividade os problemas anteriores seriam potencializados.

Como consequências das desvantagens que apresentavam este tipo de dispersões, não surgiram aplicações viáveis que favorecessem a intensificação do processo de transferência de calor. No entanto, a estratégia de melhorar a condutividade térmica dos fluidos convencionais continuou sendo um desafio para a comunidade científica, já que esta propriedade é crucial para desenvolvimento de equipamentos de transferência de calor energeticamente eficientes.

Com o advento da nanotecnologia e a eventual chance de sintetizar materiais na escala manométrica, possibilitou-se o surgimento de novas iniciativas que buscavam a intensificação das propriedades térmicas dos fluidos de trabalho como a relatada por Masuda, *et al.* (1993). Assim, partículas sólidas ultrafinas de Al_2O_3 , SiO_2 e TiO_2 , foram dispersas num fluido base, por intermédio da aplicação da técnica de repulsão eletrostática, apresentando um aumento da condutividade na dispersão proporcional à concentração. Estas partículas ultrafinas, com uma dimensões compreendidas entre 1 e 100 nanômetros (nm) ($1\text{nm} = 10^{-9}\text{ m}$), que possuem propriedades físicas e químicas únicas quando comparadas com as propriedades de partículas grandes (escala micrométrica ou maiores) dos mesmos materiais, que ao serem dispersas em fluidos convencionais de arrefecimento como água, óleos ou etileno glicol deu origem a um conceito inovador idealizado por Choi (1995), denominado de “Nanofluidos”.

2.3.2. Características gerais

Os nanofluidos têm atraído grande interesse da comunidade científica, principalmente, pela potencialização de suas propriedades térmicas. Após Choi (1995), ter proposto os nanofluidos como uma nova geração de fluidos de arrefecimento que superassem os desafios de desenvolver sistemas de troca térmica energeticamente eficiente, muitas pesquisas tem se dedicado ao tema, tanto experimentais como teóricas. Por exemplo, experiências realizadas por Eastman, *et al.* (2001) e Choi, *et al.* (2001) mostraram que a condutibilidade térmica da dispersão de nanopartículas de Cu em etileno glicol e de nanotubos de carbono em óleo, ambas com uma fração de volume de menos de 1%, aumentou 40% e 150%, respectivamente, em comparação com o fluidos base. Vários pesquisadores como Lee, *et al.* (1999), Xuan e Li (2000) e Xuan e Roetzel (2000) afirmaram que, com baixas concentrações em volume de nanopartículas (1-5% vol), a condutividade térmica das suspensões pode aumentar mais de 20%.

No entanto, Kebiinski, *et al.* (2005), menciona que alguns dos resultados experimentais são controversos, já que algumas vezes, excede em muito as previsões de teorias bem estabelecidas. Nesse sentido, é necessário realizar novas experiências, que descrevam e caracterizem adequadamente propriedades únicas dos nanofluidos, para propor aplicações que possibilitem desenvolvimento de novos equipamentos e a miniaturização dos sistemas de transferência de calor existentes.

As vantagens que apresentam as dispersões com nanopartículas, em comparação com dispersões convencionais de partículas de dimensões milimétricas ou micrométricas, é que o uso de nanopartículas, não só incrementa as propriedades de transferência de calor do líquido

ou fluido base, mas também aumenta a estabilidade da dispersão, reduz a sedimentação e a obstrução dos canais de fluxo o que reduz a queda de pressão Wang e Mujumdar (2007). Estas vantagens ou benefícios mencionados no trabalho de Hoffmann (2014) são principalmente em virtude de:

- As nanopartículas dispersas aumentam a área de superfície e a capacidade térmica do fluido (elevada superfície de contato partícula/fluido).
- As nanopartículas dispersas aumentam a condutividade térmica efetiva do fluido (nanopartículas de elevada condutividade térmica).
- A interação e colisão entre partícula-partícula, partículas-fluido e entre as partículas e a superfície de passagem de fluxo são intensificadas.
- A dispersão de nanopartículas diminui o gradiente de temperatura transversal do fluido na sua passagem.
- A potência de bombeamento é reduzida, quando comparada com aquela necessária para que fluidos puros possam atingir equivalentes níveis de melhoria na transferência de calor.
- Os problemas relativos à sedimentação, abrasão e entupimento são reduzidos quando comparados com suspensões convencionais de partículas micrométricas.

Para Li, *et al.* (2009), todas as nanopartículas sólidas com alta condutividade térmica podem ser utilizadas como aditivos para nanofluidos. Geralmente, a condutividade térmica dos sólidos é normalmente mais elevada do que a dos líquidos, conforme ilustrado pela Tab 2.1. As nanopartículas relatadas na literatura, que têm sido frequentemente utilizadas para preparar nanofluidos são: partículas metálicas, partículas não metálicas e nanotubos de carbono, sendo comumente utilizados com fluidos base a água, óleo de motor, acetona, deceno e etileno glicol.

Tabela 2.1 - Condutividade térmica de aditivos e fluidos base utilizados na preparação de nanofluidos.

Materiais	Simbolos	Condutividade Térmica [W/m.K]
<i>Materiais metálicos</i>		
Cobre	Cu	401
Prata	Ag	426 - 428
Ouro	Au	317 - 318
Alumínio	Al	237
Ferro	Fe	83,5
<i>Materiais não metálicos</i>		
Óxido de alumínio (Alumina)	Al ₂ O ₃	36 - 40
Oxido de zinco	ZnO	116
Oxido de cobre	CuO	69 – 76,5
Carbeto de silício	SiC	270 - 490
Silício	Si	148
Nanotubos de carbono	MWNTC	~3000
	SWNTC	~6000
Nanotubos de nitreto de boro	BNNTs	260 - 600
Diamante	C	~2300
<i>Fluidos base</i>		
Água	H ₂ O	0,613
Etileno Glicol	EG	0,253
Óleo de motor	EO	0,145
Polialfaolefina	PAO	0,142

Fonte: Li, *et al.* (2009).

2.3.3. Preparação de nanofluidos

A preparação de nanofluidos é uma operação delicada, não sendo, portanto, só uma simples mistura sólido-líquido. Quando se fala de dispersões de nanopartículas em fluidos base (água, óleos ou etíleno glicol), os fenômenos físicos e químicos próximos da escala atômica, são pouco conhecidos, sendo a preparação dos nanofluidos um passo fundamental que exige tratamento específico. Para Sundar e Singh (2013), suspensões estáveis, duradouras, sem aglomerações e, além disso, sem alterações químicas do fluido são requisitos essenciais dos nanofluidos, que devem ser satisfeitos no processo de preparação dos mesmos. Existem basicamente duas técnicas utilizadas para produzir nanofluidos: O método de um passo (do inglês, *One-Step Method*) e o método de dois passos (do inglês, *Two-Step Method*)

Método de um passo

O método de um passo consiste em produzir e dispersar simultaneamente as partículas em um fluido por deposição física de vapor (PVD). O enfoque da vaporização direta foi primeiramente desenvolvido por Akoh, *et al.* (1978) e foi chamado de técnica VEROs (do inglês, *Vacuum Evaporation onto a Running Oil Substrate*). A ideia original deste método foi a produção de nanopartículas, entretanto, era muito difícil separar posteriormente as partículas do fluido para produzir partículas secas. Uma modificação da técnica VEROs foi proposta por Wagener, *et al.* (1996). Eles utilizaram pulverização catódica com magnetron em altas pressões para a preparação de suspenções de partículas metálicas de prata (Ag) e ferro (Fe). Eastman, *et al.* (2001) desenvolveram uma modificação da técnica VEROs, no qual vapor de Cu é condensado diretamente em nanopartículas por contato com um líquido de baixa pressão de vaporização (Etileno Glicol) que está escoando. Lo, *et al.* (2005), sintetizaram nanopartículas para preparar nanofluidos de CuO, Cu₂O e Cu com diferentes fluidos dielétricos como fluido base. A técnica que eles utilizaram foi um sistema de sínteses de nanopartículas por arco submerso no vácuo “vacuum-SANSS (do inglês, *Submerged Arc Nanoparticle Synthesis System*)”. Lo, *et al.* (2005) aplicaram a mesma técnica na produção de nanofluidos de prata (Ag) e níquel (Ni), já que a técnica “SANSS” tinha demonstrado ser eficaz na produção e distribuição uniforme de nanopartículas, evitando as aglomerações e controlando o tamanho das nanopartículas CuO, dispersos em água deionizada.

As principais vantagens que apresenta o método de um passo é que são evitados os processos secagem, armazenamento, transporte, e dispersão de nanopartículas de modo que a aglomeração das nanopartículas é minimizada, e a estabilidade do fluido é aumentada. No entanto, este método tem como característica que o nanofluido é produzido por lotes, o que dificulta o controle de parâmetros importantes como concentração, quantidade do produto, o tamanho da nanopartícula. Além disso sómente podem ser utilizados fluidos base cuja pressão de vaporização seja reduzida, para serem compatíveis com o processo Li *et al.* (2009), razões pelas quais limitam sua viabilidade comercial e impedem com que método de um passo seja o futuro e principal método de produção de nanofluido.

Método de dois passos

O método de dois passos é amplamente utilizados na síntese e produção de nanofluidos considerando que existe uma disponibilidade comercial de diferentes tipos de nanopartículas que são fornecidas por diversas empresas. Neste método, as nanopartículas são inicialmente sintetizadas em forma de pó seco ultrafino, aplicando o processo de condensação de gás

inerte IGC (do inglês, *Inert Gas Condensations*) e, em seguida, são dispersas nos fluidos base, empregando energia externa extra, que pode ser fornecida com ajuda da agitação intensiva por força magnética, agitação ultrassônica, mistura de alto cisalhamento, ou homogeneização por alta pressão.

Uma vez que as técnicas para sintetizar nanopartículas foram estendidas nos níveis de produção industrializada, o método de dois passos tornou-se o método mais econômico para produzir nanofluidos em grande escala. Devido à alta superfície efetiva de contato das nanopartículas, estas tendem a aglomerar-se. O problema da aglomeração é devido às forças intermoleculares de Van Der Waals entre as nanopartículas, sendo o principal obstáculo na elaboração de nanofluido por meio deste método. No entanto, o problema está sendo resolvido com a aplicação de tratamentos químicos na superfície de contato das nanopartículas, os quais empegam baixas concentrações de tensoativos ou surfactantes. O propósito é reduzir os efeitos das forças intermoleculares e aumentar a estabilidade da dispersão Chaupis (2011). No entanto, a funcionalidade dos agentes tensoativos para aplicações em alta temperatura é também uma grande preocupação.

Na literatura tem se reportado um grande número de trabalhos cujo método de preparação de nanofluidos empregado foi o método de dois passos. Por exemplo, Eastman, *et al.* (1996), Lee, *et al.* (1999) e Wang, *et al* (1999) usaram o método de dois passos para produzir nanofluidos de alumina (Al_2O_3). Xuan e Li (2000) usaram nanopartícula de cobre (Cu) disponíveis comercialmente para preparar nanofluidos em dois fluidos base diferentes água e óleo de transformador. Murshed, Leong e Yang (2005) preparam uma dispersão de TiO_2 -água com a aplicação do mesmo método. Kwak e Kim (2005) empregaram o método de dois passos para preparar nanofluidos de uma dispersão de nanopartículas de CuO em etileno glicol (EG), sem aplicação de dispersantes. O método de dois passos também pode ser usado para sintetizar nanofluidos baseados em nanopartículas de nanotubos de carbono. Os nanotubos de carbono, tanto de parede simples como os de parede múltipla, são produzidos pelo método de pirólise onde ocorre uma ruptura da estrutura molecular original de um determinado composto pela ação do calor em um ambiente com pouco ou nenhum oxigênio.

Para Hoffmann (2014), desde a descoberta dos nanotubos de carbono, uma variedade de métodos foi desenvolvida para a síntese de nanotubos de carbono, em seu trabalho encontra-se, detalhadamente, alguns dos principais métodos para sintetizar nanotubos de carbono. Por exemplo, deposição de vapor químico (CVD) de hidrocarbonetos, descarga de arco elétrico, ablação por laser, formação eletrolítica de nanotubos de carbono, entre outros. Uma vez que características como geometria, tamanho, pureza e qualidade dos nanotubos tenham sido controladas, estes poderão ser dispersos num fluido base com ou sem uso de

surfactantes Kebbinski, *et al.* (2005). Oliveira (2012) e Hoffmann (2014) realizaram dispersões de nanopartículas em fluidos base com ajuda de um homogeneizador a alta pressão, onde a quebra das aglomerações é resultado da indução de altas taxas de cisalhamento. O sistema possui dois pistões que pressurizam a mistura líquido-nanopartícula, fazendo com que este passe forçosamente por canais estreitos, que orientam a mistura dentro de uma câmara comum, onde a velocidade do líquido é aumentada.

Oliveira (2012), como resultado do processo de homogeneização por alta pressão, obteve dispersões estáveis de nanopartículas de prata (Ag) em água. Por outro lado, Hoffmann (2014) aplicando o mesmo processo de homogeneização obteve dispersões de nanotubos de carbono de parede múltipla em água como fluido base. Os nanofluidos produzidos por eles resultaram em homogêneos e com tempos de estabilidades superiores aos seis meses. Na Tab. 2.2 são apresentados os nanofluidos produzidos por alguns pesquisadores, descrevendo características como métodos empregados na sintetização dos nanofluidos, o tipo de nanofluido, concentração e tamanho das nanopartículas.

Tabela 2.2 - Sínteses de nanofluidos reportados na literatura

Autor	Nanofluido	Processo de síntese	ϕ (%)	Tamanho da partícula (nm)
Eastman, <i>et al.</i> (2001)	Cu/EG	Um passo	0.3	10
Lo, <i>et al.</i> (2005a)	CuO/Água Cu ₂ O/Água Cu/Água	Um passo	[-]	49.1
Lo, <i>et al.</i> (2005b)	Ni/Água	Um passo	[-]	10
Zhu, <i>et al.</i> (2007)	Fe ₃ O ₄ /Água	Um passo	4	10
Eastman, <i>et al.</i> (1996)	CuO/Água CuO/Óleo Al ₂ O ₃ /Água	Dois passos	<5	36 36 <3
Lee, <i>et al.</i> (1999)	Al ₂ O ₃ /Água Al ₂ O ₃ /EG CuO/Água CuO/EG	Dois passos	<4	24 24 18 18
Wang, <i>et al.</i> (1999)	Al ₂ O ₃ /Água Al ₂ O ₃ /Óleo Al ₂ O ₃ /EG CuO/Água CuO/EG	Dois passos	5.5 7.4 8 9.7 14.8	28 28 28 23 23

Continua na página seguinte

Autor	Nanofluido	Processo de síntese	ϕ (%)	Tamanho da partícula (nm)
Xuan e Li (2000)	Cu/Água Cu/Óleo	Dois passos	5 7,5	100
Murshed, <i>et al.</i> (2005)	TiO ₂ /Água com Disp.	Dois passos	5	15 10-40
Kwak e Kim (2005)	CuO/EG	Dois passos	0,2	10-30
Oliveira (2012)	Ag/ Água	Dois passos	<1	10-20
Hoffmann (2014)	CNT/ Água	Dois passos	<0,24	[-]

Outros métodos

Existem outros métodos encontrados na literatura, onde são apresentados diferentes enfoques na produção de nanofluidos. Estas técnicas são geralmente utilizadas para combinações nanopartículas e fluidos base específicos. Por exemplo, Feng, *et al.* (2006), desenvolveram um método orgânico aquoso de mudança de fase simples e eficaz para a produção de nanopartículas de ouro, prata e platina. Este método pode ser aplicado na preparação de nanofluidos de Fe₃O₄ baseados em querosene impedindo a degradação da condutividade térmica com o tempo, a adição de ácido oleico consegue que as nanopartículas de Fe₃O₄ sejam compatíveis com o querosene. Wei e Wang (2010), desenvolveram um método para sintetizar nanofluidos de cobre por intermédio de microreações em uma solução química de microfluidos, onde parâmetros como concentração, quantidade de surfactante, tamanho e estrutura da nanopartícula podem ser variados e controlados apropriadamente. Embora este tipo de técnicas e processos químicos são mais utilizados para sintetizar nanomateriais de alta pureza e rendimento ou para a obtenção de filmes ultrafinos na fabricação de supercondutores, pretende-se que novos métodos para produção de nanofluidos sejam futuramente desenvolvidos e ofereçam outras possibilidades de obter nanofluidos estáveis por períodos mais longos de tempo.

2.4. Propriedades termo-físicas dos nanofluidos

Os nanofluidos podem ser considerados uma alternativa promissora de fluidos de transferência de calor, uma vez que, oferecem novas possibilidades para melhorar o desempenho da transferência de calor em comparação com fluidos puros. Os incrementos de transferência de calor, utilizando nanofluidos pode ser influenciado por fatores tais como: a gravidade, o movimento Browniano, as forças de atrito entre líquido e nanopartículas, sedimentação, dispersão, nanocamadas na interfase sólido-líquido e termoforese. Como

descrito anteriormente, não somente os incrementos na condutividade termina são a única causa de incrementos da transferência de calor por convecção. Estes fatores, também, podem apresentar um destaque na intensificação da transferência de calor e estão sendo abordadas e discutidas por diferentes grupos de pesquisa. No entanto, a caracterização dos nanofluidos é alvo de intensa pesquisa e resultados produzidos no que se refere a trabalhos experimentais, numéricos e analíticos, apresentam inconsistências. Segundo Hoffmann (2014), estas inconsistências nos resultados são principalmente atribuídas à falhas nas descrição do nanofluido, isto é, naquilo que diz respeito a técnica de preparação, o tipo e geometria das nanopartículas e a concentração em volume de nanopartículas, além disso, o questionamento da capacidade e eficácia da medição das propriedades dos nanofluidos utilizando os métodos e equipamentos convencionais.

Conforme mencionado anteriormente, a seguir serão abordadas as propriedades termofísicas que influenciam a intensificação da transferência de calor por convecção em nanofluidos: massa específica, calor específico, condutividade térmica e viscosidade.

2.4.1. Massa específica

Na maioria dos trabalhos, a massa específica dos nanofluidos é avaliada para ser compatível com a teoria da mistura. Pak e Cho, (1998), ao medirem a massa específica de amostras de nanofluido de dióxido de titânio e de alumina a base de água com concentração de nanopartículas de até 31,6%, encontraram um desvio máximo de 0,6% em relação aos resultados calculados pela teoria da regra da mistura.

Uma vez determinada a concentração em volume de nanopartículas na dispersão (ϕ), a massa específica das nanopartículas (ρ_{np}) fornecida pelos fabricantes e conhecendo a massa específica do componentes do fluido base (ρ_{fb}), finalmente a massa específica da dispersão (ρ_{nf}), pode ser calculada a partir da regra da mistura apresentada na Eq.(2.4).

$$\rho_{nf} = \frac{m_{nf}}{V_{nf}} \quad (2.1)$$

$$\rho_{nf} = \frac{m_{fb} + m_{np}}{V_{fb} + V_{np}} \quad (2.2)$$

$$\rho_{nf} = \frac{\rho_{fb}V_{fb} + \rho_{np}V_{np}}{V_{fb} + V_{np}} \quad (2.3)$$

$$\rho_{nf} = (1 - \phi) \rho_{bf} + \phi \rho_{np} \quad (2.4)$$

2.4.2. Calor específico

Para O'Hanley, *et al.* (2012), os nanofluidos estão sendo considerados em aplicações de transferência de calor. Assim, é importante conhecer as propriedades termo-físicas com precisão. Seu trabalho focou sobre a medição e validação de dois modelos para calcular o calor específico de nanofluidos ($c_{p,nf}$) que dependem da concentração e tipo de material das nanopartículas. Os autores apresentaram dois modelos para calcular o calor específico dos nanofluidos. O primeiro modelo que considera a concentração volumétrica das nanopartículas (ϕ), o calor específico do fluido base ($c_{p,fb}$) e o calor específico da nanopartícula ($c_{p,np}$), similar à teoria da mistura que é aplicado para misturas de gás ideal e que para os nanofluidos é calculado por intermédio da Eq.(2.5).

$$c_{p,nf} = (1 - \phi)c_{p,np} + \phi c_{p,fb} \quad (2.5)$$

No entanto, a Eq.(2.5) é aproximadamente correta somente para dispersões onde a diferença existente entre a massa específica da nanopartícula e do fluido base é pequena Wang, *et al.* 2010. O segundo modelo, é baseado no pressuposto do equilíbrio térmico entre as partículas e o fluido circundante, que aplicando a primeira lei da termodinâmica, origina-se o modelo matemático para o cálculo do calor específico do nanofluido ($c_{p,nf}$) dado pela Eq.(2.7).

$$V_{nf} (\rho c_p)_{nf} = \phi V_{nf} (\rho c_p)_{np} + (1 - \phi) V_{nf} (\rho c_p)_{fb} \quad (2.6)$$

$$c_{p,nf} = \frac{(1 - \phi)(\rho c_p)_{fb} + \phi(\rho c_p)_{np}}{(1 - \phi)\rho_{bf} + \phi\rho_{np}} \quad (2.7)$$

Embora o segundo modelo trabalhe com a fração em volume, também considera a capacidade térmica dos elementos envolvidos na suspensão. Tanto Wang, *et al.* (2010), como O'Hanley, *et al.* (2012), concluíram que os resultados obtidos experimentalmente do calor específico em nanofluidos de CuO/EG, CuO/água, SiO₂/água e Al₂O₃/água respectivamente, concordaram satisfatoriamente com o segundo modelo de predição para calor específico, baseado no equilíbrio térmico. Ainda assim, pesquisas como a realizada por Vajjha e Das

(2009), para medir o calor específico para três nanofluidos, $\text{Al}_2\text{O}_3/\text{EG-água}$, $\text{SiO}_2/\text{EG-água}$ e $\text{ZnO}/\text{EG-água}$, mostraram que os dois modelos existentes para determinar o calor específico em nanofluidos ($c_{p,nf}$) não apresentaram boa concordância com os valores obtidos experimentalmente. Consequentemente, foi desenvolvida uma correlação para calcular o calor específico em nanofluidos ($c_{p,nf}$) em função da concentração volumétrica das nanopartículas (ϕ), a temperatura, o calor específico do fluido base ($c_{p,fb}$) e o calor específico da nanopartícula ($c_{p,np}$). Portanto, a equação que melhor se ajustava aos dados experimentais de todos os nanofluidos produzidos foi a Eq.(2.8).

$$\frac{c_{p,nf}}{c_{p,fb}} = \frac{\left((A * T) + B * \left(\frac{c_{p,np}}{c_{p,fb}} \right) \right)}{(C - \phi)} \quad (2.8)$$

Onde A,B e C, são coeficientes de ajuste de curva para cada nanofluido produzido.

2.4.3. Condutividade Térmica

A condutividade térmica dos nanofluidos (k_{nf}) é uma das propriedades que mais tem sido pesquisadas e da qual tem uma grande quantidade de trabalhos reportados na literatura. Depois de Masuda, *et al.* (1993); Choi, *et al.* (2001); Eastman, *et al.* (2001); Xie, *et al.* (2003) e Murshed, , *et al.* (2005) ter relatado incrementos na condutividade térmica efetiva em dispersões de diversos tipos nanopartículas em diferentes fluidos base (água, etileno glicol ou óleos), ainda não está claro se o aumento da condutividade é anômalo ou está dentro das previsões da teoria do meio efetivo (EMT) de Maxwell (1873). Além disso, muitos relatos sobre a condutividade térmica de nanofluidos são controversos, devido aos comportamentos complexos associados à relação química e a física entre nanopartículas e o fluido circundante.

No entanto, o elevado número de pesquisas dedicadas nesta área, permitiu propor alguns efeitos que descrevem as tendências e comportamentos anômalos presentes na condutividade térmica dos nanofluidos. Uma lista dos principais efeitos que influenciam a condutividade térmica dos nanofluidos foram relatados por Philip e Shima (2012) são descritos na sequência:

- Efeito da concentração de nanopartículas (ϕ): Ainda alguns estudos são controversos, mas a grande maioria dos estudos realizados apresenta uma relação direta do incremento da condutividade do nanofluido com o incremento

da concentração de materiais nanoparticulados, estes incrementos estão dentro e fora das previsões da teoria do meio efetivo (EMT).

- Efeito da natureza do fluido base: A maioria dos estudos têm mostrado uma diminuição no incremento da condutividade térmica do nanofluido quando são utilizados fluidos base com maior condutividade, um exemplo deste efeito foi relatado por Chen, *et al.* (2008) que estudaram a condutividade térmica de nanofluidos de nanotubos de carbono (MWCNT) onde o fluido base utilizado foi água, etíleno glicol e glicerol. Eles mostraram que a intensificação da condutividade térmica foi menor para nanofluidos a base de água, já que o incremento de k_{nf} para concentrações em volume de 1% de nanotubos de carbono foi de 17,5% baseados em etíleno glicol, 16% para glicerol e 12% em água.
- Efeito da natureza da nanopartícula: Geralmente as pesquisas realizadas mostram que existe uma intensificação maior da condutividade térmica dos nanofluidos quando a condutividade térmica da nanopartícula é maior.
- Efeito do tamanho e forma das nanopartículas: quanto menores sejam as nanopartículas, maior é o incremento da condutividade térmica na mesma concentração, (ϕ), e quanto mais alongadas sejam as nanopartículas, maior será a condutividade térmica das mesmas, derivando numa maior intensificação da condutividade térmica do nanofluido.
- Efeito da temperatura: A influência da temperatura na condutividade térmica do nanofluidos continua sendo discutida, alguns trabalhos mostraram intensificação da condutividade térmica com incrementos de temperatura, outros apresentam uma relação menor desse efeito em nanofluidos e existe relatos que mostram a diminuição da condutividade com incrementos de temperatura.
- Efeito de aditivos: Manter a dispersão de nanopartículas estáveis nos fluidos base por longos períodos de tempo é um dos problemas que podem ser contornados com a aplicação de aditivos. O principal objetivo dos dispersantes é aumentar a estabilidade cinética, mantendo-se inalterável com o passar do tempo. Estudos tem revelado que os nanofluidos que apresentaram períodos

mais longos de estabilidade, apresentaram incrementos significativos na condutividade térmica.

- Efeito da acidez: Autores tem reportado que a aglomeração cinética de partículas pode ser controlada com o ajuste na acidez da dispersão. Por exemplo, Wang, *et al.* (2009) observaram que para nanofluidos de Cu e Al₂O₃ com água, a condutividade do nanofluido de todas as concentrações testadas aumentava, quando o pH diminuía, enquanto que para um pH mais alto a condutividade dos nanofluidos apresentava uma diminuição. Eles concluíram que um valor óptimo do pH poderia resultar em uma maior intensificação da condutividade dos nanofluidos.

Correlações para prever a condutividade térmica de nanofluidos

Maxwell (1873), foi um dos primeiros pesquisadores a estudar analiticamente a condução de fluidos com partículas suspensas. Estudou o fenômeno da condução sobre um enfoque macroscópico de transporte de calor, considerando suspensões bem diluídas e estáveis de partículas esféricas, para ignorar assim as interações entre elas. A expressão foi obtida da solução de uma equação de Laplace para o campo de temperatura no meio líquido circundante das partículas. Além disso, considerou um volume esférico total que contém todas as partículas esféricas da suspensão com uma condutividade térmica parcial (k_p), dentro de uma base com condutividade térmica (k_m). O resultado foi a Eq.(2.9), que é apresentada em uma nomenclatura arranjada para nanofluidos.

$$\frac{k_{nf}}{k_{fb}} = 1 + 3\phi \frac{k_{np} - k_{fb}}{2k_{fb} + k_{np} - \phi(k_{np} - k_{fb})} \quad (2.9)$$

Cabe destacar que a Eq.(2.9) desenvolvida por Maxwell (2013), é unicamente uma primeira aproximação para determinar a condutividade térmica e pode ser aplicada somente para misturas com partículas esféricas e baixa concentração volumétrica (ϕ).

Após do trabalho de Maxwell (2013), um grande número de modificações e ajustes foram realizados a partir da Eq.(2.9), levando em consideração parâmetros tais como a forma da partícula, distribuição das partículas no fluido base, altas concentrações em volume de partículas, aspecto externo da partículas e resistência de contato. Estes modelos propostos ao longo do século XX podem ser chamados de modelos clássicos, cujas principais

características são a Teoria do Meio Efetivo (EMT), considerações anisotrópicas para a condutividade térmica, distribuição das partículas, entre outras Chaupis, (2011).

Entre os modelos clássicos, o modelo que tem apresentado um aporte maior é o desenvolvido por Hamilton e Crosser (1962), já que contempla um parâmetro de avaliação da forma da partícula. O modelo apresentado pela Eq.(2.10) é atualmente aplicado para validação de resultados experimentais.

$$\frac{k_{nf}}{k_{fb}} = 1 + 3\psi^{-1}\phi \frac{k_{np} - k_{fb}}{(3\psi^{-1} - 1)k_{fb} + k_{np} - \phi(k_{np} - k_{fb})} \quad (2.10)$$

Onde (ψ) representa o parâmetro de esfericidade da partícula definida como uma razão entre a área superficial de uma espera e a área superficial de uma partícula, possuindo o mesmo volume da partícula suspensa. Por exemplo para ($\psi = 1$) a partícula é esférica e a equação resultante da Eq.(2.10) seria igual ao modelo de Maxwell (2013) apresentado na Eq.(2.9).

Estes modelos clássicos conseguem prever razoavelmente a condutividade térmica para misturas de partículas sólidas dispersas em fluidos base. No entanto, as comparações entre dados experimentais para condutividade térmica dos nanofluidos com as previsões dos modelos clássicos geralmente não são satisfatórias.

Diversos autores como Kebinski, *et al.* (2002) e Yu, *et al.* (2007), também justificaram que o aumento da condutividade térmica dos nanofluidos poderia estar associada a mecanismos tais como o movimento Browniano das nanopartículas, a camada interfacial entre a nanopartícula e o fluido base e as aglomerações de nanopartículas. Estes mecanismos, que foram identificados e formulados especificamente para escalas nanométricas, foram adicionados nas correlações clássicas para melhorar as previsões da condutividade térmica de nanofluidos.

Movimento Browniano: O movimento Browniano pode ser definido como um movimento aleatório que desloca as nanopartículas imersas num fluido. Este poderia ser um fator potencial para o cálculo da intensificação da condutividade térmica, já que justificaria incrementos da condutividade térmica que não são previstos pelas correlações clássicas. Este fenômeno, originalmente observado em 1828 pelo botânico escocês Robert Brown e posteriormente tratado por Einstein em 1905, estuda o comportamento irregular das partículas em suspensão, que surge devido aos movimentos moleculares térmicos. O resultado final é uma das expressões mais conhecidas de Einstein, precursora dos teoremas de flutuação-

dissipação, que relaciona a temperatura e a viscosidade do fluido com o coeficiente de difusão “D” Salinas, (2005), dado pela Eq.(2.11)

$$D = \frac{k_B T}{3\pi\mu d} \quad (2.11)$$

Onde ($k_B=1,381 \times 10^{-23}$) é a constante de Boltzmann, (μ) é a viscosidade do fluido e (d) é o diâmetro da partícula.

Com a Eq.(2.11), pode ser estimado o efeitos do movimento Browniano sobre a condutividade térmica comparando na mesma constante de tempo (τ), o movimento das partículas com a difusão de calor no fluido circundante. Em outras palavras a Eq.(2.12) relaciona o tempo que tarda uma partículas em deslocar-se para uma distância igual ao diâmetro dela, (τ_D), e a Eq.(2.13) relaciona o tempo necessário para difundir o calor através do líquido na mesma distância, τ_H .

$$\tau_D = \frac{d^2}{6D} = \frac{3\pi\mu d^3}{6k_B T} \quad (2.12)$$

$$\tau_H = \frac{d^2}{6X} = \frac{d^2 c_p \rho}{6k_f} \quad (2.13)$$

Baseados neste conceito, Xuan, Li e Hu (2003) propuseram uma modificação do modelo de Maxwell (2013), apresentado na Eq.(2.14)

$$\frac{k_{nf}}{k_{fb}} = 1 + 3\phi \frac{k_{np} - k_{fb}}{2k_{fb} + k_{np} - \phi(k_{np} - k_{fb})} + \frac{k_{fb} \rho_{np} c_{p,np} \phi}{2} \sqrt{\frac{k_B T}{3\pi \mu_{fb} r_c}} \quad (2.14)$$

Pode ser observado na Eq.(2.14) que a condutividade térmica do nanofluido depende da viscosidade do fluido base, da condutividade térmica do fluido base e da condutividade térmica, massa específica, calor específico e concentração das nanopartículas. Também pode ser observado que o modelo inclui os efeitos da aglomeração por intermédio da variável (r_c) que é definida como o raio médio das aglomerações presentes na dispersão, mas esta variável precisa ser determinada experimentalmente.

Camada interfacial ou nanocamada: chamada assim por Yu, et al. (2000), são estruturas de camada formada por moléculas de líquido próximas da superfície das nanopartículas. Esta nanocamada possui uma condutividade térmica diferente (k_{nc}) que é menor que a condutividade térmica da nanopartícula (k_{np}) e maior que a condutividade do fluido base (k_{fb}). Portanto, quanto maior seja sua espessura e condutividade, maior será a intensificação da condutividade térmica do nanofluido. Yu e Choi (2003), consideraram a existência da nanocamada e modificaram o modelo de Maxwell (2013), onde incluíram o efeito da camada interfacial. O resultado do seu trabalho foi descrito pelo seguinte modelo:

$$\frac{k_{nf}}{k_{fb}} = 1 + 3\phi_c \frac{k_c - k_{fb}}{2k_{fb} + k_c - \phi(k_c - k_{fb})} \quad (2.15)$$

Onde (k_c) é a condutividade térmica da camada interfacial que precisa ser previamente conhecida o que dificulta a aplicação do modelo. Uma representação esquemática da camada interfacial é mostrada na Fig. 2.3.

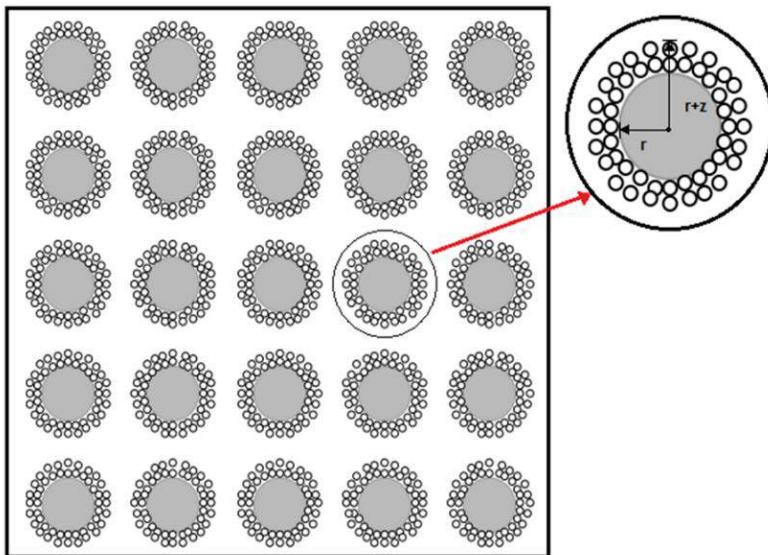


Figura 2.3 - Reresentação esquemática da camada interfacial em uma dispersão de nanopartículas. Yu e Choi (2003).

Efeito das aglomerações: As nanopartículas geralmente formam estruturas de aglomerados, a presença e quantidade de aglomerações influencia as propriedades físicas dos nanofluidos, estas estruturas de aglomerações agem como sistema locais de percolação o que beneficia a dissipação do calor da nanopartícula para o fluido base (ver Fig. 2.4), porém contribui para a intensificação da condutividade térmica do nanofluido. No entanto, uma

presença elevada de aglomerados na dispersão, ocasionaria instabilidades e prejudicaria o desempenho térmico e comportamento fluidodinâmico do nanofluido.

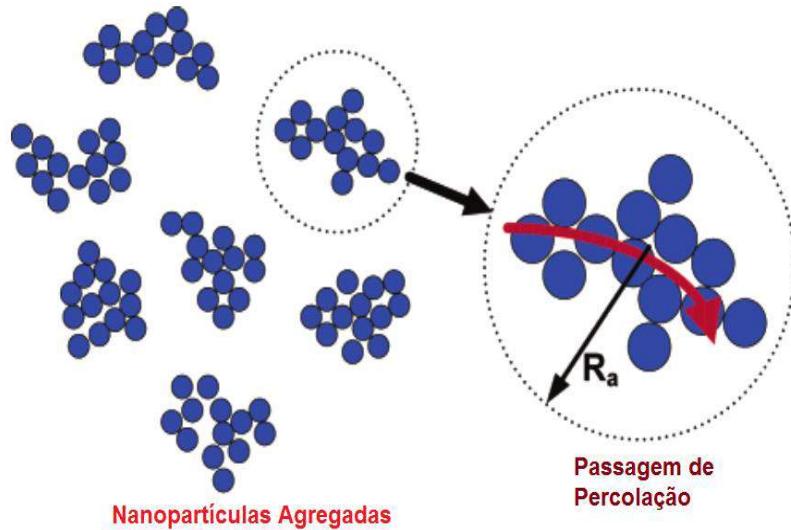


Figura 2.4 - Esquema de nanopartículas aglomeradas em uma dispersão onde (R_a) é o raio de giro do agregado. Prasher, *et al.* (2006).

Prasher, *et al.* (2006), observaram anomalias reportadas em trabalhos experimentais, onde a intensificação da condutividade térmica de nanofluidos poderia ser resultado da agregação de nanopartículas. O modelo proposto por eles inclui os efeitos dos agregados de nanopartículas e foi descrito pela Eq. 2.16, que também pode ser considerado com uma modificação do modelo de Maxwell (1873) apresentado na Eq.(2.9).

$$\frac{k_{nf}}{k_{fb}} = 1 + 3 \left(\frac{r_a}{r_{np}} \right)^{3-d_f} \phi_{np} \frac{k_a - k_{fb}}{2k_{fb} + k_a - \left(\frac{r_a}{r_{np}} \right)^{3-d_f} \phi (k_a - k_{fb})} \quad (2.16)$$

Onde (d_f) é a dimensão fractal, (r_a) é o raio de giro do agregado e (k_a) é a condutividade do agregado que pode ser estimada pela equação de Bruggeman (1935) descrita na sequência:

$$0 = \left[1 - \left(\frac{r_{np}}{r_a} \right)^{3-d_f} \right] \frac{k_{fb} - k_a}{2k_a - k_{fb}} + \left(\frac{r_{np}}{r_a} \right)^{3-d_f} \frac{k_{np} - k_a}{2k_a + k_{np}} \quad (2.17)$$

Finalmente, são mostrados na Tab. 2.3 os modelos existentes que apresentam maior destaque para predizer a condutividade térmica dos nanofluidos.

Tabela 2.3 - Modelos para predizer a condutividade térmica de nanofluidos

Autor	Expressão	Observações
Maxwell (1873)	$\frac{k_{nf}}{k_{fb}} = 1 + 3\phi \frac{k_{np} - k_{fb}}{2k_{fb} + k_{np} - \phi(k_{np} - k_{fb})}$	Partículas esféricas são consideradas.
Hamilton e Crosser (1962)	$\frac{k_{nf}}{k_{fb}} = 1 + 3\psi^{-1}\phi \frac{k_{np} - k_{fb}}{(3\psi^{-1} - 1)k_{fb} + k_{np} - \phi(k_{np} - k_{fb})}$	Partículas não esféricas. (ψ) é o parâmetro de esfericidade.
Xuan, et al. (2003)	$\frac{k_{nf}}{k_{fb}} = 1 + 3\phi \frac{k_{np} - k_{fb}}{2k_{fb} + k_{np} - \phi(k_{np} - k_{fb})} + \frac{k_{fb}\rho_{np}c_{p,np}\phi}{2\sqrt{3\pi\mu_{fb}r_c}} \sqrt{\frac{k_B T}{k_{fb}}}$	Considera efeitos do movimento Browniano das nanopartículas
Yu e Choi (2003)	$\frac{k_{nf}}{k_{fb}} = 1 + 3\phi_c \frac{k_c - k_{fb}}{2k_{fb} + k_c - \phi(k_c - k_{fb})}$	Considera efeitos de estruturas de camada interfacial
Prasher, et al. (2006)	$\frac{k_{nf}}{k_{fb}} = 1 + 3 \left(\frac{r_a}{r_{np}} \right)^{3-d_f} \phi_{np} \frac{k_a - k_{fb}}{2k_{fb} + k_a - \left(\frac{r_a}{r_{np}} \right)^{3-d_f} \phi(k_a - k_{fb})}$	Considera efeitos das aglomerações das nanopartículas

Métodos experimentais de medição da condutividade térmica dos nanofluidos

A condutividade é um dos parâmetros mais importantes e também responsável pela intensificação da troca térmica nos processos de transferência de calor. Consequentemente muitos trabalhos foram e continuam sendo realizados sobre esta propriedade característica de cada material. Atualmente, tem-se desenvolvido uma ampla variedade de métodos de medição da condutividade para diversos tipos de matérias. No entanto, a implementação dessas técnicas para realizar a medição da condutividade térmica em nanofluidos ainda é alvo de intensa discussão.

Alguns métodos de medição da condutividade térmica em nanofluidos foram mencionadas no trabalho de Buongiorno, et al. (2009), que apresentou medições da condutividade térmica realizada por mais de 30 instituições de pesquisa do mundo todo para amostras iguais de nanofluidos. Paul, et al. (2010), apresentaram um trabalho crítico de revisão sobre as técnicas mais utilizadas na medição da condutividade térmica dos nanofluidos. Os métodos de medição geralmente empregados para realizar a medição são descritos na Fig. 2.5.

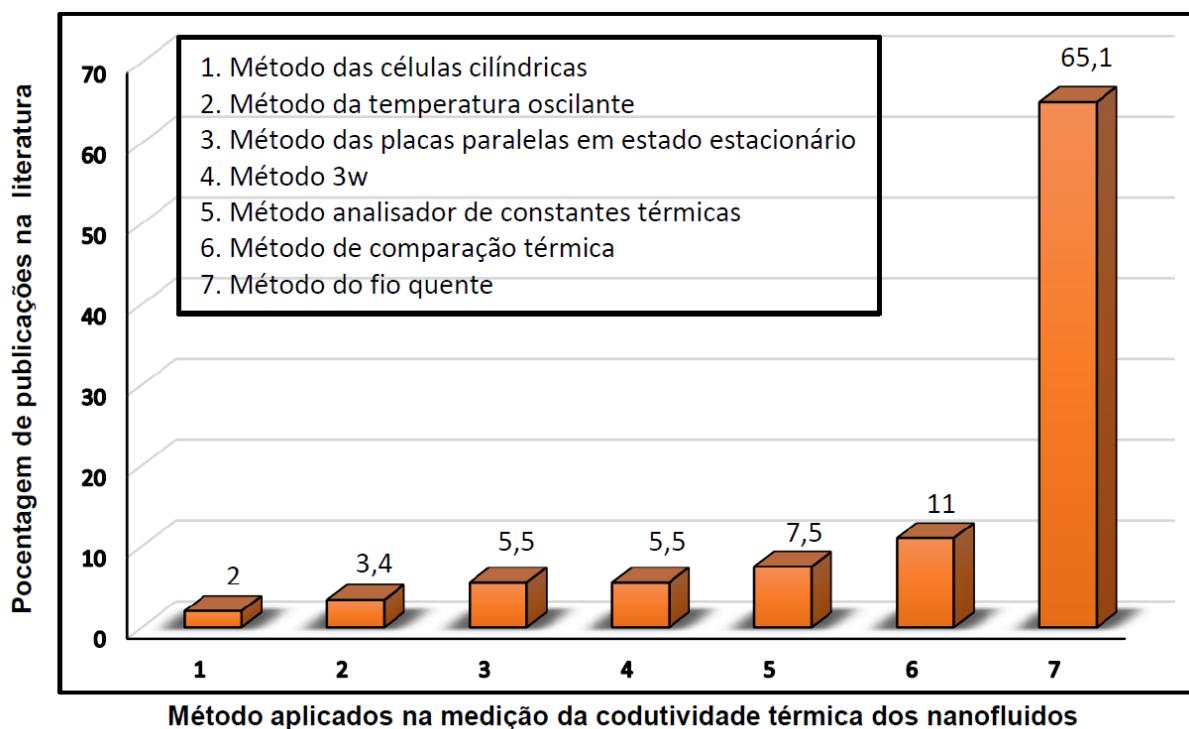


Figura 2.5 -Comparação dos métodos de medição da condutividade térmica dos nanofluidos. Paul, et al. (2010).

A seguir serão descritos brevemente alguns dos métodos para efetuar a medição da condutividade térmica dos nanofluidos.

Método do fio quente: O método do fio quente tem sido amplamente utilizado para medir a condutividade térmica dos nanofluidos. Ele realiza o cálculo desta propriedade por intermédio de um transiente de temperatura gerado por uma fonte de calor ideal, sendo geralmente empregada para esta função uma sonda metálica linear longa e fina imersa em um fluido. Esta sonda possui em seu interior uma resistência de aquecimento que é conectada a uma fonte de energia externa a qual fornece uma tensão contínua, mantendo o fluxo de calor constante ao longo desta. Além da resistência, dispõe de um termopar que mede a temperatura no intervalo de tempo da realização do experimento. O modelo matemático apresentado na Eq.(2.18), precisa dos dados de temperatura registrados para medir a condutividade.

$$\Delta T(r, t) = \frac{q}{4\pi k} \ln\left(\frac{4at}{r^2 C}\right) \quad (2.18)$$

Este modelo é uma derivação da equação de condução térmica, também conhecida como lei de Fourier, onde (k) e (α) são a condutividade e difusividade térmica do fluido testado e ($C=e^y$), sendo ($y=0,5772157$).

Xuan e Li (2000), aplicando o método de fio quente, mediram a condutividade térmica de nanofluidos de Cu/Óleo e Cu/Água. Este último para concentrações volumétricas de nanopartículas de 2,5% e 7,5% apresentaram incrementos na condutividade térmica de 24% e 78%, respectivamente.

Murshed, *et al.* (2005), mediram experimentalmente a condutividade térmica de nanopartículas de TiO_2 dispersas em água deionizada com uma concentração em volume de 5%, utilizando a técnica do fio quente. Os resultados mostraram que o nanofluido apresentou um incremento da condutividade térmica de 33% em comparação com o fluido base. Para evitar problemas associados à medição da condutividade em fluidos eletricamente condutores, a sonda é recoberta com uma camada fina de material isolante.

Método analisador de constantes térmicas: Este método utiliza a teoria da fonte plana transiente (TPS, do inglês Transient Plane Source) para calcular a condutividade térmica dos nanofluidos. O elemento TPS utilizado comporta-se como um sensor de temperatura e como fonte de calor, a medição da condutividade pelo TPS é baseado no princípio da condução de calor, assim como o método do fio quente. O método apresenta vantagens como uma ampla faixa de medição na ordem de (0,02-200 W/mK), flexibilidade no volume da amostra e rápida resposta na medida.

Zhu, *et al.* (2009), com nanofluidos sintetizados de Al_3O_2 /Água realizaram a medição da condutividade aplicando o método analisador nas constantes térmicas. Eles observaram incrementos de condutividade térmica de 10,1% num nanofluido cuja concentração mássica de nanopartículas foi de 0,15%.

No mesmo ano e aplicando o mesmo método de medição Jiang, *et al.* (2009) mediram a condutividade térmica em nanorefrigerantes de nanotubos de carbono CNT/R113. Seus resultados mostraram que o nanorefrigerante incrementou a condutividade térmica comparada com o fluido base (R113) em até 104% para uma concentração de em volume de nanopartículas de 1%.

Método do cilindro coaxial em regime permanente: Na configuração do método, o cilindro interno é aquecido por uma banda térmica e no cilindro externo são colocados termopares para registrar a temperatura de parede. Neste método, é registrada a diferença de temperatura entre as paredes do cilindro em regime permanente, quando o fluxo de calor

passa através do fluido. A condutividade térmica é calculada aplicando o modelo de Ziebland (1969) descrito pela Eq.(2.19).

$$k = C_g \frac{Q_1 - Q_2}{\Delta T_1 - \Delta T_2} \quad (2.19)$$

Sendo (C_g) um coeficiente geométrico, (Q_1 , Q_2) o fluxo de calor e (ΔT_1 , ΔT_2) são as correspondentes diferenças de temperaturas.

Glory, *et al.* (2008), aplicando este método, realizaram as medições da condutividade térmica para uma faixa de temperatura de 15°C a 75°C em nanofluidos de MWCNT/água. Sua medições mostraram incrementos na condutividade térmica de 64% para uma concentração em massa de nanopartículas de 3%.

2.4.4. Viscosidade

Quando um fluido sofre uma tensão de cisalhamento, ele começa a mover-se com uma taxa de deformação inversamente proporcional a uma propriedade chamada de viscosidade (μ). Estas tensões de cisalhamento originam-se das forças de atração entre moléculas relativamente próximas. A viscosidade é uma importante propriedade no escoamento dos nanofluidos, devido que parâmetros como a queda de pressão, potência de bombeamento, tipo de escoamento e transferência de calor por convecção dependem diretamente desta propriedade.

Embora na maioria dos trabalhos inicialmente publicados sobre o desempenho térmico-hidráulico dos nanofluidos foi considerado o comportamento reológico, os incrementos da viscosidade eram principalmente atribuídos aos efeitos da concentração volumétrica, no entanto, trabalhos como o desenvolvido por Mahbubul, *et al.* (2012), apresentam uma boa descrição de como a temperatura do fluido, o tamanho e a forma das nanopartículas, além da concentração de volume influenciam diretamente a viscosidade de um nanofluido. Por exemplo, Nguyen, *et al.* (2007) e Nguyen, *et al.* (2008), estudaram os efeitos da temperatura na viscosidade de nanofluidos de Al_2O_3 /Água e CuO /Água em uma faixa de temperatura de 21°C a 75°C, eles reportaram que a viscosidade das amostras testada diminuiu com o incremento da temperatura.

Em outro estudo baseado no efeito da temperatura na viscosidade dos nanofluidos Duangthongsuk e Wongwises (2009), encontraram que para nanofluidos de TiO_2 /Água, onde

a medição de viscosidade foi realizada para uma faixa de temperatura de 15°C a 50°C, esta propriedade diminuía quando aumentava a temperatura.

Anoop, *et al.* (2009), estudaram a viscosidade de nanofluidos de CuO/EG, Al₂O₃/EG e Al₂O₃/água para uma faixa de temperatura de 20°C a 50°C, onde a concentração em volume de nanopartículas variou de 0,5%, 1%, 2%, 4% e 6%. Seus resultados apresentaram incrementos da viscosidade em função da concentração em volume, apresentando decrementos em função do incremento da temperatura. Eles mostraram também que para concentrações em volume iguais de nanopartículas de Al₂O₃ dispersas em água, onde o tamanho da nanopartícula mudou de 45 nm a 150 nm de uma amostra para outra, a viscosidade apresentou um incremento para nanopartículas de 45nm.

Outras pesquisas realizadas por Chevalier, *et al.* (2007) e Namburu, *et al.* (2007), que mediram a viscosidade de nanofluidos de SiO₂/Etanol e SiO₂/EG respetivamente, onde os diâmetros da nanopartículas eram diferentes em cada concentração, também afirmaram que o resultado da viscosidade incrementou com a redução do diâmetro das nanopartículas. Eles concluíram que a viscosidade dos nanofluidos também é dependente do tamanho e da forma da nanopartícula.

Timofeeva, *et al.* (2009), reportou que existe uma forte dependência da viscosidade dos nanofluidos com a forma e o tamanho das nanopartículas. Eles concluíram que para a mesma concentração volumétrica, nanofluidos contendo nanotubos ou nanoplaquetas apresentam incrementos maiores de viscosidade em comparação com nanopartículas esféricas. Já para nanopartículas do mesmo tipo (nanotubos ou plaquetas) maiores razões de aspecto (relação comprimento-diâmetro da nanopartícula), resultavam em uma maior intensificação da viscosidade do nanofluido.

A viscosidade dos nanofluidos é uma das propriedades que tem sido cuidadosamente estudada e diversos modelos tem sido propostos para a previsão da viscosidade de fluidos com nanopartículas suspensas. A maioria destes modelos é baseada na teoria de Einstein, (1906), que propôs um modelo hidrodinâmico baseado nas equações de Navier-Stokes. Alguns dos modelos utilizados para a predição da viscosidade em dispersões sólido-líquido foram mostrados nos trabalhos de Oliveira (2012) e Hoffmann (2014) e são apresentados na Tab. 2.4. Em geral, pode ser observado, que uma deficiência destes modelos é não considerar a forma e natureza das nanopartículas no cálculo da viscosidade dos nanofluidos. Porem os modelos levam em consideração somente a concentração volumétrica de nanopartículas (ϕ) e a viscosidade do fluido base (μ_{fb}). Não obstante, a viscosidade do fluido base é fortemente dependente da temperatura.

Tabela 2.4 - Modelos analíticos e empíricos para estimar a viscosidade dos nanofluidos

Autor	Modelo
Einstein (1906)	$\mu_{nf} = (1 + 2,5\phi)\mu_{fb}$
Bruijn (1942)	$\mu_{nf} = \left(\frac{1}{1 - 2,5\phi + 1,552\phi^2} \right) \mu_{fb}$
Vand (1948)	$\mu_{nf} = (1 - 2,5\phi + 7,349\phi^2)\mu_{fb}$
Brinkman (1952)	$\mu_{nf} = \left(\frac{1}{(1 - \phi)^{2,5}} \right) \mu_{fb}$
Batchelor (1977)	$\mu_{nf} = (1 - 2,5\phi + 6,2\phi^2)\mu_{fb}$
Wang, <i>et al.</i> (1999)	$\mu_{nf} = (1 - 7,3\phi + 123\phi^2)\mu_{fb}$
Maïga, <i>et al.</i> (2004)	$\mu_{nf} = (1 - 0,19\phi + 306\phi^2)\mu_{fb}$
Nguyen, <i>et al.</i> (2008)	$\mu_{nf} = (1 - 0,025\phi + 0,015\phi^2)\mu_{fb}$

2.5. Transferência de calor por convecção forçada em nanofluidos

Segundo Choi (1995), os nanofluidos oferecem dispersões estáveis por longos períodos de tempo, incrementam pouco a perda de carga e apresentam uma maior condutividade térmica, o que favorece consideravelmente a transferência de calor por convecção. Para Pak e Cho (1998) e Xuan e Li (2003) a transferência de calor por convecção utilizando nanofluidos varia com as propriedades e dimensões das partículas, assim como a fração volumétrica. Devido às possíveis vantagens do uso dos nanofluidos, muitos pesquisadores têm estudado o desempenho da transferência de calor e características do escoamento de vários nanofluidos, com nanopartículas produzidas de diferentes materiais e vários fluidos base. Por exemplo, Wen e Ding (2004), usaram nanopartículas de Al_2O_3 dispersas em água com concentrações volumétricas de 0,6%, 1% e 1.6%, sob condições de escoamento de regime

laminar. Conseguiram acréscimos até 47% no coeficiente local de transferência de calor por convecção em comparação com o fluido base.

Ding, *et al.* (2006), mostraram em sua pesquisa que para nanofluidos MWCNT/Água, que continham uma concentração em massa de 0,5% nanopartículas nanotubos de carbono (CNT), atingiram uma intensificação máxima do coeficiente de transferência de calor local de 350% em escoamento laminar para $Re=800$. Eles concluíram que está intensificação não pode ser somente atribuída ao aumento da condutividade térmica do nanofluido. Fatores como a concentração de nanopartícula, razão de aspecto, acidez e características de escoamento também influenciariam a intensificação da transferência de calor por convecção.

Garg, *et al.* (2009), testaram MWCNT/Água como concentração de massa de nanopartículas de 1%. Descrevem o método de sintetização do nanofluidos, assim com a caracterização das propriedades termo-físicas, onde a condutividade apresentou um incremento de 20% em comparação com o fluido base e houve uma intensificação de 32% na transferência de calor por convecção para um número de Reynolds de 600.

Duangthongsuk e Wongwises, (2010), apresentaram experimentalmente o coeficiente de calor por convecção e o fator de atrito para uma dispersão de nanopartículas de TiO_2 em água, escoando num trocador de calor de tubo duplo em condições de regime turbulento. Os resultados mostraram que o nanofluido apresentou um aumento no coeficiente de transferência de calor por convecção de 26% para uma concentração volumétrica de 1,0% comparado com o fluido base. No entanto, também mostraram que para a maior concentração testada, de 2,0vol% obtiveram um decréscimo aproximadamente de 14% comparado com água.

Amrollahi, *et al.* (2010), realizaram experimentos na região de entrada do escoamento onde ocorre o desenvolvimento da camada limite térmica e hidrodinâmica utilizando nanofluidos funcionalizados de MWCNT/Água cuja concentração mássica de nanopartículas utilizada foi 0,25%. Seus resultados mostraram que para escoamento em regime laminar, o coeficiente de transferência de calor por convecção aumentou de 33% a 40% em comparação com o fluido base. Já para regime turbulento os incrementos obtidos foram de 5% a 25%. O critério de comparação utilizado foi o mesmo número de Reynolds.

Vajjha, *et al.* (2010), pesquisaram experimentalmente três nanofluidos: óxido de alumínio; óxido de cobre e óxido de silício, dispersos numa solução de 60% em massa de etileno glicol e 40% em massa de água, escoando num tubo circular em regime turbulento. Todas as correlações experimentais para determinar as propriedades termo-físicas dos nanofluidos foram desenvolvidas através de experimentos. Eles mostraram que o coeficiente

de transferência de calor para um número de Reynolds de 10000 aumentou em 29% para SiO_2 , 40% para Al_2O_3 e 43% para CuO , comparados ao fluido base.

Liu e Liao, (2010), testaram nanofluidos de MWCNT onde o fluido base era uma solução de água deionizada e cloreto de amônia para diminuir o arrasto e intensificar a troca térmica. Eles mostraram que para nanofluidos com concentração em massa de 1%, operando a 50°C, o coeficiente de transferência de calor aumentou 40% em comparação com o fluido base nas mesmas condições de número de Reynolds.

Asirvatham, *et al.* (2011), analisaram o transferência de calor por convecção forçada de nanofluidos. Eles realizaram experimentos usando nanofluidos de Ag/água em condições de regime laminar, região de transição e regime turbulento num tubo horizontal. O calor transferido na seção de teste foi realizado num trocador de calor de tubo duplo em contracorrente. As concentrações em volume utilizadas foram de 0,3%, 0,6% e 0,9%. Seus experimentos mostraram que a dispersão de nanopartículas de prata incrementou notavelmente o coeficiente de transferência de calor, como por exemplo, um acréscimo de 28,9% para $\phi=0,3\%$ e até 69,3% para $\phi=0,9\%$.

Sajadi e Kazemi (2011), analisaram experimentalmente a transferência de calor por convecção de nanofluido de dióxido de titânio/água em escoamento plenamente desenvolvido em regime turbulento em um tubo horizontal, onde a fração de volume utilizada de nanopartículas no fluido base foi até 0,25%. Eles mostraram que para baixas concentrações em volume de nanopartículas de TiO_2 , o coeficiente de transferência de calor, para um número de Reynolds de 5000 e concentração de $\phi=0,25\%$, o acréscimo do coeficiente de transferência de calor foi de 22% em comparação com a água.

Sundar, *et al.* (2012), usando suspensões coloidais estáveis de nanopartículas magnéticas de Fe_3O_4 , com diâmetro médio de 36 nm, analisaram experimentalmente o coeficiente de transferência de calor e o fator de atrito do nanofluido num tubo circular, a faixa de escoamento avaliada foi de $3000 < \text{Re} < 22000$, com concentrações em volume inferiores de 0,6%. Seus estudos encontraram que o nanofluido com uma concentração em volume de 0,6% teve um incremento de 30,96% no coeficiente de transferência de calor e um acréscimo de 10,01% do fator de atrito, comparado com a água.

Kumaresan, *et al.* (2013), mostraram uma intensificação de 150% e 92% do coeficiente local de transferência de calor em $x/\text{Di} = 93,46$ para nanofluidos de MWCNT/água-EG(70:30) cujas concentrações volumétricas de nanopartículas foram 0,45% e 0,15%. Uma possível explicação, segundo os autores, para a intensificação da transferência de calor por convecção

é que o movimento dos nanotubos de carbono dentro do fluido base perturba o rápido desenvolvimento da camada limite térmica.

Sundar, *et al.* (2014), analisaram experimentalmente o desempenho da transferência de calor por convecção em escoamento turbulento plenamente desenvolvido no interior de um tubo horizontal, uniforme, e constantemente, aquecido para nanofluidos híbridos de MWCNT- Fe_3O_4 /água. Seus resultados indicaram incrementos do número de Nusselt de 31,1% e uma penalidade na potência de bombeamento de 18% para Re igual a 22000 e concentração em volume de nanopartículas de 0,3%.

Ainda que todos os estudos anteriormente relatados mostrem que houve aumento da transferência de calor por convecção forçada utilizando nanofluidos escoando em regime laminar e turbulento, outras pesquisas mostram inconsistências nos resultados apresentados. Ou seja, sob certas condições relatam incremento no coeficiente de transferência de calor e sob outras não apresenta acréscimos ou mesmo apresentam uma diminuição no coeficiente de transferência de calor por convecção quando nanopartículas são adicionadas ao fluido base.

Pak e Cho (1998), observaram que em duas dispersões de partículas ultrafinas de óxidos metálicos Al_2O_3 e TiO_2 em água com concentrações em volume inferiores de 10%, o número de Nusselt em escoamento plenamente desenvolvido em regime turbulento aumentou proporcionalmente à concentração volumétrica e o número de Reynolds, no entanto, eles encontraram que para uma dispersão com 3% de concentração em volume, o coeficiente de transferência de calor por convecção foi 12% menor.

Lee e Mudawar (2007), realizaram experimentos em microcanais, usando nanofluidos com baixas concentrações de Al_2O_3 dispersas em água, para observar o desempenho como fluido de arrefecimento. Eles mostraram que apesar do aumento da condutividade térmica que resulta na capacidade de aumentar o coeficiente de transferência de calor comparado com a água para o mesmo número de Reynolds, a eficácia como fluido de arrefecimento é quase irrelevante.

Yu, *et al.* (2009), realizaram experimentos com nanofluidos, usando nanopartículas de carboneto de silício (SiC) dispersas em água como fluido base, com concentração em volume de 3,5%. O coeficiente de transferência de calor do nanofluido foi avaliado numa faixa de número de Reynolds de 3000 a 13000. Seus estudos mostraram que o nanofluido comparado com a água para as mesmas condições de número de Reynolds teve acréscimos compreendidos entre 50% e 60%. Para o critério de velocidade constante o coeficiente de transferência de calor do nanofluido foi 7% menor e para o critério de comparação de potência

de bombeamento constante, o coeficiente de transferência de calor do nanofluido apresentou uma diminuição de 20%.

Recentemente Meyer, *et al.* (2013), avaliaram experimentalmente o coeficiente de transferência de calor por convecção na condição superficial de fluxo de calor constante para nanofluidos MWCNT/Água escoando em um tubo horizontal em uma faixa de número de Reynolds de $1000 < Re < 8000$, incluindo a região de transição. Eles mostraram que para as três amostras testadas, cujas concentrações em volume foram 0,33%, 0,75% e 1% respetivamente, o coeficiente de transferência de calor do nanofluido apresentou um incremento em comparação com o fluido base para o mesmo número de Reynolds, mas quando as amostras foram comparados em função da velocidade do escoamento o coeficiente não apresentou incremento algum.

Hoffmann (2014), Avaliou experimentalmente o coeficiente de transferência de calor e a perda de carga evolvida no escoamento na região turbulenta de nanofluidos de nanotubos de carbono de parede múltipla facilmente dispersíveis a base de água. A vazão mássica variou de aproximadamente 20 até 100g/s, o fluxo de calor foi mantido constantemente em 10, 14 e 18 [kW/m^2], respetivamente, e as temperaturas de entrada foram controladas em 10°C, 15°C 20°C. O critério de comparação utilizada para avaliar o desempenho da transferência de calor por convecção foi o número de Reynolds (Re) e a velocidade mássica (G). Ele mostrou que para as três amostras testadas NT01 ($\phi=0,12\%$ e $r=600$), NT02 ($\phi=0,24\%$ e $r=100$) e NT03 ($\phi=0,24\%$ e $r=2400$) o coeficiente de transferência de calor aumentou 12,5%, 27% e 30% respectivamente comparado com o fluido base sobre o mesmo número de Reynolds (Re), No entanto, quando foi comparada a intensificação da transferência de calor por convecção com o mesma velocidade mássica (G) esta foi de -1% para NT01, -2% para NT02 e +6% para NT03.

Haghghi, *et al.* (2014), realizaram uma análise do desempenho da transferência de calor do nanofluido, utilizando como critério de comparação o número de Reynolds, velocidade do escoamento e potência de bombeamento, sendo este último, o critério de maior relevância. Com todas as pesquisas e análises da transferência de calor por convecção dos nanofluidos anteriormente detalhados e descritos na Tabela 2.5, ainda são necessários pesquisas adicionais que validem e verifiquem o desempenho da transferência de calor destes novos fluidos de arrefecimento.

Tabela 2.5 - Trabalhos experimentais sobre a transferência de calor por convecção em nanofluidos

Autor	Faixa de escoamento	Nanofluido	Incremento do h (%)
Pak e Cho (1998)	Turbulento	Al ₂ O ₃ /água	+45
Wen e Ding (2004)	Laminar	Al ₂ O ₃ /água	+ 47
Ding, <i>et al.</i> (2006)	Laminar	MWCNT/água	+350% do h local, mesmo Re
Yu, <i>et al.</i> (2009)	Turbulento	SiC/água	-7 para $\phi=3,5\%$, mesma velocidade
Garg, <i>et al.</i> (2009)	Laminar	MWCNT/água	+32 para concentração em massa de 1%, mesmo número de Reynolds.
Vajjha, <i>et al.</i> (2010)	Turbulento	SiO ₂ , Al ₂ O ₃ , CuO em [água-EG; (60:40)]	+29, +40 e +43 respectivamente, para mesmo Re.
Amrollahi, <i>et al.</i> (2010)	Laminar e Turbulento	MWCNT/água funcionalizados	+33% a 40%, para mesmo Re +5% a 25%, para mesmo Re
Duangthongsuk e Wongwises (2010)	Turbulento	TiO ₂ /água	+26 para $\phi=1\%$ -14 para $\phi=2\%$
Liu e Liao (2010)	Turbulento	MWCNT/ (água+ CTAC)	+40% para concentração em massa de 1%, mesmo número de Reynolds.
Asirvatham, <i>et al.</i> (2011)	Laminar, Transição e Turbulento	Ag/água	+28,9 -- +69,3
Sajadi e Kazemi (2011)	Turbulento	TiO ₂ /água	+22
Sundar, <i>et al.</i> (2012)	Turbulento	Fe ₃ O ₄ /água	+30,96
Kumaresan, <i>et al.</i> (2013)	Laminar	MWCNT/ [água-EG; (70:30)]	+92% do h local para $\phi=0,15\%$ +150% do h local para $\phi=0,45\%$; Para mesmo Re.
Meyer, <i>et al.</i> (2013)	Laminar, Transição e Turbulento	MWCNT/água funcionalizados	+33 para $\phi=1\%$, mesmo Re. -12,6 para $\phi=1\%$, mesma velocidade.
Sundar, <i>et al.</i> (2014)	Turbulento	MWCNT- Fe ₃ O ₄ /água	+31,1 do Nu para $\phi=0,3\%$; mesmo número de Reynolds.
Haghghi, <i>et al.</i> (2014)	Turbulento	TiO ₂ /água e Al ₂ O ₃ /água	+15%, mesmo Reynolds. -10%, mesma potência de bombeamento.
Hoffmann, (2014)	Turbulento	MWCNT facilmente dispersíveis/água	+12,5% para $\phi=0,12\%$ e $r=600$ +27% para $\phi=0,24\%$ e $r=100$ +30% para $\phi=0,24\%$ e $r=2400$ Para mesmo Re -1% para $\phi=0,12\%$ e $r=600$ -2% para $\phi=0,24\%$ e $r=100$ +6% para $\phi=0,24\%$ e $r=2400$ Para mesmo G.

2.6. Perda de carga e fator de atrito em escoamento interno de nanofluidos

Quando é analisado o escoamento interno em tubos, seja em escoamento laminar o escoamento turbulento, os efeitos viscosos são intensificados devido ao contato do fluido com as paredes, a rugosidade das superfície e a iteração entre as moléculas. É por isso que comportamentos fluidodinâmicos dos nanofluidos são também escopo de pesquisas que avaliam o desempenho termo-hidráulico destes novos fluidos de arrefecimento.

Uma das primeiras pesquisas que abordou a queda de pressão para escoamento interno em tubos foi a realizada por Xuan e Li (2003), eles expressaram que além de considerar características de intensificação de troca térmica é necessário saber sobre a resistência ao escoamento de nanofluidos. Nesse trabalho, foi determinado a fator de atrito (f) para nanofluidos de CuO/água com concentrações em volume de 1%, 1,2% e 1,5% e foi observado que o fator de atrito das três amostras foi praticamente igual ao fluido base. Nos experimentos não foi observado incremento significativo da queda de pressão que ocasionasse uma penalidade extra na potência de bombeamento. Este comportamento implicaria que o fator de atrito dos nanofluidos poderia ser determinado por intermédio de uma correlação clássica para escoamento monofásico.

Ko, *et al.* (2007), reportaram em seu trabalho experimental características sobre o escoamento de duas dispersões aquosas de nanotubos de carbono. Em uma dispersão foi adicionado um tensoativo para manter a estabilidade e, na outra dispersão, empregaram-se CNT contendo grupos funcionais oxigenados na superfície do nanotubo, que foram criados pelo tratamento ácido. Eles mostraram que sob condições de escoamento laminar o fator de atrito do nanofluido estabilizado pela adição de surfactante foi muito maior do que o nanofluido preparado pelo tratamento com ácido. As duas amostras apresentaram também um fator de atrito maior do que o fluido base (água destilada). No entanto, em regime turbulento o fator de atrito para as duas amostras tornaram-se muito semelhantes ao do fluido base.

Williams, *et al.* (2008), mediram a queda de pressão para água e para nanofluidos escoando no interior de um tubo horizontal em regime turbulento, completamente desenvolvido, sob duas condições, uma onde o tubo estava aquecido e a outra sem aquecimento. Isto foi realizado para explorar possíveis efeitos do gradiente de temperatura sobre a queda de pressão em nanofluidos. Seus resultados mostraram que para nanofluidos de Al₂O₃/água com concentrações em volume 0,9%, 1,8% e 3,6% e nanofluidos de ZrO₂/água com concentrações em volume 0,2%, 0,5% e 0,9%, a queda de pressão pode ser prevista dentro de uma incerteza de $\pm 10\%$, pelo modelo teórico, determinando previamente o fator de

atrito pela correlação clássica de Blasius para $Re < 30000$ ou pela correlação clássica de McAdams para $Re > 30000$.

Duangthongsuk e Wongwises (2010) e Fotukian e Esfahany (2010), mostraram que para nanofluidos de TiO_2 /água, com concentrações em volume inferiores a 2% e Al_2O_3 /água com concentrações em volume inferiores a 0,135%, em escoamento plenamente desenvolvido em regime turbulento, os fatores de atrito de todas amostras calculados a partir da medida da queda de pressão na seção de teste, apresentaram uma boa concordância com os valores que foram obtidos pela correlação clássica Colebrook para água.

Meyer, *et al.* (2013), determinaram experimentalmente o fator de atrito de nanofluidos MWCNT/água para mais de 80 pontos, compreendidos na faixa do número de Reynolds de 1000 até 8000. As medições da queda de pressão foram realizadas sem aquecimento da superfície externa do tubo para eliminar qualquer efeito da aceleração. Seus resultados foram comparados com os resultados de modelos teóricos de Poiseuille e Blasius. O modelo de Blasius apresentou um desvio médio para o fator de atrito de 3,3% para regime laminar e de 2,8% para regime turbulento, enquanto, para o modelo de Poiseuille o desvio médio foi 0,2% para regime turbulento e 0,5% para regime laminar em comparação com dados experimentais para o nanofluido.

Sundar, *et al.* (2014), obtiveram experimentalmente o fator de atrito por intermédio das medições da queda de pressão na seção de teste de nanofluidos de MWCNT- Fe_3O_4 /água escoando em uma faixa de número de Reynolds de 2500-22500. Eles observaram que os dados obtidos experimentalmente, para o fator de atrito do nanofluido, apresentaram um desvio máximo de $\pm 3\%$ comparado com as correlações de Blasius e Petukhov. Foi observado, também, que a queda de pressão do nanofluido para Re igual a 3000 foi 11% maior que a do fluido base e para Re igual a 22000 o aumento foi de 18%.

CAPÍTULO III

METODOLOGIA

3.1. Bancada Experimental

Com o objetivo de avaliar o desempenho termo-hidráulico de nanofluidos, o equipamento experimental foi idealizado e construído de tal forma que fosse possível determinar o coeficiente de transferência de calor por convecção e a perda de carga do fluido escoando em regime turbulento monofásico no interior de tubo circular reto e horizontal sob a condição de contorno de fluxo uniforme de calor na superfície.

O equipamento experimental foi, portanto, baseado e projetado de acordo com outros semelhantes na literatura, como o sistema experimental empregado por Ding, *et al.* (2006), e as bancadas experimentais desenvolvidos por Fotukian e Esfahany (2010) e Kumaresan, *et al.* (2013). Restrições inerentes à análise experimental, tais como limitado volume das amostras de fluido disponíveis para a análise, ou as limitações operacionais dos dispositivos e instrumentos comercialmente disponíveis foram também consideradas. Assim, o equipamento experimental do Laboratório de Energia, Sistemas Térmicos e Nanotecnologia, LEST-nano da UFU, que inicialmente foi desenvolvido por Paz (2014), sendo, posteriormente, modificado e aprimorado para realizar o presente trabalho. A bancada experimental possui os atributos necessários para que se estabeleçam as condições fluidodinâmicas e térmicas necessárias a fim de atender as hipóteses e exigências teoricamente estabelecidas para a solução analítica e/ou experimental do problema em questão.

Neste sentido, a Fig. 3.1, apresenta o diagrama esquematizado da bancada experimental, mostrando os equipamentos que compõem a bancada, tais como a seção de testes, o circuito de pré-aquecimento, o trocador de calor do circuito de resfriamento, o reservatório e a bomba com acoplamento magnético.

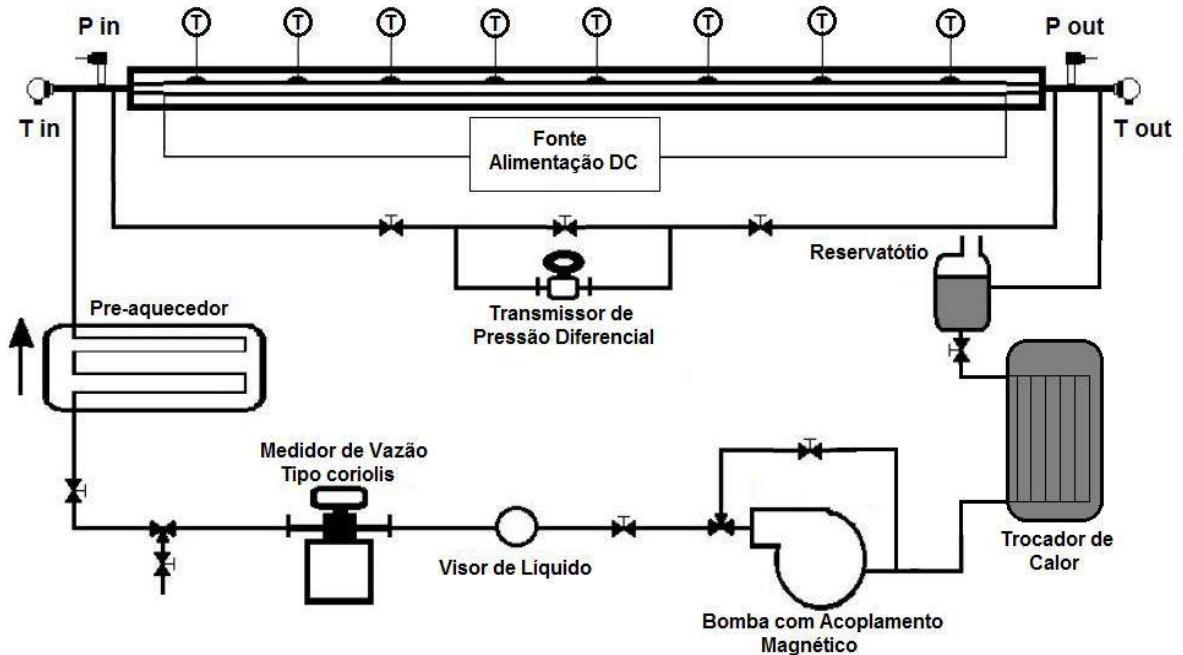


Figura 3.1 - Diagrama esquematizado da bancada experimental.

3.1.1. Seção de Testes

Um dos componentes que foi objeto de modificações para realizar experimentos do presente trabalho foi a seção de testes. Esta é constituída de tubo circular de latão de interior liso (fornecido por *Termomecânica S/A*) com diâmetro interno de 6,35 mm, diâmetro externo de 12,7 mm e espessura de parede de 3,175 mm, apresentando um comprimento total de 2480 mm.

Para realizar o balanço de energia foi definido o volume de controle mostrado na fig. 3.2, aplicando o princípio de conservação de energia para um fluido escoando em regime permanente no interior de tubos, onde obtém-se a Eq.(3.1).

$$\dot{Q} = \dot{m}c_p(T_{m,s} - T_{m,e}) \quad (3.1)$$

Onde $T_{m,s}$ e $T_{m,e}$ são as temperaturas médias de entrada e saída de entrada e saída da seção de teste, \dot{m} é a vazão mássica e \dot{Q} é a taxa de transferência calor para o fluido base. Entretanto, a transferência de calor é determinada pela definição do coeficiente local de transferência de calor por convecção obtido pela Eq.(3.2), denominada como lei de resfriamento de Newton.

$$q''_s = h(T_{p(x)} - T_{m(x)}) \quad (3.2)$$

Onde $T_{p(x)}$ é a temperatura de parede registrada por 24 termopares tipo T, colados na superfície do tubo ao longo da seção de teste. É importante ressaltar que a temperatura média do fluido varia durante o processo de aquecimento.

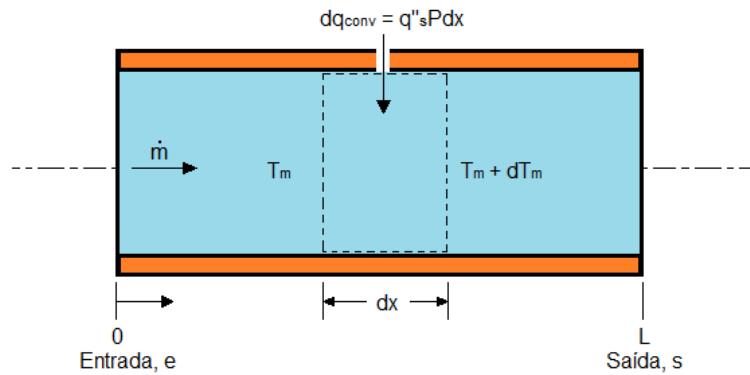


Figura 3.2 - Volume de controle para o balanço de energia. Incropera e Dewitt (2003).

Sendo a condição de contorno de fluxo de calor constante, o parâmetro requerido para a solução do problema, é obtido finalmente o balanço de energia para o volume de controle descrito pela Eq.(3.3).

$$\dot{Q} = q''_s A_s = \dot{m} c_p (T_{m,s} - T_{m,e}) \quad (3.3)$$

Onde, A_s é a área interna do tubo da seção de teste.

A temperatura da parede é uma das medições mais complexas e delicadas, que necessita de uma atenção especial. Assim, para realizar esta medição com maior exatidão e precisão foram colocados 24 termopares tipo T modelo *TT-T30SLE* (fornecidos pela *OMEGA ENGINEERING, INC.*), distribuídos em 8 pontos ao longo da parede do tubo da seção de teste, seguindo a metodologia proposta por *SMOUT* (1996). Ele menciona em seu trabalho que a medição de temperatura de parede deve ser realizada sem colocar ortogonalmente a junção do termopar com a superfície aquecida. Assim, os termopares foram fixados em ranhuras confeccionadas no tubo em diferentes posições, a partir da entrada como mostrado na Tab. 3.1. As ranhuras que permitiram a fixação do termopar tipo T em três posições axiais, possuem uma profundidade de 1,8 mm, uma largura de 3 mm e comprimento de 20 mm,

conforme mostrado na Fig. 3.3. O APÊNDICE I, apresenta o detalhe construtivo e calibração dos termopares.

Tabela 3.1 - Localização dos termopares na seção de testes.

Termopar	Posição a partir da entrada [mm]	Referência [°]
1	88	270
2	88	0
3	88	90
4	385	270
5	385	0
6	385	90
7	687	270
8	687	180
9	687	90
10	982	270
11	982	0
12	982	90
13	1285	270
14	1285	0
15	1285	90
16	1585	270
17	1585	0
18	1585	90
19	1886	270
20	1886	0
21	1886	90
22	2186	270
23	2186	0
24	2186	90

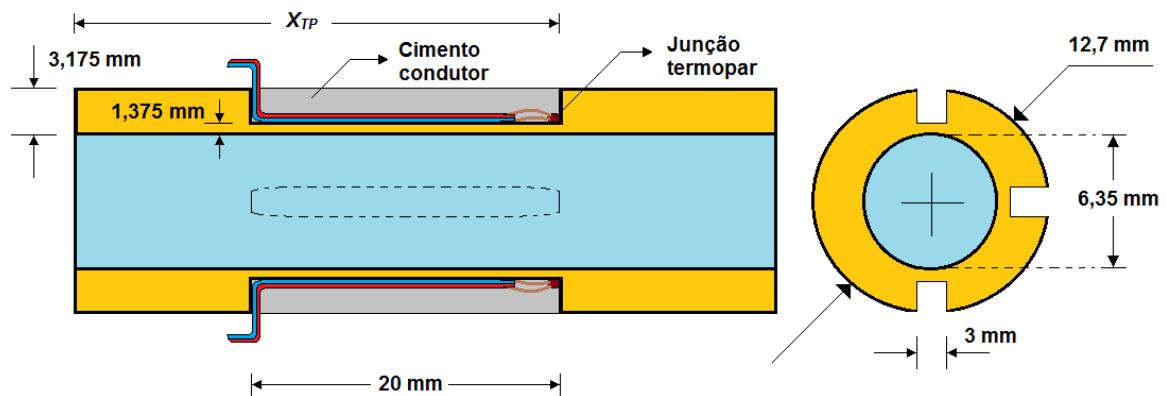


Figura 3.3 - Vista frontal e lateral de um segmento da seção de teste

Uma vez a superfície do tubo foi acondicionada para colocar os termopares, estes foram fixados dentro das ranhuras, pressionando a junção do termopar com a superfície e, na sequência, adicionando uma ligeira camada de cola instantânea. É importante mencionar que a continuidade da corrente elétrica entre os dois fios do termopar foi verificada. Após a cola ter secado completamente, a ranhura foi recoberta com uma camada de cimento condutor tipo CCC 60-OMEGA (fornecido por OMEGA ENGINEERING, INC) e, finalmente, curada a camada de cimento, o excesso deste foi removido manualmente com auxílio de lixa. O resultado do procedimento pode ser observado na Fig. 3.4.

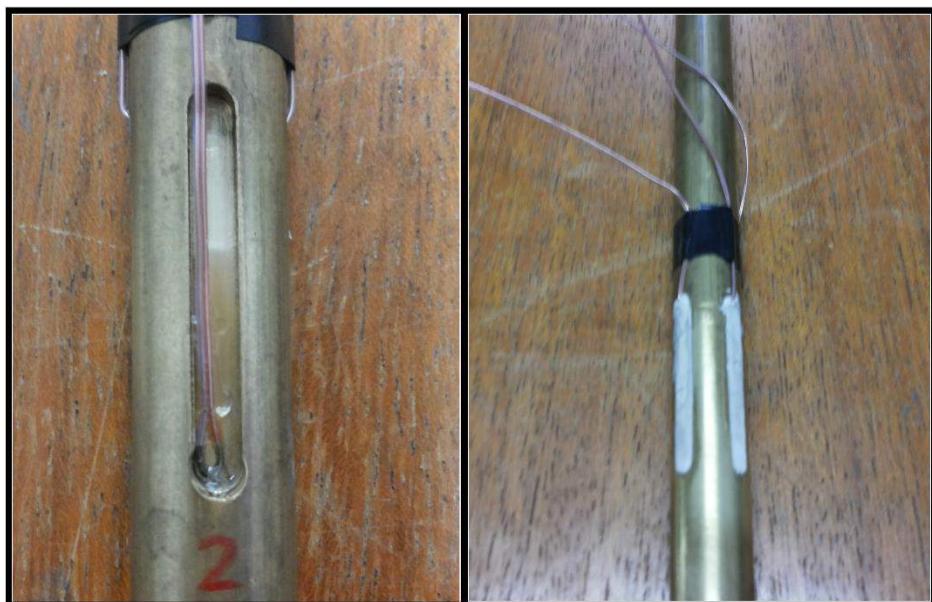


Figura 3.4 - Fixação dos termopares no tubo da seção de testes.

A condição de contorno de fluxo de calor constante aplicado à parede do tubo foi proporcionada pelo aquecimento de 12 resistências elétricas do tipo fita flexíveis, isoladas com poliamida, modelo KH serie 115 Volts 10W/in² – Flexible Heaters (fornecidas por OMEGA ENGINEERING, INC.). Estas fitas flexíveis foram enroladas e fixadas sobre toda a área externa do tubo da seção de teste com auxílio de fixa adesiva de poliamida (*kapton* – DUPONT®). A Fig.3.5, apresenta o resultado do procedimento realizado na fixação das resistências elétricas.



Figura 3.5 - Fixação das resistências tipo fita flexíveis.

A potência elétrica querida para efetuar o aquecimento das fitas resistivas foi controlada por meio de um variador de tensão monofásico (Variac) de 10 KVA e corrente máxima 40A, modelo JNG-TDGC2-10 (fornecido por *iTesT Medição e Automatização Ltda.*). Uma vez estabelecida a resistência equivalente, a corrente e a tensão foram medidas por intermédio de um sensor linear integrado de corrente modelo ACS712x20A, baseado no efeito hall, que está relacionado com o surgimento de uma diferença de tensão em um condutor elétrico, transversal ao fluxo de corrente e um campo magnético perpendicular à corrente como está descrito na Fig.3.6. Apesar do sensor apresentar uma curva de calibração fornecida pelo fabricante, foi realizada uma nova curva de calibração para este instrumento, além de conferir, continua e separadamente, a voltagem e a corrente, por intermédio de um amperímetro MESCO – DM-890 e um multímetro digital (PC-COMM MINIPA ET-2715 A - BRYMEN) respectivamente.

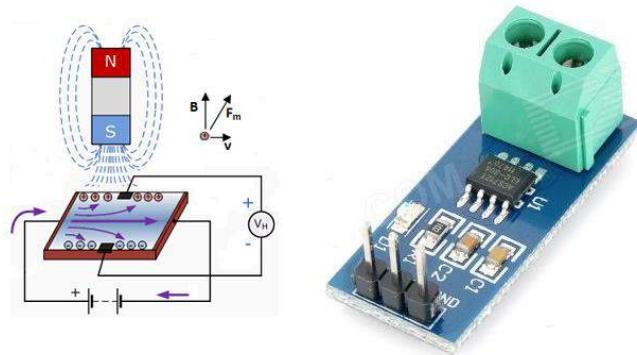


Figura 3.6 - Sensor de corrente baseado no efeito Hall.

A medição da temperatura média do fluido na entrada e na saída da seção de teste foi realizada por intermédio de dois transmissores de temperatura tipo RTD (do inglês, *Resistance Temperature Detector*) modelo PT100 de três fios (fornecidos por *IOPE Instrumentos de precisão Ltda.*). Para a instalação destes instrumentos foi necessário a fabricação de peças de nylon, posicionadas logo após da saída do pré-aquecedor e na saída da seção de teste. O detalhe construtivo da peça permitiu que a bainha do sensor ficasse dentro da região de turbulência, ocasionada pela curva de 90°, como pode ser observado na Fig. 3.7. A região de turbulência homogeneiza a temperatura do fluido, permitindo registrar valores mais adequados para a temperatura média na entrada e saída da seção de testes.

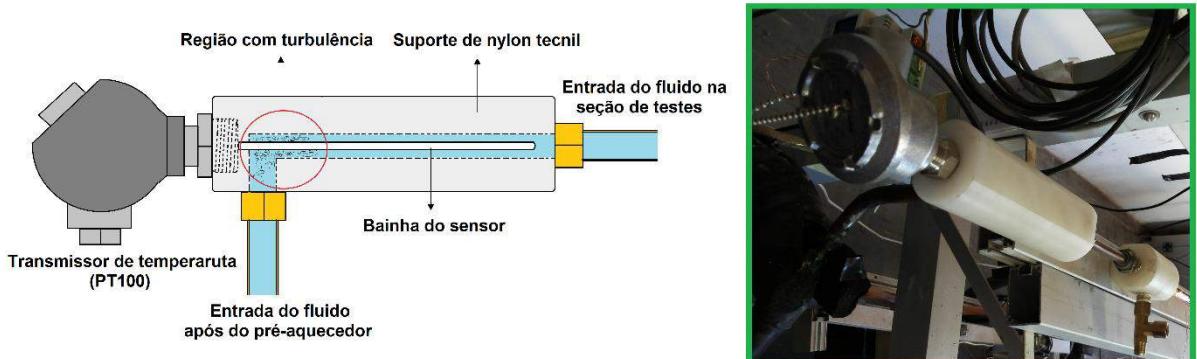
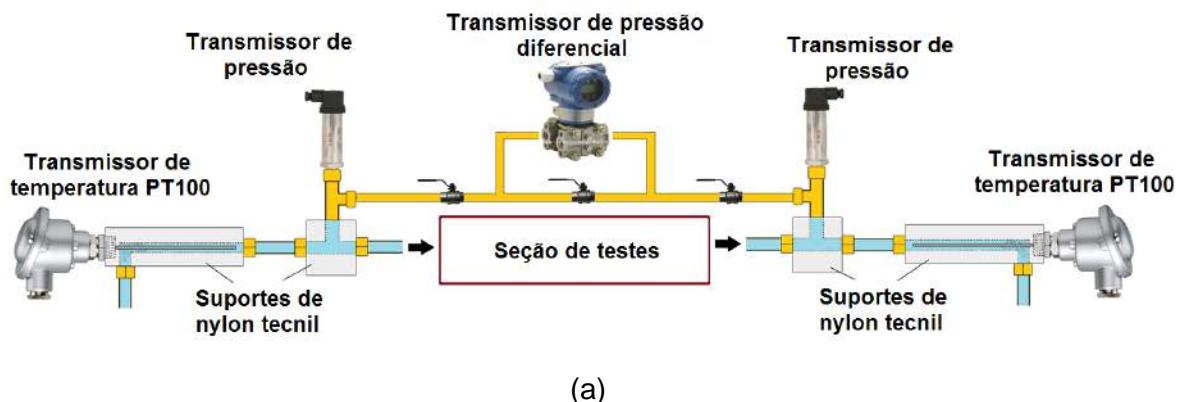


Figura 3.7- Detalhe da instalação dos transmissores de temperatura na entrada e saída da seção de testes.

Para realizar avaliação fluidodinâmica, a partir da medição a queda de pressão e o cálculo do fator de atrito, foram instalados dois transmissores de pressão de efeito piezo resistivo *PSI40* da *Zurich*, que medem a pressão manométrica na entrada e na saída da seção de teste. No entanto, também foi introduzido um transmissor de pressão diferencial, modelo

Deltabar S PMD75 (fornecidos por *Endress+Hauser*), que permite registrar simultaneamente e, com maior exatidão, a queda de pressão na seção de teste. Estes instrumentos também precisaram da usinagem de peças especiais de nylon para fixação à seção de teste. As peças fabricadas de nylon não somente suportavam a instalação dos instrumentos de medição de pressão e temperatura, como também atuavam como isolantes que impediam tanto a perda de calor axial pelo tubo da seção, como o aquecimento dos transmissores devido à ação das fitas resistivas. A Fig. 3.8a, apresenta um esquema estrutural da instalação dos instrumentos de medição na seção de testes. Finalmente, a seção de testes foi isolada termicamente com uma camada de lã de rocha de 25mm de espessura e todo o conjunto foi recoberto como uma manta isolante de espuma elastomérica de borracha sintética com espessura de 20mm como mostrado na Fig.3.8b.



(a)



(b)

Figura 3.8 – (a) Esquema estrutural da instalação dos instrumentos de medição na seção de testes. (b) Seção de teste isolada

A bomba de engrenagens, com acoplamento magnético, o visor de líquido e o medidor de vazão mássica tipo Coriolis, completam os equipamentos que compõem o circuito principal

de escoamento da bancada experimental. A seguir, uma breve apresentação destes três equipamentos.

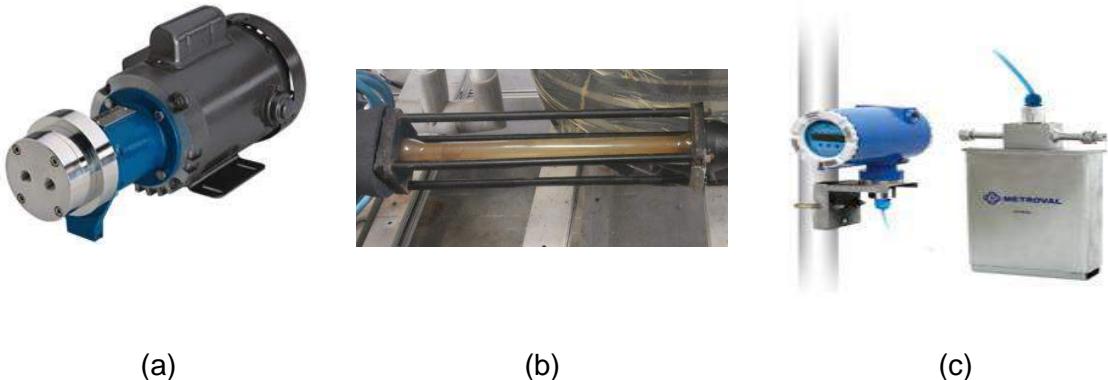


Figura 3.9 - (a) Bomba magnética. (b) Visor de líquido. (c) Medidor de vazão mássica

O equipamento responsável pela circulação do fluido no circuito principal é a bomba de acoplamento magnético de engrenagem não metálicas (*ROTOGEAR MAGNETIC-DRIVE PUMPS*, série 4, modelo 45 fornecida por *Liquiflo Chemical Precessing Pums Ltd.*), conforme ilustra a Fig. 3.9a, com uma vazão máxima de 13 L/m. A bomba está montada em bloco com um motor elétrico de 0,5 CV. A energia de alimentação da bomba é fornecida por um inversor de frequência (modelo *VLT 2800* fornecido por *Danfoss*), que permite realizar o controle da vazão do fluido em escoamento. Foi realizado, também, um by-pass manipulado pela ação de uma válvula para atingir as condições necessárias dos ensaios experimentais, além de proporcionar uma proteção por algum incremento repentino na pressão do sistema.

Uma vez que a bancada experimental é termicamente isolada, o visor de líquido foi idealizado e instalado com a intenção de visualizar o escoamento do fluido durante os ensaios, com o objetivo de observar se o nanofluido sofreu alguma alteração da sua estabilidade ou verificar que não há presença de bolhas no escoamento no interior do sistema, conforme observado na Fig. 3.9b.

O último dos equipamentos que completa o circuito principal da bancada é o medidor de vazão mássica, mostrado na Fig. 3.9c. Ele é composto por um conjunto sensor-transmissor. O sensor do tipo coriolis, (modelo *RHM06-4F1PS*) e o transmissor ou unidade eletrônica (modelo *CMM01*) foram fornecidos por *METROVAL Controle de Fluidos Ltda*. O conjunto consegue operar em uma faixa compreendida entre 0,0098 a 0,01686 kg/s, portanto, o instrumento de medição atinge os requerimentos para realizar os testes das condições nominais estabelecidas.

3.1.2. Pré-aquecedor e circuito de resfriamento

A seção de pré-aquecimento foi configurada e construída com o objetivo de ajustar e manipular a temperatura do fluido na entrada da seção de testes. Para isto, foi necessário fabricar um trocador de calor do tipo casco tubo de fluxo em contracorrente. No tubo interior, escoa o fluido a ser testado, cuja vazão mássica é controlada pela ação do inversor de frequência na bomba magnética. O fluido de teste, que é resfriado logo após da seção de teste precisa ser pré-aquecido, entretanto, o calor necessário para elevar a temperatura do fluido de teste é transferido da água quente que circula no tubo externo pela ação de uma bomba centrífuga. A temperatura da água é controlada com auxílio de um controle liga/desliga que recebe o sinal enviado pelo sensor de temperatura instalado na entrada do trocador de calor. Quando o valor de temperatura programado no controlador é atingido, automaticamente, é desarmado a contadora que fornece a energia da resistência elétrica de 9kW, que está imersa no interior do reservatório da água. Uma ilustração esquematizada da seção de pré-aquecimento é apresentada na Fig. 3.10.

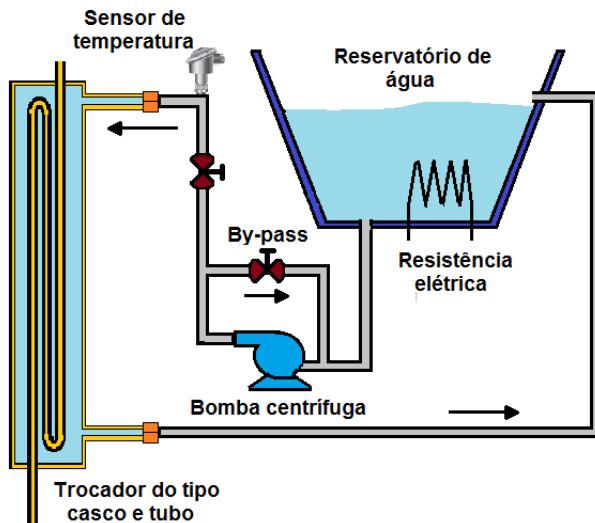


Figura 3.10 - Diagrama esquematizado da seção de pré-aquecimento.

A Fig. 3.11 apresenta o circuito de resfriamento cuja função é retirar o calor absorvido pelo fluido de trabalho ou nanofluido na seção de testes, a fim de retornar o fluido à condição de temperatura inicial ou inferior para manter as condições nominais estabelecidas na realização dos experimentos. O trocador de calor do tipo placas é um dos equipamentos principais da bancada, ele atua como evaporador no circuito de resfriamento, que utiliza R-22 como fluido de trabalho e resfriador do circuito principal. O grau de superaquecimento é ajustado com a abertura e fechamento da válvula eletrônica de expansão CAREL E²V que é

controlada pelo driver EVD Evolutions Carel. Para comprimir o vapor de R-22, o sistema possui um compressor (modelo 2GC-2.2 Y, fornecido pela BITZER S/A), onde a velocidade de rotação é controlada por um inverter de frequência (modelo VLT 2800 fornecido por Danfoss). Finalmente, a unidade condensadora, modelo LH44/2GC 2.2, dissipá o calor absorvido pela fonte fria e garante o grau de subresfriamento do fluido antes de passar pela válvula de expansão do sistema.



Figura 3.11 - Sistema de refrigeração

3.1.3. Sistema de monitoramento e aquisição de dados

A interface home-máquina (HMI) do inglês (*Human Machine interface*), permite a comunicação entre o processo que é analisado e o operador que está monitorando o processo. A interface é encarregada de transmitir a informação em ambos sentidos. Sua importância é baseada na acessibilidade para contornar anomalias que poderiam ocorrer durante a realização do processo, além de ajustar diversos parâmetros e variáveis que o manipulam.

Sendo assim, foi projetado e implementado na bancada experimental um sistema de monitoramento e aquisição de dados, fundamentado na norma de simbologia gráfica para visualização de processos (ISA-S5.5, 1986) (Graphic Symbols for Process Displays). O painel de controle, que foi desenvolvido por intermédio do software LabView®, pode ser observado na Fig. 3.12.

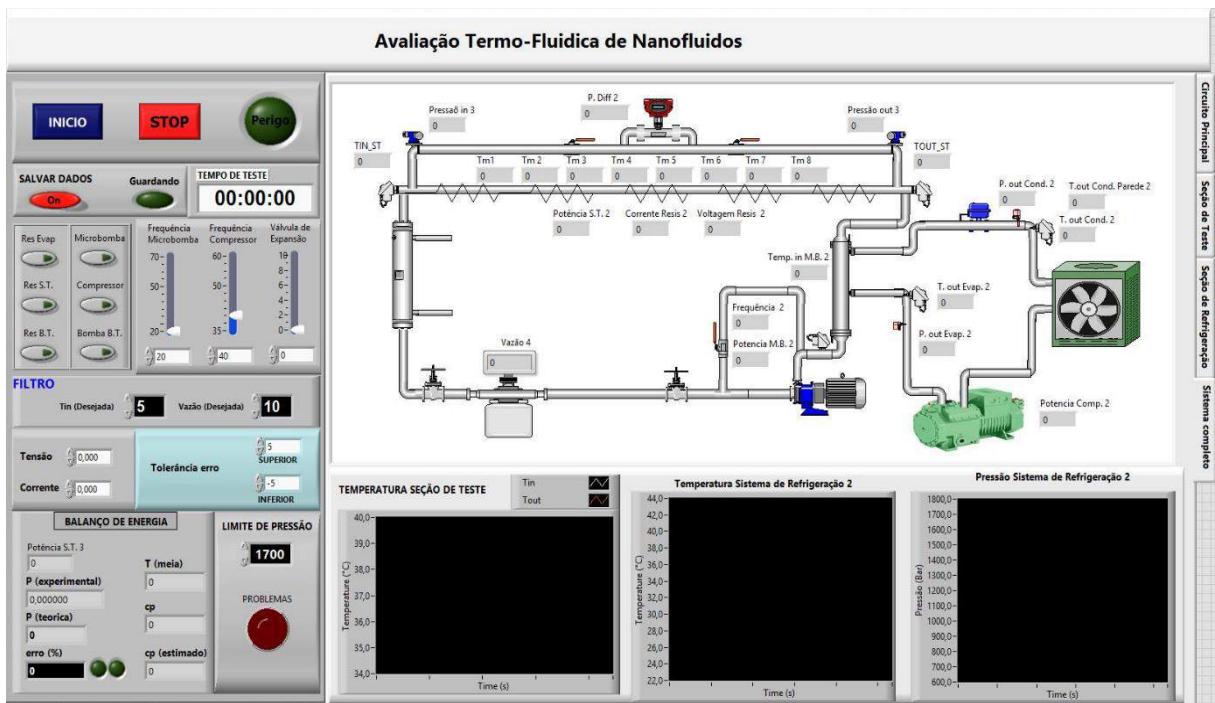


Figura 3.12 - Tela principal da interface gráfica em LabView®.

O sistema de monitoramento desenvolvido possui como característica fundamental a aquisição e armazenamento de informação proveniente das leituras dos instrumentos de medição instalados na bancada experimental, especialmente aqueles necessários para registrar a variáveis requeridas na avaliação do desempenho termo-hidráulico do nanofluido. No entanto, também permite manipular a frequência do compressor e a frequência da bomba com acoplamento magnético e, assim, atingir as condições estabelecidas para os testes. O painel possui luzes de alerta que são acionadas uma vez que a pressão de descarga do compressor supera o limite estabelecido, ou quando a temperatura do fluido de teste após da saída do trocador de placas for menor que 3°C ou, ainda, quando a vazão mássica do sistema é inferior a 10 g/s. O sistema de monitoramento está composto por um computador que possui o software de programação LabView® e um sistema modular NI cDAQ-9172 que permite a instalação de módulos específicos de entrada e saída de informação, onde o protocolo de comunicação entre o computador e o sistema modular é o protocolo USB. O sistema tem capacidade de leitura de 10 dados por segundo, porém é somente armazenado em uma tabela de texto em formato ".txt" um dado por segundo, proveniente da média das 10 leituras. Uma lista dos instrumentos e módulos da National Instruments do sistema de monitoramento são descritos na Tab. 3.2.

Tabela 3.2 - Módulos e instrumentos que compõem o sistema de monitoramento.

Instrumento	Tipo de variável	Sinal	Modulo NI
24-Termopares	Entrada	mV	NI 9213
			NI 9211
5-Transmissores de temperatura PT100	Entrada	0-10 V	NI 9217
4-Trasmissores de pressão	Entrada	4-20 mA	NI 9203
1-Transmissor de pressão diferencial	Entrada	4-20 mA	NI 9203
1-Medidor de vazão mássica	Entrada	4-20 mA	NI 9203
1-Sensor de corrente	Entrada	0-10 V	NI 9205
2-VLT 2800/Potência	Entrada	4-20 mA	NI 9203
2-VLT 2800/Frequência	Saída	0-10 V	NI 9264

Como resultado de todos os parâmetros e condições necessárias para realização do presente trabalho, a Fig. 3.13 apresenta a bancada experimental na sua forma final. No APÊNDICE II, é apresentado o fluxograma de operação da bancada experimental.



Figura 3.13 - Equipamento experimental final.

3.2. Analise e validação da bancada experimental

Com o equipamento experimental construído e disponível para a realização dos testes, o passo seguinte foi implementar a metodologia para a determinação do coeficiente de transferência de calor por convecção e o fator de atrito. No entanto, o procedimento experimental e a análise dos dados obtidos da bancada, foram inicialmente validados utilizando água destilada como fluido de testes, já que existe na literatura informação consolidada que descreve seu comportamento termo-hidráulico. Em vista disso, os resultados médios obtidos para o coeficiente de transferência de calor da água destilada, foram comparados com modelos clássicos de transferência de calor para escoamento em regime turbulento. Da mesma forma, o resultado da queda de pressão foi comparado com equações habitualmente utilizadas para determinar este parâmetro de escoamento em regime turbulento. O propósito desta validação é garantir que o equipamento experimental possa realizar, coerentemente e corretamente, todas as medições incialmente para água e, posteriormente, para o nanofluido.

No primeiro teste realizado com água destilada, foi introduzido na bancada um volume de 2200 ml, sendo um volume satisfatório, considerando a quantidade de nanofluido requerido para a realização dos ensaios. O teste envolveu a variação de todos os parâmetros para determinar a faixa de operação de cada um deles. O objetivo principal era determinar uma rotina de operação para atingir as condições específicas de regime permanente de cada ensaio e, assim, replicar esta rotina para os testes, posteriormente, realizados com nanofluidos. A Tab. 3.3, descreve as condições nominais estabelecidas para a realização dos ensaios com água destilada.

Outros objetivos do teste podem ser destacados como: verificar a ausência de vazamentos, avaliar o funcionamento da bomba com acoplamento magnético, verificar a resposta do sistema de pré-aquecimento, analisar o correto funcionamento do sistema de aquisição e armazenamento de dados, verificar o funcionamento e as respostas do trocador de calor de placas e da unidade de refrigeração, avaliar o correto funcionamento da manipulação da frequência da bomba magnética e do compressor desde o painel de controle e por último verificar se todas as resistências elétricas responsáveis pelo fluxo de calor constante na parte do tubo da seção de testes estavam funcionando corretamente.

Tabela 3.3 - Condições para os testes com água destilada.

Fluido	$T_{entrada}$ [°C]	$\dot{Q}_{P.E.}$ [W]	\dot{m} [g/s]
Água destilada	25	700	40
	30	900	50
	35	1100	60
			70
			80

3.2.1. Balaço de energia e isolamento da seção de testes

Com o objetivo de validar se o balanço de energia foi atingido e verificar a perda de calor da seção de teste para o ambiente, foi realizada uma comparação que relaciona a potência elétrica fornecida pelas resistências elétricas, responsáveis pelo fluxo de calor fornecido na seção de teste, $\dot{Q}_{P.E.}$, com o calor transferido para a água, resultante do cálculo do balanço de energia, $\dot{Q}_{B.E.}$, por intermédio da Eq.(3.1), utilizando os dados das medições realizadas. Assim, a porcentagem de erro do balaço de energia é calculado pela Eq.(3.4).

$$BE = \left[\frac{\dot{Q}_{P.E.} - \dot{Q}_{B.E.}}{\dot{Q}_{P.E.}} \right] * 100 \quad (3.4)$$

Onde, $\dot{Q}_{P.E.}$, variou entre 700 e 1100 W como mostrado na Tab. 3.3. Desta maneira, o desvio médio apresentado para o balaço de energia em 54 testes realizados para água destilada na seção de teste foi inferior a 5%. Nessas condições, o isolamento térmico da seção de testes demonstrou ser apropriado para evitar perdas significativas de calor. A Fig. 3.14, apresenta os resultados experimentais obtidos na bateria de ensaios realizados com água destilada para a validação do balanço de energia.

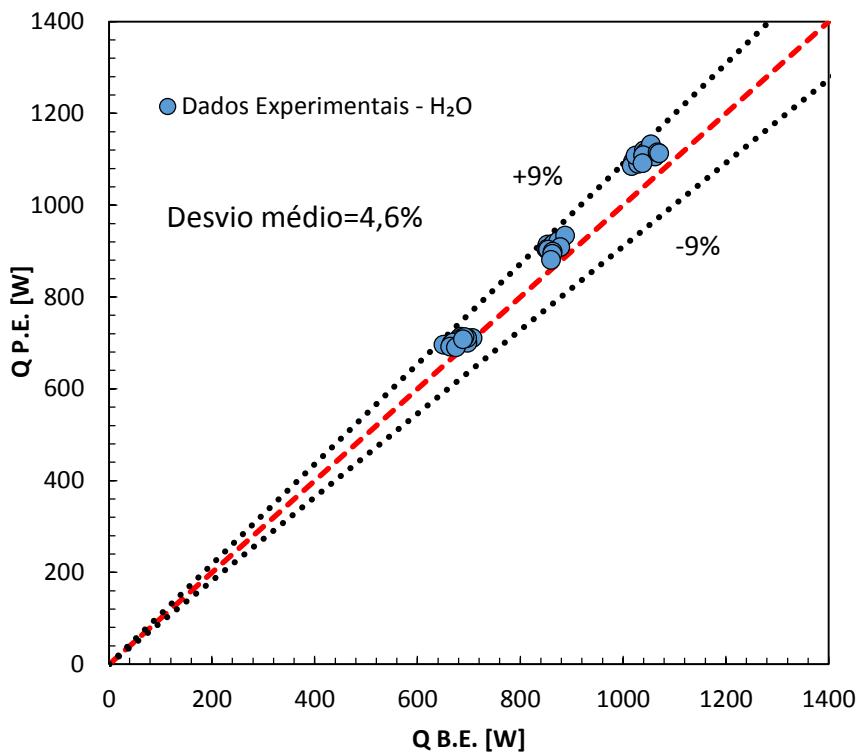


Figura 3.14 - Resultados experimentais para água destilada relacionando a potência elétrica, $\dot{Q}_{P.E.}$, com a potência calculada pelo balanço de energia, $\dot{Q}_{B.E.}$.

3.2.2. Queda de pressão e fator de atrito

Como mencionado anteriormente, a medição da queda de pressão foi realizada, inicialmente, pela diferença das medições de dois transmissores de pressão, posicionados na entrada e na saída da seção de teste. Entretanto devido à diferenças comparativamente com os valores fornecidos pelo transdutor diferencial, decidiu-se adotar as leituras realizadas por ele. É importante evidenciar que, as medições necessárias para determinar o comportamento fluidodinâmico foram adquiridas simultaneamente com os testes térmicos. Portanto, os resultados experimentais da queda de pressão na seção de testes foram comparados com os resultados teóricos para perda de carga calculada pela Eq.(3.5).

$$\Delta P = \frac{8\dot{m}^2 L f}{\pi^2 D^5 \rho} \quad (3.5)$$

A Fig. 3.15, apresenta os resultados da queda de pressão por unidade de comprimento, $\Delta P_{exp}/L$, em função da velocidade mássica, G , para água destilada escoando em regime turbulento na seção de testes.

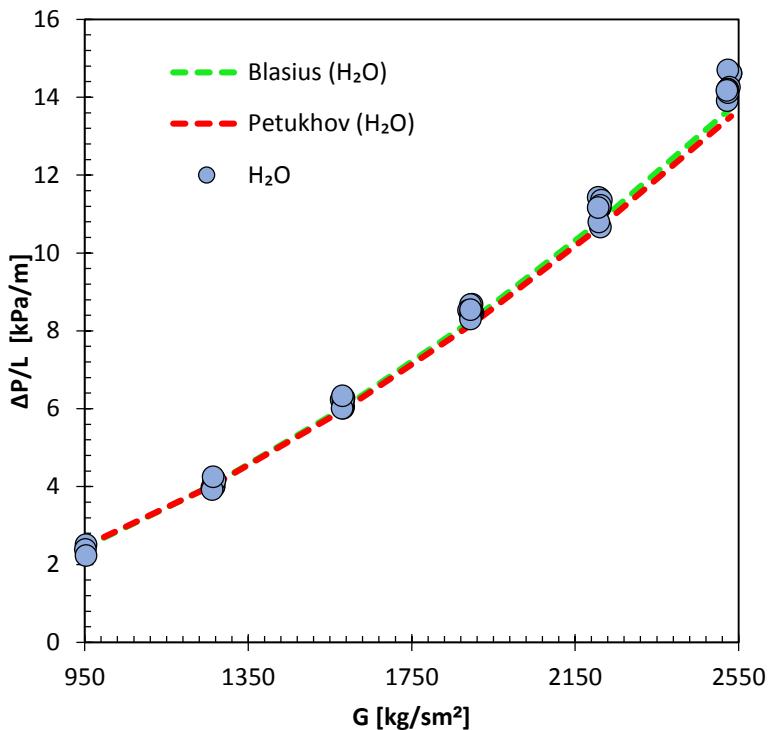


Figura 3.15 - Resultados obtidos de, $\Delta P/L$, em função da velocidade mássica, G , para água destilada.

O fator de atrito foi avaliado dos resultados de 54 testes realizados para água destilada, escoando no interior do tubo da seção de teste em regime turbulento, para uma faixa compreendida de número de Reynolds entre 2300 e 7000. A validação é baseada na comparação dos resultados com duas correlações, normalmente utilizadas para determinar este parâmetro em escoamento em regime turbulento. Os resultados experimentais mostraram que o fator de atrito para água destilada, comparado com o modelo de Petukhov (1970), descrito pela Eq.(3.6), apresentou um desvio médio de 1,6% e, quando comparados com a correlação de Blasius, descrita pela Eq.(3.7), apresentaram um desvio médio de 0,5%.

$$f = (0,79 \ln(Re) - 1,64)^{-2} \quad (3.6)$$

$$f = 0,316 Re^{-\frac{1}{4}} \quad (3.7)$$

No entanto, a Fig. 3.16, mostra que os resultados experimentais apresentaram um desvio máximo de 6%, em comparação com os dois modelos utilizados para validar o equipamento experimental.

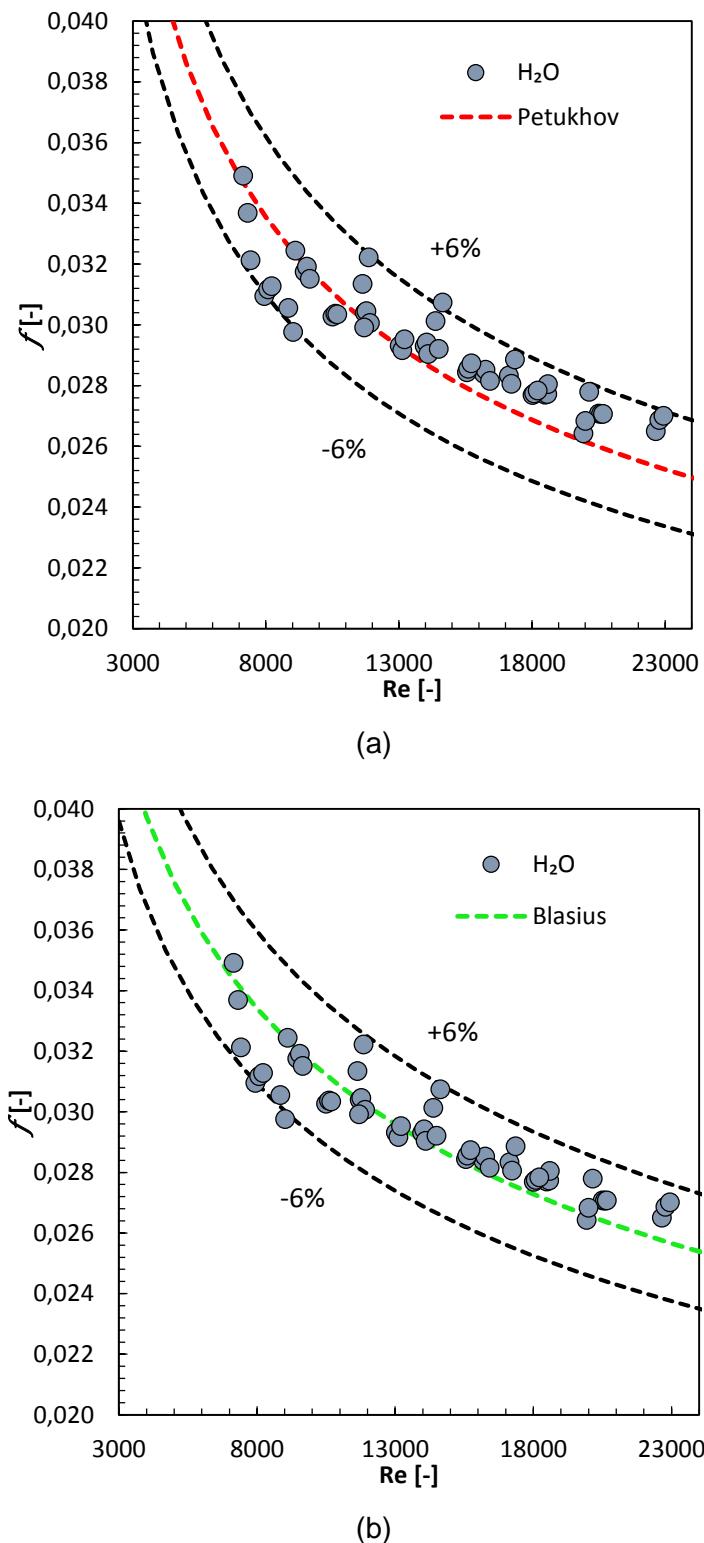


Figura 3.16 - Resultados obtidos do fator de atrito em função do número de Reynolds. (a) Comparação modelo de Petukhov (1970). (b) Comparação modelo de Blasius.

3.2.3. Coeficiente de transferência de calor

O método para determinar a taxa de transferência de calor local, q_{conv} , é simples, uma vez que, a condição de superfície definida de fluxo de calor constante é independente da direção x . Assim a Fig. 3.17a, apresenta uma ilustração esquematizada de um segmento da seção de testes, mostrando as resistências térmicas a partir das quais o coeficiente local de transferência de calor, $h(x)$, é calculado.

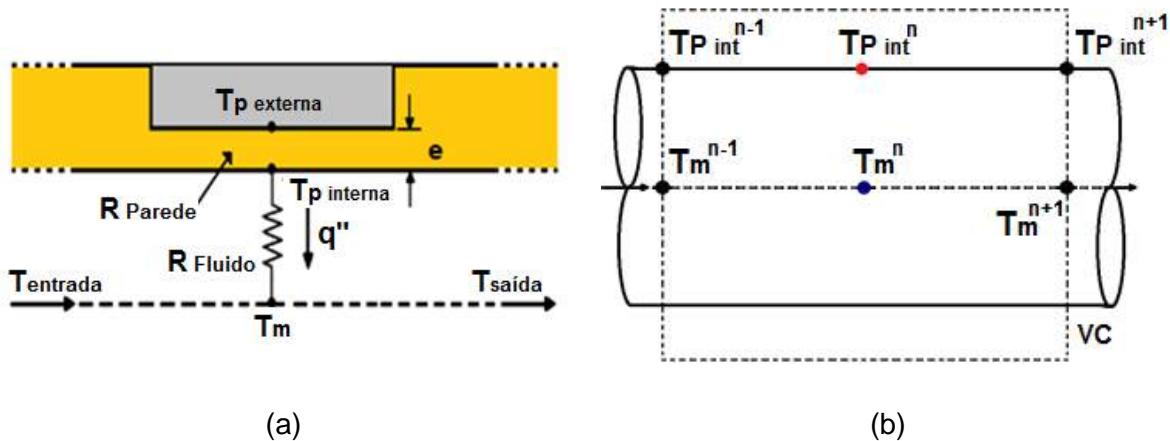


Figura 3.17 - Diagramas esquematizados. (a) Resistência térmicas na seção de testes. (b) Volume de controle em torno da temperatura média do fluido

Assim, o coeficiente local de transferência de calor, $h(x)$, é dado pela Eq.(3.8), onde o fluxo de calor, q'' , é obtido pela razão entre a potência elétrica aplicada nas resistências, $\dot{Q}_{P.E.} = V \cdot I$, e a área superficial interna do tubo da seção de teste, $A_s = \pi D L$, descrito pela Eq.(3.9).

$$h(x) = \frac{q''}{T_p(x) - T_m(x)} \quad (3.8)$$

$$q'' = \frac{V \cdot I}{\pi \cdot D \cdot L} \quad (3.9)$$

Como apresentado na Tab. 3.3, que descreve os três valores de potência elétrica aplicados às resistências elétricas, consequentemente, o fluxo constante de calor resultante calculado pela Eq.(3.9), foi de 4, 18, e 22 kW/m², respectivamente.

Para obter o coeficiente local de transferência de calor por convecção foram inicialmente determinadas a temperatura média do fluido em função da direção x , ao longo do tubo. A Fig. 3.17b, ilustra o volume de controle em torno da temperatura média do fluido e, aplicando o princípio básico de conservação de energia, tem-se que:

$$q_{conv} = q''(P \cdot dx) = \dot{m}c_p dT_m \quad (3.10)$$

Onde $P = \pi D$.

$$\frac{dT_m}{dx} = \frac{q''\pi D}{\dot{m}c_p} \quad (3.11)$$

Integrando os dois lados da equação a partir de $x = 0$

$$\int dT_m = \int \frac{q''\pi D}{\dot{m}c_p} dx \quad (3.12)$$

$$T_m(x) = T_{entrada} + \frac{q''\pi D x}{\dot{m}c_p} \quad (3.13)$$

Um parâmetro de validação adicional, foi comparar os valores de temperatura média calculados através da Eq.(3.13), com os valores da temperatura média do fluido em função da direção x , obtidos experimentalmente com auxílio da Eq.(3.14), que utiliza as medições das temperaturas na entrada e saída da seção de testes, sendo, L , o comprimento total do tubo.

$$T_{m,exp}(x) = \left(\frac{T_{saída} - T_{entrada}}{L} \right) x + T_{entrada} \quad (3.14)$$

Os resultados da comparação entre as temperaturas médias experimentais e teóricas longo do tubo, para testes com água destilada, com uma vazão mássica de 30 g/s, podem ser observados na Fig. 3.18. O desvio médio apresentado foi de 0,38%, o que demonstra uma boa concordância entre os valores obtidos por meio das medições com os valores obtidos pela Eq.(3.13).

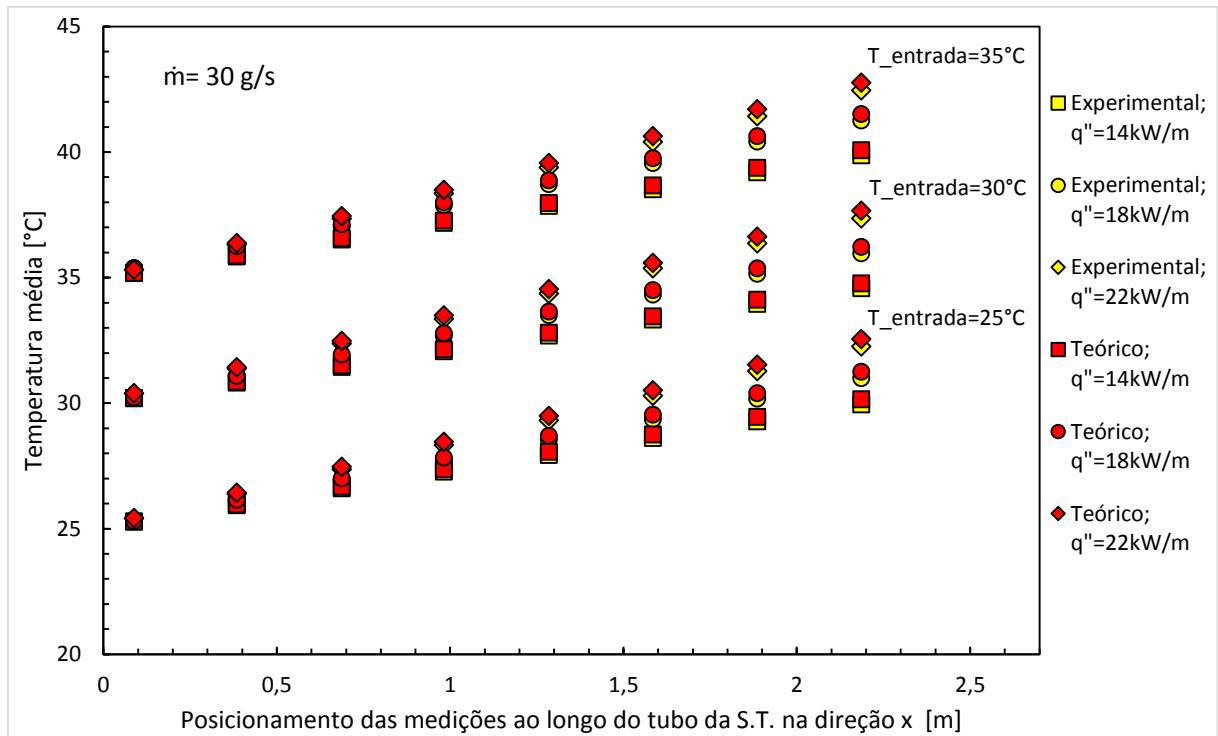


Figura 3.18 - Comparação das temperaturas medias ao logo do tubo da seção de teste na direção x.

A temperatura local da superfície interna, $Tp_{int}(x)$, foi determinada a partir da medição realizada pelos 24 termopares tipo T, localizados na superfície externa, $Tp_{ext}(x)$, aplicando o conceito de resistência térmica que modela o processo difusivo do calor transferido pela parede do tubo, que é descrito pela Eq.(3.15).

$$Tp_{int}(x) = Tp_{ext}(x) - \dot{Q}_{E.P.} \cdot R_{parede} \quad (3.15)$$

Onde a resistência da parede do tubo, R_{parede} , é dada pela Eq.(3.16)

$$R_{parede} = \frac{\ln(r_{ext}/r_{int})}{2\pi L k_{latão}} \quad (3.16)$$

A condutividade térmica do latão foi determinada através de um polinômio obtido dos dados de condutividade em função da temperatura, fornecidos pelo software ESS (*Engineering Equation Solver*).

Para obter, finalmente, o valor médio do coeficiente de transferência de calor por convecção, (ver Eq.(3.17)), foi realizada uma média dos valores calculados do coeficiente local, $h(x)$, ao longo do tubo para os diferentes pontos de medição.

$$h_{\text{médio}} = \frac{h(x_1) + \dots + h(n)}{n} \quad (3.17)$$

Portanto, o número de Nusselt pode ser calculado pela Eq.(3.18).

$$Nu_{\text{médio}} = \frac{h_{\text{médio}} D}{k} \quad (3.18)$$

Sendo, k , a condutividade térmica do fluido de trabalho, onde a temperatura de referência adotada para definir esta propriedade foi a média da temperatura na entrada e saída da seção de teste, $T_{ref} = (T_{ent} + T_{sai})/2$. Para a água destilada a condutividade térmica foi também determinada, por intermédio de um polinômio obtido dos dados de condutividade em função da temperatura, fornecidos pelo software ESS.

Os valores médios do número de Reynolds e do número de Prandtl, foram calculados com as Eqs.(3.19) e (3.20), respectivamente, onde as propriedades físicas como viscosidade, μ , e o calor específico, c_p , foram determinadas a partir da temperatura de referência, mencionadas anteriormente.

$$Re = \frac{4 \cdot \dot{m}}{\pi \cdot D \cdot \mu} \quad (3.19)$$

$$Pr = \frac{\mu \cdot c_p}{k} \quad (3.20)$$

A validação da transferência de calor por convecção em escoamento plenamente desenvolvido em regime turbulento da bancada, consistiu em comparar todos os dados experimentais que resultaram da análise dos 54 testes realizados para água destilada, com resultados teóricos obtidos dos modelos de Dittus-Boelter (1930), apresentado pela Eq.(3.21) e Gnielinski (1975) dado pela Eq.(3.22), que operam dentro da faixa nas quais foram realizados os testes.

$$Nu = 0,023 Re^{4/5} Pr^{2/5} \quad (3.21)$$

Para uma faixa de aplicação de, $0,6 \leq Pr \leq 160$, e $Re \geq 1000$.

$$Nu = \frac{(f/8)(Re-1000)Pr}{1 + 12,7(f/8)^{1/2}(Pr^{2/3}-1)} \quad (3.22)$$

Para uma faixa de aplicação de, $0,5 \leq Pr \leq 2000$, e $3000 \leq Re \leq 5 \times 10^6$, onde o fator de atrito é determinado pelo modelo de Petukhov (1970), descrito pela Eq. 3.6.

Assim, a Fig. 3.19, apresenta uma comparação entre os resultados dos testes preliminares, realizados com água destilada para validar o coeficiente da transferência de calor no equipamento experimental com o modelo de Dittus-Boelter (1930).

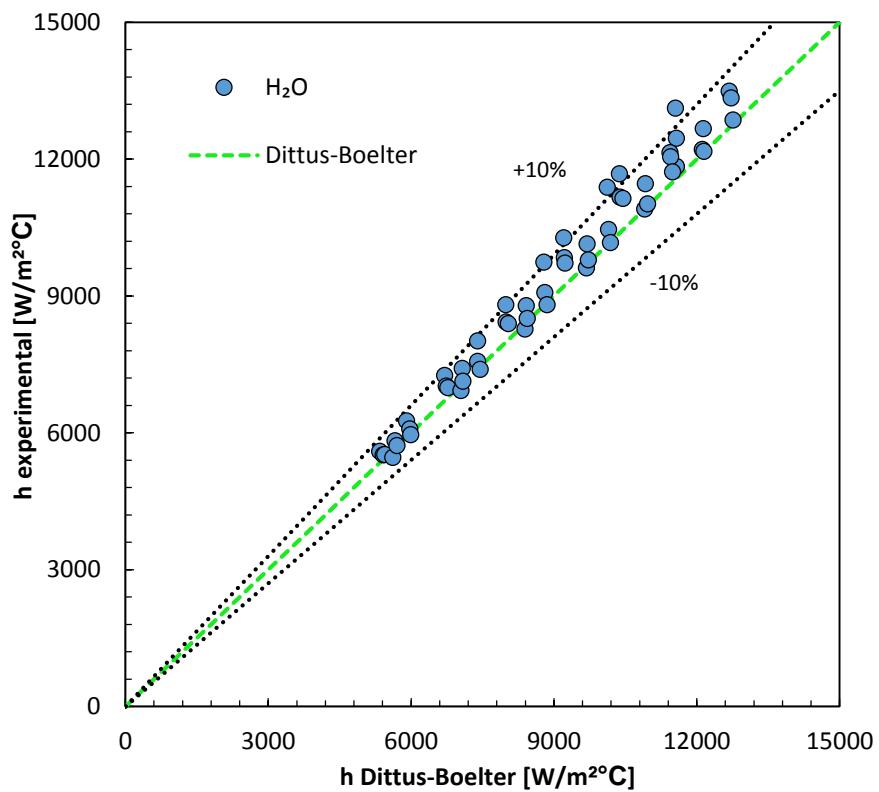


Figura 3.19 - Comparaçāo entre o coeficiente de transferência de calor avaliado experimentalmente versus correlaçāo de Dittus-Boelter (1930).

Como pode ser observado na Fig. 3.19, os resultados experimentais para água destilada do coeficiente de transferência de calor, estão majoritariamente dentro da margem de erro de $\pm 10\%$, apresentando um desvio máximo de 12% e um desvio médio de 4% em relação com o modelo teórico. Por outro lado, a Fig. 3.20, apresenta a comparação dos resultados experimentais, com o modelo proposto por Gnielinski (1975), onde pode ser verificado que todos os pontos experimentais referentes aos 54 testes realizados para água destilada, encontraram-se dentro da margem de erro de $\pm 10\%$, apresentando um desvio máximo de 9% e um desvio médio de 0,4% em relação com o modelo teórico. Demostrando, finalmente, que existe uma boa concordância entre os resultados da validação do coeficiente de transferência de calor por convecção no equipamento experimental e os modelos utilizados para predizer o coeficiente de transferência de calor para escoamento monofásico em regime turbulento no interior de tubos.

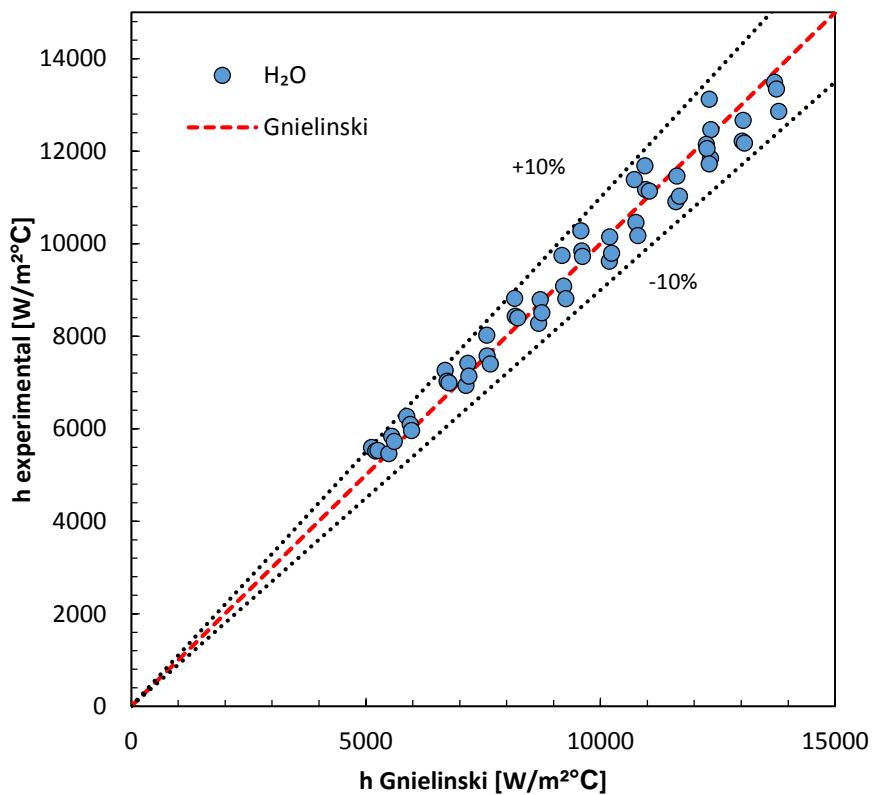


Figura 3.20 - Comparaçao entre o coeficiente de transferênciade calor avaliado experimentalmente versus correlaçao de Gnielinski (1975).

3.4. Análise de incertezas

A avaliação da incerteza dos parâmetros secundários foi determinada diretamente pelo software ESS, que fundamenta seus cálculos no método proposto por Kline e McClintock, apud (MOFFAT, 1988), segundo o qual, se y , for um parâmetro secundário dependente de parâmetros primários obtidos através de medições independentes, $x_1, x_2, x_3, \dots, x_n$, temos que,

$$y = f(x_1, x_2, x_3, \dots, x_n) \quad (3.23)$$

Sendo,

$$y = y_m \pm \delta y \quad (3.24)$$

e, se cada um dos parâmetros x_i , for escrita como:

$$x_i = x_{mi} \pm \delta x_i \quad (3.25)$$

Onde, x_{mi} , é o valor médio do parâmetro, x_i , e δx_i é a incerteza de sua medida, portanto, a incerteza do parâmetro, y é dada por:

$$\delta y = \sqrt{[(Sx_1)(\delta x_1)]^2 + [(Sx_2)(\delta x_2)]^2 + [(Sx_3)(\delta x_3)]^2 + \dots + [(Sx_n)(\delta x_n)]^2} \quad (3.26)$$

Onde, Sx_i , é a denominada sensibilidade de y com relação ao parâmetro x_i , expressado por:

$$Sx_i = \frac{\partial y}{\partial x_i} \quad (3.27)$$

Assim, as incertezas das variáveis medidas e a propagação de incerteza para variáveis calculadas são apresentadas nas Tabs. 3.4 e 3.5. É importante ressaltar que o intervalo de confiança adotado para as incertezas nas variáveis independentes foi de 95%.

Tabela 3.4 - Incertezas dos parâmetros primários ou variáveis medidas pelos instrumentos

Parâmetro	Instrumento	Faixa de medição	Incerteza
$T_p(n)$	Termopar tipo T	-200 a 350 °C	$\pm 0,18^\circ\text{C}$
T_{ent} e T_{sai}	PT100	-200 a 500 °C	$\pm 0,11^\circ\text{C}$
P_{ent} e P_{sai}	Transmissor de pressão	0 a 100kPa	$\pm 0,66\text{kPa}$
ΔP	Transmissor de pressão diferencial	0 a 300kPa	$\pm 0,25\%$
\dot{m}	Medidor de vazão tipo coriolis	0,0098 a 0,01686 kg/s	$\pm 0,15\%$
I	Sensor efeito Hall (Corrente)	0 a 20A	$\pm 0,09\text{A}$
V	Sensor efeito Hall (Voltagem)	0 a 320V	$\pm 0,7\text{V}$
m	Balança BK-500	0,01 a 510g	$\pm 0,001\text{g}$
L, x	Trena	0 a 5m	$\pm 0,5\text{mm}$
D	Paquímetro	0 a 15cm	$\pm 0,01\text{mm}$
$\dot{W}_{m.b.}$	Saida analógica do inv. de frequência VLT2800	0 a 0,37kW	$\pm 1,5\%$

Tabela 3.5 - Incertezas de parâmetros secundários ou variáveis calculadas dependente das medições

Parâmetro	Incerteza
$\dot{Q}_{P.E.}$	$\pm 1,35\%$
$\dot{Q}_{B.E.}$	$\pm 4,8\%$
q''	$\pm 1,38\%$
\dot{W}_B	$\pm 0,4\%$
$T_m(x)$	$\pm 0,1^\circ\text{C}$
Re	$\pm 0,28\%$
f	$\pm 1,01\%$
h_m	$\pm 7,7\%$
Nu_m	$\pm 7,5\%$

CAPÍTULO IV

ANÁLISE DE RESULTADOS

4.1. Preparação das amostras de nanofluidos de SWCNT/Água

Para produzir os nanofluidos de nanotubo de carbono de parede simples a base de água (SWCNT/água), estabeleceu-se uma rotina, definida previamente, que foi igualmente aplicada na síntese de todas as três amostras. Nessas condições, as amostras denominadas SNC01, SNC02, SNC03, foram resultado do processo de diluição e homogeneização de uma solução funcionalizada de (SWCNT/água) fornecida pela *Nanostructures & Amorphous Material Inc.*, cuja concentração mássica era de 6wt%.

As características geométricas das nanopartículas utilizadas no presente trabalho são: Comprimento, $l_{np} = 5 - 30 [\mu\text{m}]$, Diâmetro, $d_{np} = 1 - 2 [\text{nm}]$. Já as propriedades termofísicas: Massa específica, $\rho_{np} = 2,1 [\text{g/cm}^3]$, e o Calor específico, $c_{p,np} = 0,71 [\text{kJ/kg} \text{ } ^\circ\text{C}]$, foram fornecidas pelo fabricante. Na Tab. 4.1, estão especificadas as informações dos materiais, quantidades empregadas na preparação das amostras e concentração mássica e volumétrica das amostras de nanofluidos.

Tabela 4.1 - Materiais e respectivas quantidades empregadas na preparação das amostras.

AMOSTRA	Nanopartícula SWCNT (Sol. 6wt%)	Fluido de base H ₂ O	[% volume] ϕ	[% massa] wt
SCN01	36,39 ml	3163,80 ml	0,032	0,0672
SCN02	59,31 ml	3025,74 ml	0,052	0,1092
SCN03	242,60 ml	2958,22 ml	0,205	0,4305

A preparação dos nanofluidos foi realizada pelo método de dois passos com auxílio do homogeneizador de alta pressão do Laboratório de Energia, Sistemas Térmicos e Nanotecnologia, LEST-UFU adquirido da empresa *Artepeças Ltda*. O equipamento é composto por três pistões acionados por um mecanismo motor-polia, um manômetro para visualizar a pressão interna do sistema onde a pressão é controlada pelo acionamento manual de uma válvula homogeneizadora. O sistema tem capacidade de operar com aproximadamente 2 L, razão pela qual cada amostra foi produzida em dois volumes que posteriormente foram misturados e repassados ao sistema. O equipamento também possui a capacidade de exercer uma pressão máxima de 1600 bar, no entanto, para efetuar o processo de homogeneização das amostras foram aplicados 400 bar, uma vez que, a massa das nanopartículas é procedente de uma solução funcionalizada de nanotubos de carbono de parede simples com uma elevada concentração (6% wt).

O equipamento opera conjuntamente com um banho térmico e devido às forças de atrito resultado das altas taxas de cisalhamento entre os pistões e o fluido homogeneizado, cuja viscosidade é maior que a do fluido base, ocasionam um aumento na temperatura do fluido que precisa ser controlada para não afetar a estabilidade das amostras e evitar uma elevada taxa de evaporação que provoque mudanças consideráveis na concentração volumétrica pretendida.

A limpeza do equipamento no intervalo de produção de uma amostra para outra foi realizada com água destilada para não contaminar o restante das amostras produzidas. O tempo estipulado para o processo de homogeneização variou entre 45 e 60 minutos por amostra. A Fig. 4.1a apresenta o equipamento utilizado na produção das amostras de nanofluidos e a Fig. 4.1b apresenta um diagrama esquematizado do processo de homogeneização de alta pressão.

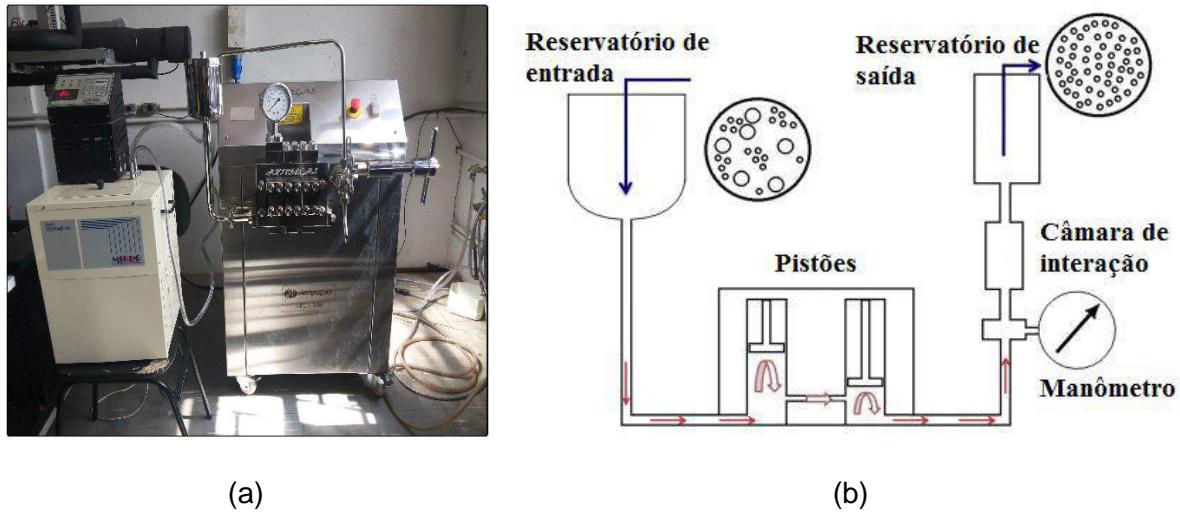


Figura 4.1 - (a) Homogeneizador de alta pressão. (b) Esquema do processo de homogeneização. Bandarra Filho *et al.* (2014)

Para determinar a quantidade de volume da solução concentrada foi desenvolvida uma rotina no software EES (do inglês, *Engineering Equation Solver*), onde foram implementadas 9 equações com 14 variáveis descritas a seguir. As equações Eq.(4.1) e Eq.(4.2) representam a concentração volumétrica e mássica da solução funcionalizada de alta concentração de nanotubos de carbono.

$$\phi_{sol} = \frac{V_{np}}{V_{np} + V_{fb}} \quad (4.1)$$

$$wt_{sol} = \frac{m_{np}}{m_{np} + m_{fb}} \quad (4.2)$$

Onde as equações Eqs.(4.1) e (4.2) são relacionadas com a massa específica das nanopartículas (SWCNT) e do fluido de base (H_2O), descritas pelas equações Eq.(4.3) e (4.3), respetivamente.

$$\rho_{np} = \frac{m_{np}}{V_{np}} \quad (4.3)$$

$$\rho_{fb} = \frac{m_{fb}}{V_{fb}} \quad (4.4)$$

Uma vez definidas a concentração volumétrica ou mássica final, (ϕ_{final} , wt_{final}), das amostras descritas pelas equações Eqs.(4.5) e (4.6), é de se esperar que estes parâmetros

dependam do volume da solução funcionalizada de alta concentração, V_{sol} , e do volume do fluido base adicional (H_2O), $V_{fb,add}$.

$$\phi_{final} = \frac{V_{np}}{V_{sol} + V_{fb,add}} \quad (4.5)$$

$$wt_{final} = \frac{m_{np}}{m_{np} + m_{fb} + m_{fb,add}} \quad (4.6)$$

Da mesma forma, as equações Eqs.(4.5) e (4.6), também estão relacionadas com a massa específica das nanopartículas (SWCNT), ρ_{np} , e do fluido de base (H_2O), ρ_{fb} . Onde a massa específica do fluido de base é igual a massa específica do fluido adicionado como descrito pela Eq.(4.7).

$$\rho_{fb} = \rho_{fb,add} = \frac{m_{fb,ad}}{V_{fb,add}} \quad (4.7)$$

Finalmente, as duas expressões que completam o sistema de equações implementado no software EES, são as equações Eqs.(4.8) e (4.9), que representam o volume necessário da solução funcionalizada de alta concentração, V_{sol} , e o volume do fluido de base adicional (H_2O), $V_{fb,add}$.

$$V_{sol} = V_{np} + V_{fb} \quad (4.8)$$

$$V_{fb,add} = V_{final} - V_{sol} \quad (4.9)$$

Assim, os dados de entrada necessários para determinar as respectivas quantidades de material na produção dos nanofluidos, são apresentados na Tab. 4.2

Tabela 4.2 - Parâmetros de entradas para determinar as quantidades de material na produção de nanofluidos.

Parametro	SCN01	SCN02	SCN03
$wt_{sol}[-]$	0,6%	0,6%	0,6%
$\phi_{final}[-]$	0,035%	0,054%	0,21%
$V_{final}[ml]$	3200	3200	3200
$\rho_{fb}[g/cm^3]$	0,997	0,997	0,997
$\rho_{np}[g/cm^3]$	2,1	2,1	2,1

As massas requeridas da solução funcionalizada para obter as concentrações volumétricas dos nanofluidos foram medidas com o auxílio de uma balança modelo GEHAKA BK500 com resolução de três casas decimais, como pode ser observado na Fig. 4.2a. A incerteza do instrumento é apresentada na Tab. 3.4. Outro elementos utilizados durante a produção de nanofluidos são mostrados na Fig. 4.2b, como por exemplo, o becker de 50 ml utilizado na análise de gravimetria por evaporação de amostras e pipeta graduada com pipetador de segurança.

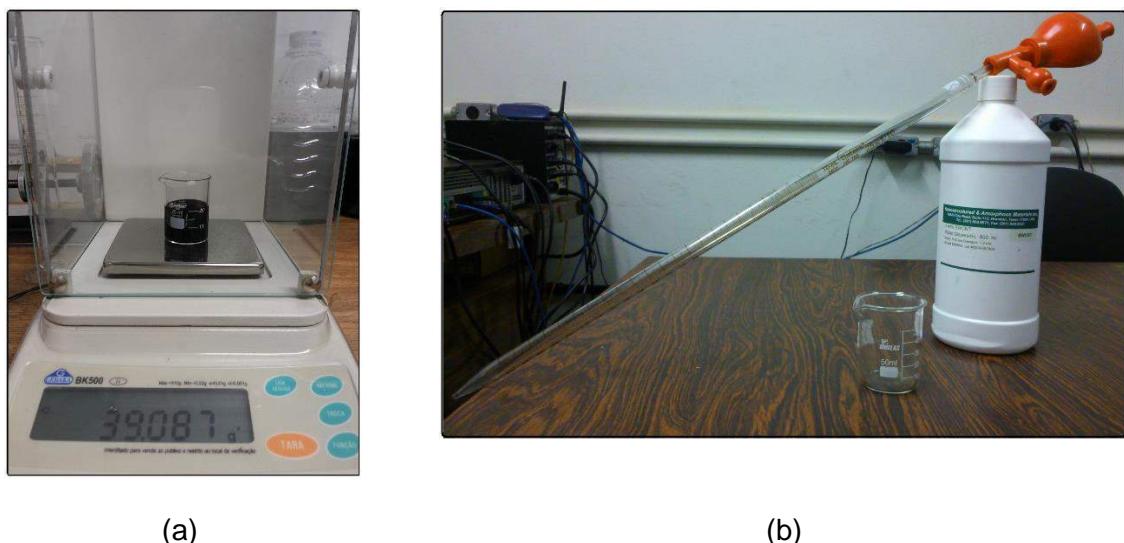


Figura 4.2 - (a) Balança de precisão BK500. (b) Outros elementos utilizados na produção de nanofluidos

Considerando a perda de material nanoparticulado durante o processo de homogeneização, foi adotado como critério, o aumento de 10% da concentração volumétrica final de nanopartículas para todas as amostras de nanofluidos produzidas. Também foi determinado um volume final de 3200 ml, já que um volume 2200 ml é requerido para a realização dos testes da avaliação do desempenho termo-hidráulico na bancada experimental, enquanto o restante foi utilizado para realizar medição das propriedades como viscosidade e condutividade térmica.

Foram realizados testes de gravimetria, a fim de verificar e estimar a concentração volumétrica final dos nanofluidos, procedimento semelhante aos trabalhos de Hoffmann (2014) e Paz (2014), antes de introduzir o nanofluido na bancada. Semelhantemente ao observado pelos referidos autores, quanto maior a concentração, menor foi a diferença entre o valor estimado e o valor medido, após a produção das amostras. A Tab. 4.3, apresenta os resultados dos testes de gravimetria e os erros relativos calculados.

Tabela 4.3 - Comparação entre a concentração volumétrica estimada e a medida após da produção dos nanofluidos.

ϕ [%] (Estimada)	ϕ [%] (Após preparação)	Erro relativo [%]
0,035	0,032	9,4
0,054	0,052	3,8
0,21	0,205	2,4

Na avaliação da estabilidade de nanofluidos, não existem critérios e técnicas normalizadas. No entanto, alguns dos métodos comumente empregados são: métodos de sedimentação e centrifugação, análise do potencial Zeta, método de microscopia absoluta e análise de absorção espectral. É importante destacar que, neste trabalho não foram empregados tais métodos para verificar a estabilidade, mesmo assim são descritas e mencionadas algumas características presenciadas após da produção e execução dos testes na bancada experimental.

Uma vez produzidas as três amostras de nanofluidos SWCNT/água, foram separadas pequenas quantidades em tubos de ensaio e deixadas em repouso como mostrado na Fig. 4.3a. Um mês posteriormente à produção das três amostras, as mesmas apresentaram uma boa estabilidade, sem perceber visualmente uma sedimentação de nanopartículas, como possível observar na Fig. 4.3b, que possivelmente foi ocasionada por mudanças bruscas de temperatura, que pode ter ocasionado um deterioramento ou ruptura entre as ligações das moléculas de surfactante na superfície dos nanotubos.

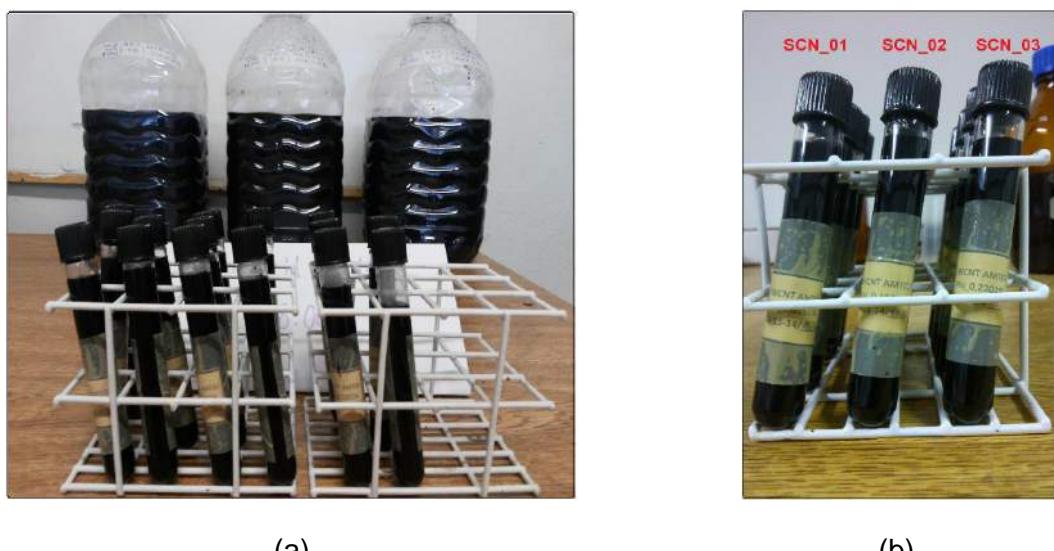


Figura 4.3 - (a) Amostras deixadas em repouso. (b) amostras após de um mês de produzidas

No entanto, após a realização dos testes de avaliação do desempenho termo-hidráulico na bancada experimental, foi observada uma leve sedimentação de nanopartículas no fundo do recipiente, como ilustrado pela Fig. 4.4.



Figura 4.4 - Amostras de nanofluidos após os testes realizados na bancada experimental.

4.2. Propriedades termo-físicas no nanofluidos (SWCNT/água)

4.2.1. Massa específica

Uma vez que é admitida uma boa dispersão das nanopartículas no fluido de base, assumindo uma concentração volumétrica constante e uniforme, além de determinar previamente as propriedades físicas do fluido de base, a massa específica do nanofluidos produzidos é obtida por intermédio da aplicação do modelo compatível com a regra das misturas, descrito pela Eq.(2.4). O valor empregado para a massa específica do fluido de base, ρ_{fb} , foi aquele fornecido pela base de dados do software EES e para massa específica dos nanotubos de carbono de parede simples, foi adotado o valor fornecido pelo fabricante, ($\rho_{np} = 2,1 [g/cm^3]$).

Assim, na Fig. 4.5 são apresentados os valores de massa específica das amostras de nanofluido SWCNT/água cujas concentrações volumétricas são aquelas descritas pela Tab. 4.1. Os resultados foram comparados com a massa específica do fluido base (água destilada) em função da temperatura.

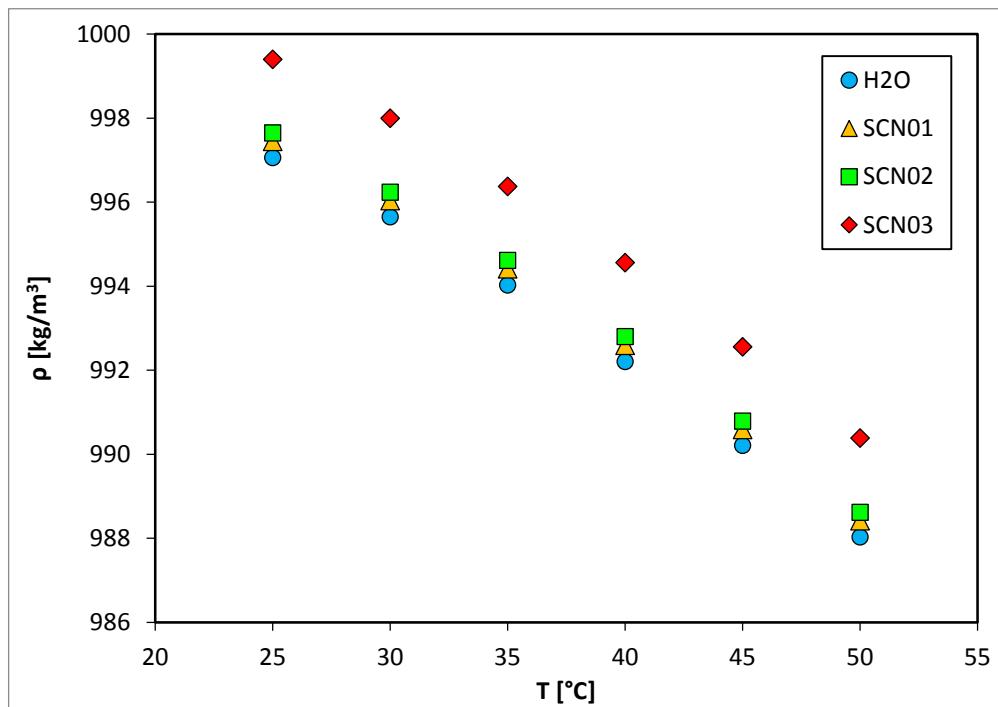


Figura 4.5 - Massa específica dos nanofluidos SWCNT/água em função da variação da temperatura do fluido

Como seria de esperar, é possível verificar que o modelo clássico para determinar a massa específica dos nanofluidos empregados também nos trabalhos de Amrollahi, *et al.* (2010), Meyer, *et al.* (2013), Hoffmann, (2014) e Sundar, *et al.* (2014), apresenta uma forte dependência da massa específica das nanopartículas.

4.2.2. Calor específico

De maneira semelhante ao realizado para massa específica, o calor específico das amostras de nanofluido foi determinado, empregando um modelo clássico baseado no equilíbrio térmico entre as partículas e o fluido circundante, que aplicando a primeira lei da termodinâmica, origina-se o modelo matemático para o cálculo do calor específico do nanofluido, $c_{p,nf}$, dado pela Eq.(2.7), que considera a concentração volumétrica das nanopartículas, ϕ , e a capacidade térmica dos elementos envolvidos na suspensão, $(\rho c_p)_{fb}$ e $(\rho c_p)_{np}$. A massa específica e o calor específico do fluido base, ρ_{fb} , e $c_{p,fb}$, foram fornecidos pela base de dados do software EES e pelo fabricante ($c_{p,np} = 0,710 [kJ/kg\cdot°C]$), respectivamente.

Assim, na Fig. 4.6 são apresentados os valores do calor específico das amostras de nanofluido SWCNT/água cujas concentrações volumétricas são aquelas descritas pela Tab.

4.1. Os resultados foram comparados com calor específico do fluido base (água destilada) em função da temperatura.

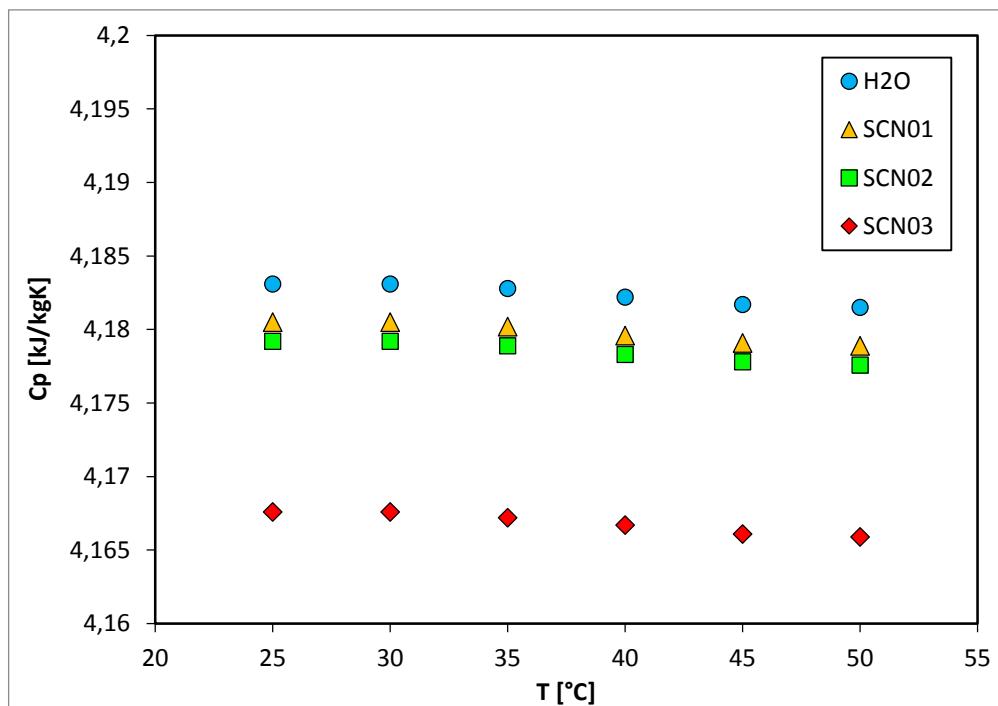


Figura 4.6 - Calor específico dos nanofluidos SWCNT/água em função da variação da temperatura do fluido

Tanto Wang, *et al.* (2010), como O'Hanley, *et al.* (2012), concluíram que os resultados obtidos experimentalmente do calor específico em nanofluidos de CuO/EG, CuO/Água, SiO₂/Água e Al₂O₃/Água, respectivamente, concordaram muito bem com o modelo de predição para calor específico baseado no equilíbrio térmico descrito pela Eq. 2.7.

4.2.3. Condutividade térmica

A condutividade térmica das amostras de nanofluidos de SWNTC/água foi medida pelo método do fio quente transiente (THW), também conhecido como sonda linear. Foi utilizada a sonda Hukseflux TP-08, disponível no laboratório de refrigeração da EESC-USP. Ela é indicada para a avaliação de materiais com condutividade térmica entre 0,1 e 6 [W/mK]. O aparato experimental utilizado é mostrado na Fig. 4.7. A incerteza de medição do equipamento é de $\pm 3\% + 0,02\text{W/mK}$, conforme especificado pelo fabricante.

O processo adotado para medição é fundamentado nas diretrizes da norma ASTM D5334-08, onde a condutividade térmica é estabelecida em função da relação temperatura-tempo, características geométricas da sonda e o calor dissipado, sob a hipótese de que o fio é

uma fonte de calor ideal que está imerso em um meio homogêneo é isotrópico. O modelo matemático foi apresentado anteriormente pela Eq.(2.18).

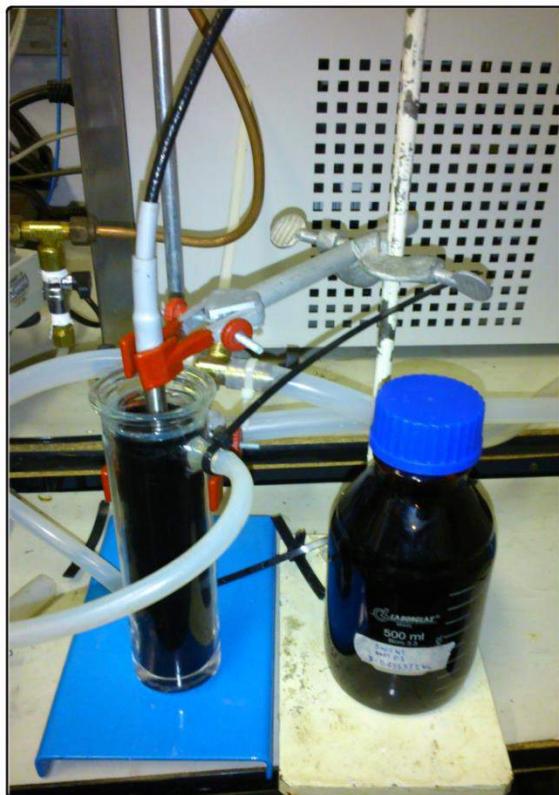


Figura 4.7 - Aparato de medição de condutividade térmica baseado no método do fio quente.

Foram realizadas medições de condutividade térmica para as amostras de nanofluidos de SWNTC/H₂O em uma faixa de temperatura compreendida entre 20 e 50°C com incrementos de 5 °C. A sonda, previamente calibrada para a água ($k= 0,6 \text{ W/mK}$), foi totalmente imersa no fluido e, após acionar o circuito elétrico, a temperatura foi medida durante um tempo superior a 50 segundos. Cinco testes de medição foram executados para cada valor da faixa de temperatura. A condutividade foi determinada dos dados adquiridos na região linear do gráfico, ($\Delta T \times \ln(t)$), para cada uma das amostras analisadas. A Fig. 4.8, ilustra os resultados experimentais para a condutividade térmica das amostras de nanofluidos de SWNTC/H₂O em função das diferentes temperaturas nas que foram realizadas as medições.

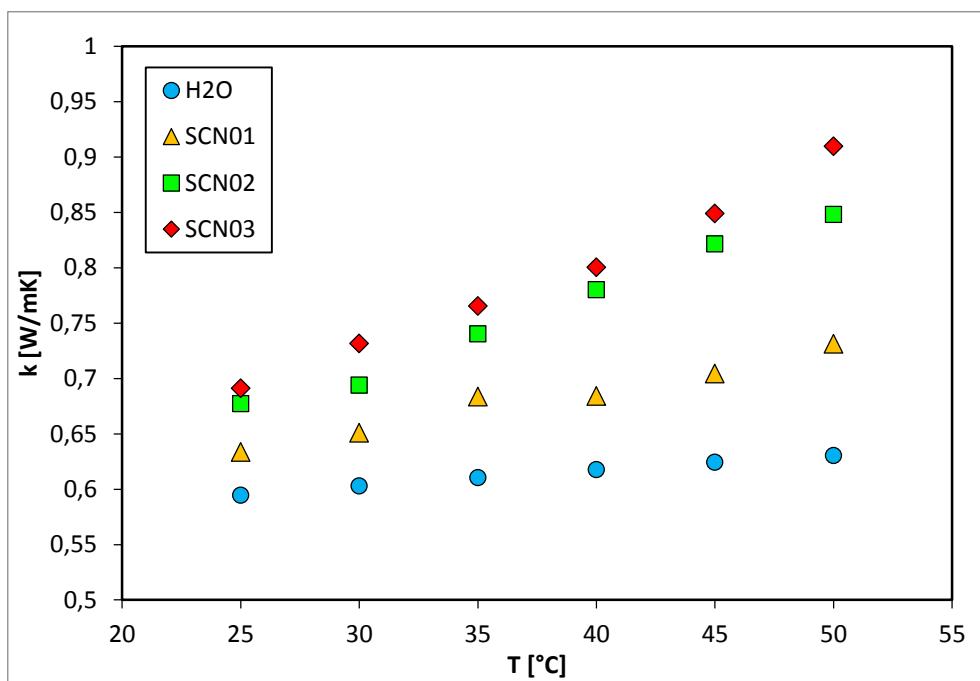


Figura 4.8 - Condutividade térmica dos nanofluidos SWCNT/água em função da variação da temperatura do fluido.

Os resultados da medição da condutividade na amostra SCN01, preparada com a menor concentração em volume de nanotubos dispersos, 0,032%, apresentou a menor condutividade térmica, em média um incremento de 11% acima do fluido base (água destilada), demonstrando o efeito da concentração no incremento da condutividade térmica dos nanofluidos. As amostras SCN02 e SCN03 com uma concentração em volume de, 0,052% e 0,21%, apresentaram incrementos distintos da condutividade, de 24% para SCN02 e de 29% para SCN03. Pode ser observado na Fig. 4.8, um possível efeito da temperatura nos resultados da condutividade de todas as amostras de nanofluidos de SWCNT/água, para os valores de temperatura testados. O efeito da temperatura na condutividade térmica de nanofluidos de MWCNT a base de água foi descrito por Wen e Ding (2004). Eles indicaram que para temperaturas inferiores a 303,15K a condutividade varia linearmente com a temperatura, entretanto, para temperaturas acima de 303,15K, essa dependência não se verifica. Ding *et al.* (2006) também relataram que a condutividade térmica dos nanofluidos de NTCs a base de água aumenta com a temperatura, no entanto, seus resultados foram um pouco superiores aos encontrados Wen e Ding (2004).

Cabe ressaltar que a razão de aspecto (l_{np}/d_{np}) é de aproximadamente 11666 para todas as amostras, portanto o fato do nanofluido ter apresentado um condutividade térmica elevada, mesmo para baixas concentrações volumétricas, poderia ser explicado pelo fato que as nanopartículas que tiverem menor diâmetro possuem uma área específica maior. Isso

favorece o movimento Browniano, que é considerado um fator importante para aumentar a condutividade térmica do nanofluido Xuan, *et al.* (2003). Além disso, uma maior área específica, significa que existem mais moléculas de líquido próximas da superfície dos SWCNT. Estas moléculas de líquido podem formar uma estrutura de camada, chamada por Yu, *et al.* (2000) de camada interfacial e que segundo Jiang, *et al.* (2009), pode aumentar a condutividade térmica do nanofluido.

Com o objetivo de validar e analisar possíveis efeitos de camada interfacial, forma da nanopartícula e do efeito da concentração, a Fig.(4.9) apresenta uma comparação dos resultados obtidos para as medições de condutividade térmica das três amostras de SWCNT/água com um modelo proposto por Xue (2006) descrito pela Eq.(4.10), para determinar a condutividade térmica relativa de nanofluidos de MWCNT. Os dados, ainda, são comparados com o resultado obtido pela aplicação da teoria do meio efetivo de Maxwell (1873).

$$0 = 9 \cdot (1 - \phi) \cdot \frac{k_{nf} - k_{fb}}{2 \cdot k_{nf} - k_{fb}} + \phi \cdot \left[\frac{k_{nf} - k_b}{k_{nf} + 0,14 \cdot \frac{d_{np}}{l_{np}} \cdot (k_b - k_{nf})} + 4 \cdot \left(\frac{k_{nf} - k_a}{2 \cdot k_{nf} + 0,5 \cdot \frac{d_{np}}{l_{np}} \cdot (k_a - k_{nf})} \right) \right] \quad (4.10)$$

Onde, k_a e k_b , são parâmetros, descritos pelas equações Eqs.(4.11) e (4.12), que representam a condutividade da camada interfacial associadas ao diâmetro e comprimento do nanotubo, d_{np} e l_{np} , respectivamente.

$$k_a = \frac{k_{np}}{1 + 2 \cdot R_k \cdot \frac{k_{np}}{d_{np}}} \quad (4.11)$$

$$k_b = \frac{k_{np}}{1 + 2 \cdot R_k \cdot \frac{k_{np}}{l_{np}}} \quad (4.12)$$

Onde, R_k , representa a resistência térmica da camada interfacial, que segundo Zhong e Lukes (2006), para nanotubos de carbono de parede simples, o valor frequentemente apresentado é $R_k < 4 * 10^{-8} [m^2 K/W]$.

Como observado na Fig. 4.9, o modelo proposto por Xue (2006) apresentou uma boa concordância como os resultados obtidos experimentalmente para a condutividade térmica das amostras de nanofluidos SWCNT/água.

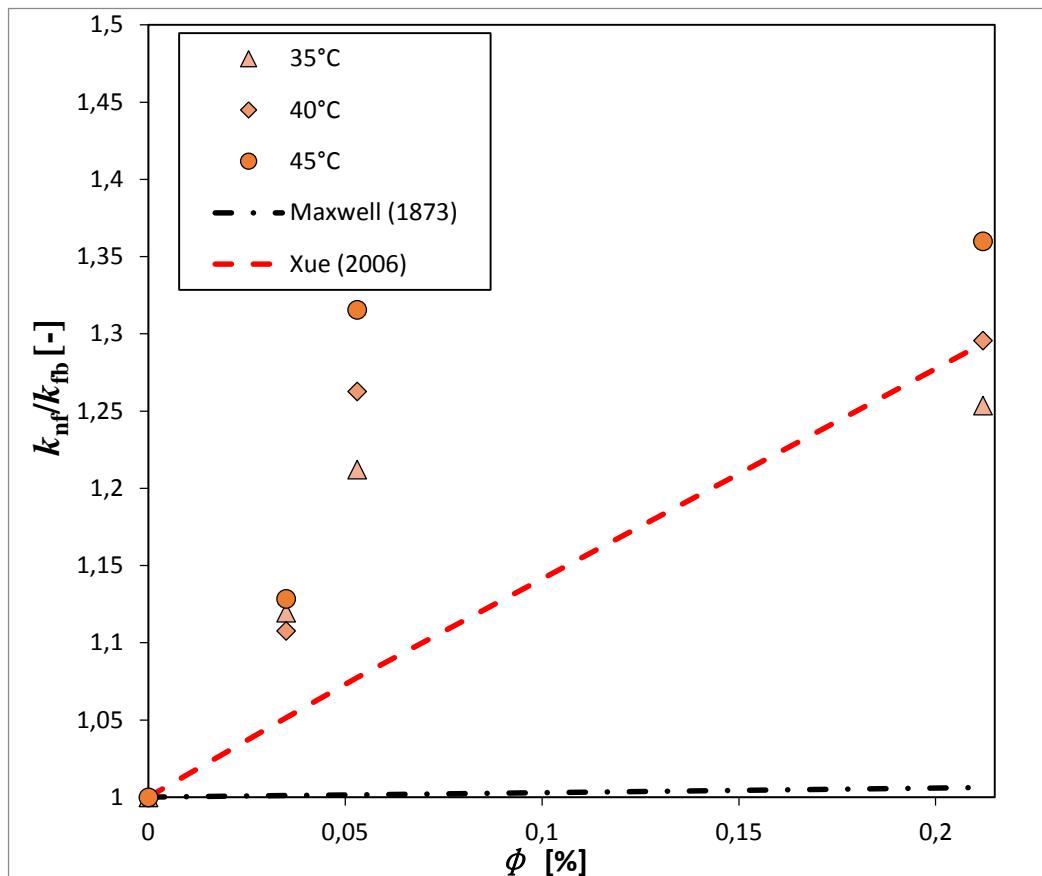


Figura 4.9 - Condutividade térmica relativa dos nanofluidos SWCNT/água em função da concentração volumétrica.

4.2.4. Viscosidade

Neste trabalho, as medições da viscosidade das amostras de nanofluidos de MWCNTs/H₂O foram realizadas em um reômetro Brookfield LDDV-IIIU, tipo cone-placa com uma incerteza de medição $\pm 1\%$ do fundo de escala do equipamento, que é de 3 [cP], mais 1% do valor medido). O equipamento, apresentado na Fig. 4.10, mede a tensão de cisalhamento da amostra a partir de uma taxa de deformação imposta, além de determinar o torque necessário para girar o elemento cônico. Devido ao fato de que, aparentemente, a viscosidade das amostras era muito próxima da viscosidade da água, o reômetro foi calibrado com água destilada ($\mu_{H_2O} = 0,89$ [cP]) e o elemento cônico utilizado na realização das medições foi o spindle CPE-41, requerendo uma amostra de 1 ml.



Figura 4.10 - Reômetro Brookfield LVDV-IIIU, tipo cone-placa

A medição da viscosidade dinâmica foi realizada para numa faixa de temperatura de 25 até 50°C, com intervalo de 5°C, a rotação do reômetro variou entre 76 a 180 rpm. Cinco testes de medição foram executados para cada valor da faixa de temperatura. Na Fig. 4.11 são ilustrados os resultados experimentais para a viscosidade das diferentes amostras de nanofluidos de SWCNT/água em função das temperaturas nas quais foram realizadas as medições. Como todas as três amostras, SCN01, SCN02 e SCN03, foram produzidas a partir do processo de diluição e homogeneização de uma solução funcionalizada de (SWCNT/água) com concentração mássica de 6%, era esperado que a amostra com menor concentração volumétrica de nanopartícula (SCN01 com concentração em volume de 0,032%), apresentasse a menor viscosidade efetiva de 2,2%. A amostras SCN02, cuja concentração em volume é 0,052%, apresentou um incremento de 11,8% e, finalmente, a amostra SCN03, com concentração em volume de 0,21%, apresentou um incremento da viscosidade efetiva de 63,4% comparada com o fluido base.

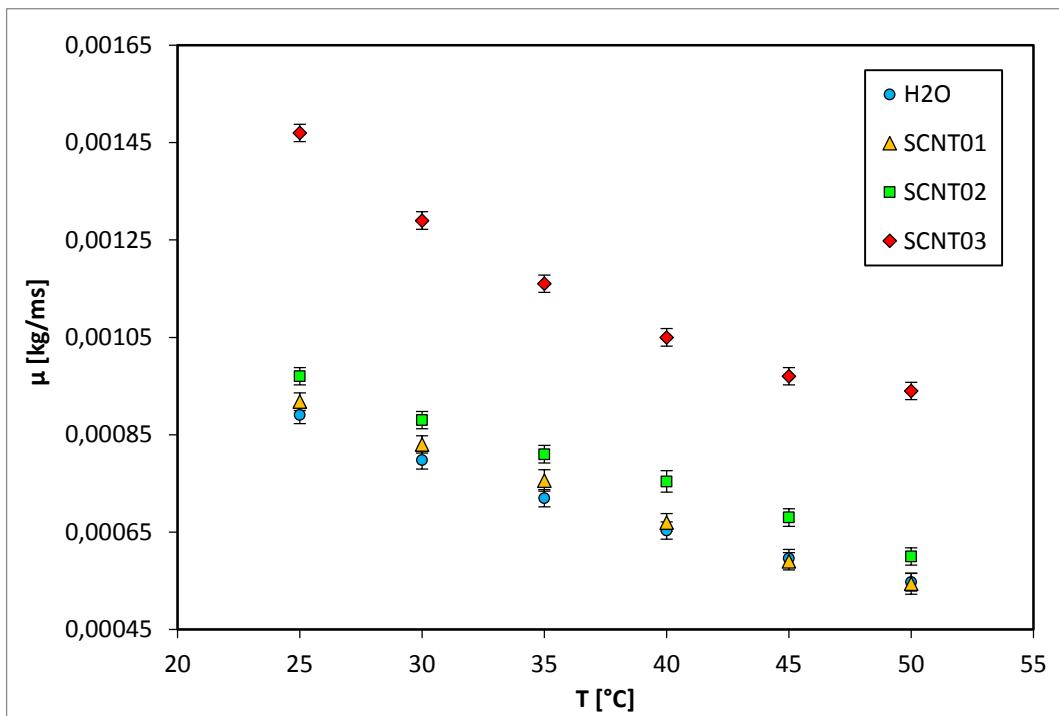


Figura 4.11 - Viscosidade dos nanofluidos SWCNT/água em função da variação da temperatura do fluido.

Na Fig. 4.12 são apresentados os resultados da viscosidade relativa das três amostras produzidas em função da concentração volumétricas de nanopartículas de nanotubo de carbono de parede simples. Os resultados foram comparados com duas correlações, uma delas é a conhecida expressão de Einstein, publicada em 1906, descrita na Tab. 2.4, utilizada para determinar a viscosidade de suspenções diluídas com concentrações em volume menores que 5%. Outra comparação dos resultados obtidos de viscosidade relativa foi realizada com o modelo polinomial de terceiro grau em função da concentração volumétrica descrito pela Eq.(4.13), proposto por Meyer, *et al.* (2013) por intermédio da regressão dos resultados experimentais para a viscosidade de nanofluidos de MWCNT/água.

$$\frac{\mu_{nf}}{\mu_{fb}} = 1,78 \cdot 10^7 \cdot \phi^3 + 1,92 \cdot 10^5 \cdot \phi^2 + 498 \cdot \phi + 1 \quad (4.13)$$

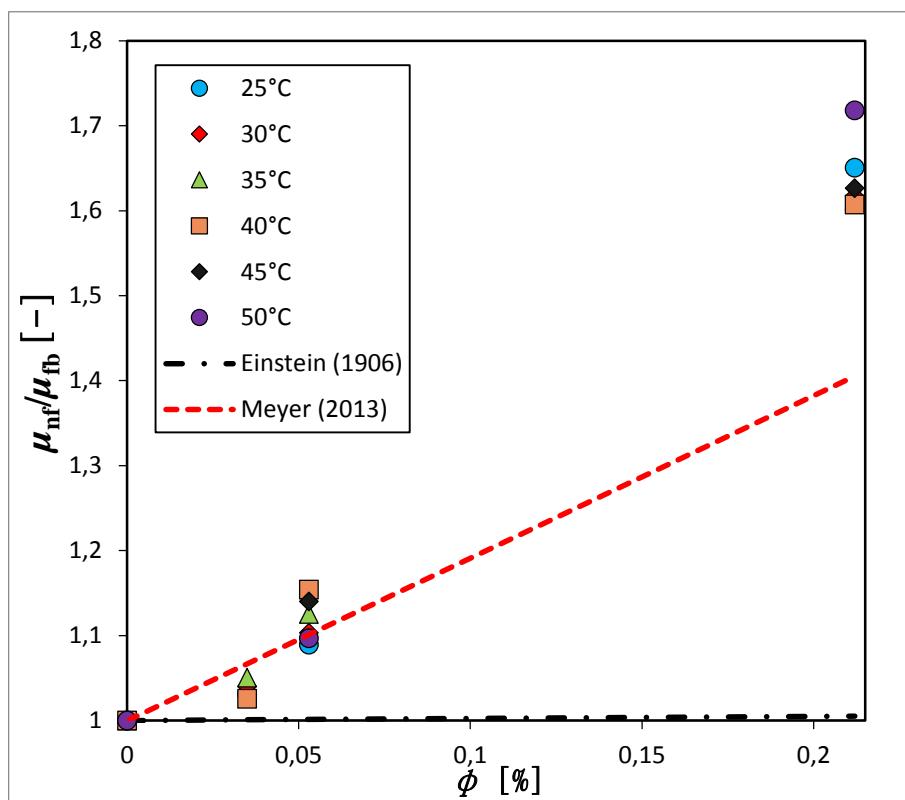


Figura 4.12 - Viscosidade relativa dos nanofluidos SWCNT/água em função da concentração volumétrica.

Ainda que, utilizando concentração reduzida de nanopartículas de nanotubos de parede simples (<0,5%), foram observados valores elevados de viscosidade que poderiam ser atribuídos à quantidade não especificada de surfactante na solução funcionalizada de (SWCNT/água) com concentração mássica de nanopartículas de 6%, utilizada na produção das três amostras. No entanto, os resultados do presente trabalho são distintos daqueles apresentados por Hoffmann (2014). Ele mediu a viscosidade em duas amostras de nanofluidos MWCNT/água, com igual concentração em volume de nanopartícula (0,24%), mas diferentes razões de aspecto, mostrando que o nanofluido cujas nanopartículas possuíam menor razão de aspecto ($r = 100$), apresentou maior incremento na viscosidade, em comparação com o nanofluido onde a razão de aspecto das nanopartículas era maior ($r = 2400$). Entretanto, a razão de aspecto das nanopartículas de nanotubo de carbono de parede simples das três amostras de nanofluido do presente trabalho é ($r = 11666$), que poderia ter influenciado no aumento excessivo na viscosidade do nanofluido.

4.3. Condições de Ensaio

Uma vez que foi validada a bancada experimental, foi possível realizar as campanhas de levantamento de dados necessários para determinar o coeficiente de transferência de calor e a queda de pressão, que são parâmetros indispensáveis na avaliação do desempenho termo-hidráulico das três amostras de nanofluidos SWCNT/água. Portanto, para cada amostra de nanofluido testado foram realizados 54 experimentos.

Os experimentos foram realizados conforme as condições operacionais descritas na Tab. 4.4. Posteriormente, serão apresentados resultados da comparação entre o coeficiente de transferência de calor por convecção das amostras de SWCNT/água e o fluido base. Também serão apresentadas as comparações da queda de pressão e o fator de atrito das amostras testadas com o fluido base e, finalmente, será apresentada uma avaliação do desempenho termo-hidráulico das amostras de nanofluido testadas no equipamento experimental.

Tabela 4.4 - Variação dos parâmetros operacionais de ensaio

Fluido	T_{entrada} [°C]	$\dot{Q}_{P.E.}$ [W]	\dot{m} [g/s]
Água destilada			30
SCN01	25	700	40
SCN02	30	900	50
SCN03	35	1100	60
			70
			80

4.4. Coeficiente de transferência de calor por convecção dos nanofluidos SWCNT/água

As três amostras de nanofluidos apresentadas na Tab. 4.1, foram testadas para faixas de número de Reynolds de 3500 a 22000, mantendo como condições nominais impostas a temperatura de entrada de 25, 30 e 35 °C; o fluxo de calor fornecido na seção de teste de 14,

18 e 22 kW/m² e as vazão mássica variou entre 30 e 80 g/s, com incrementos de 10 g/s. Todos os resultados obtidos foram comparados com agua destilada em função da velocidade mássica e o número de Reynolds.

4.4.1. Amostra SCN01

A Fig. 4.13a apresenta os resultados dos 54 experimentos para o coeficiente de transferência de calor por convecção, h_{exp} [kW/m²°C], da amostra SCN01 e da água destilada em função da variação da velocidade mássica, G [kg/sm²]. A Fig. 4.13b apresenta os resultados experimentais para o coeficiente de transferência de calor por convecção, em função do número de Reynolds, Re .

Observa-se pela Fig. 4.13a, que a amostra de nanofluido de SWCNT/H₂O, SCN01, com concentração em volume de 0,032% apresentou coeficiente de transferência de calor, em média, 3,6% menor comparado com aquele obtido para o fluido base, para as mesmas condições nominais de ensaio. Observa-se, também, na Fig. 4.13b, que houve uma leve diminuição de 0,15% para o coeficiente de transferência de calor em função do número de Reynolds, Re , em comparação com agua destilada. Este comportamento, pode estar associado ao fato que não foram considerados os efeitos do surfactante no fluido de base uma vez que foi considerado o fluido base como sendo somente agua destilada.

É importante ressaltar que condutividade térmica e a viscosidade da amostra SCN01 medida experimentalmente foi, em média, superior em 11% e 2,2%, respectivamente a do fluido de base

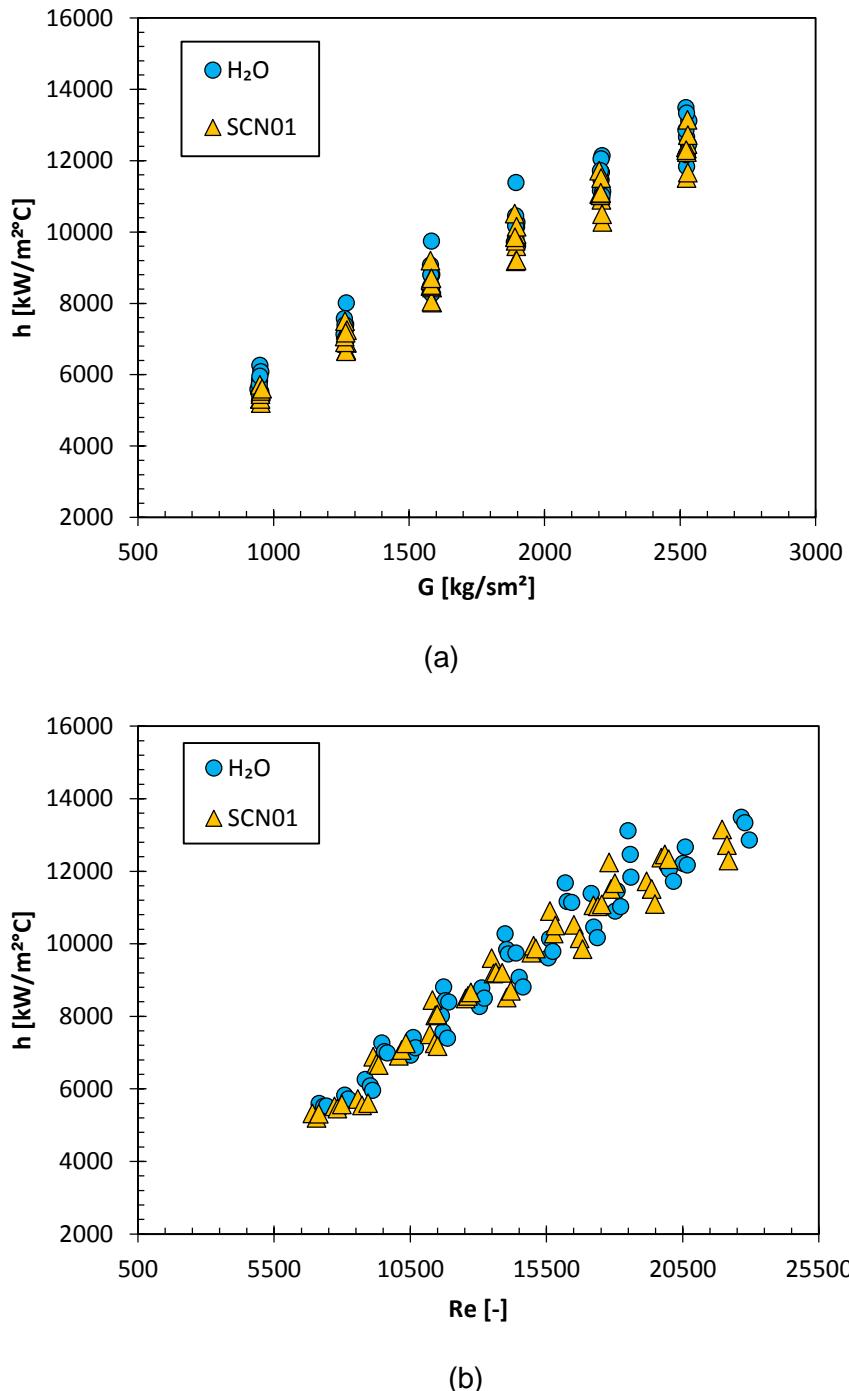


Figura 4.13 - Resultados obtidos experimentalmente do coeficiente de transferência de calor por convecção para a amostra SCN01, $\phi = 0,032\%$ e $r = 11666$, (a) $h_{exp} \times G$, (b) $h_{exp} \times Re$

4.4.2. Amostra SCN02

A Fig. 4.14 ilustra os resultados experimentais do coeficiente de transferência de calor da água destilada e da amostra de nanofluido SCN02. Assim, a Fig. 4.14a apresenta os valores do coeficiente de transferência de calor, h_{exp} , em função da velocidade mássica, G . A

Fig. 4.14b apresenta o parâmetro, h_{exp} , em função do número de Reynolds, Re . Todos os dados foram obtidos nas mesmas condições nominais, previamente estabelecidas.

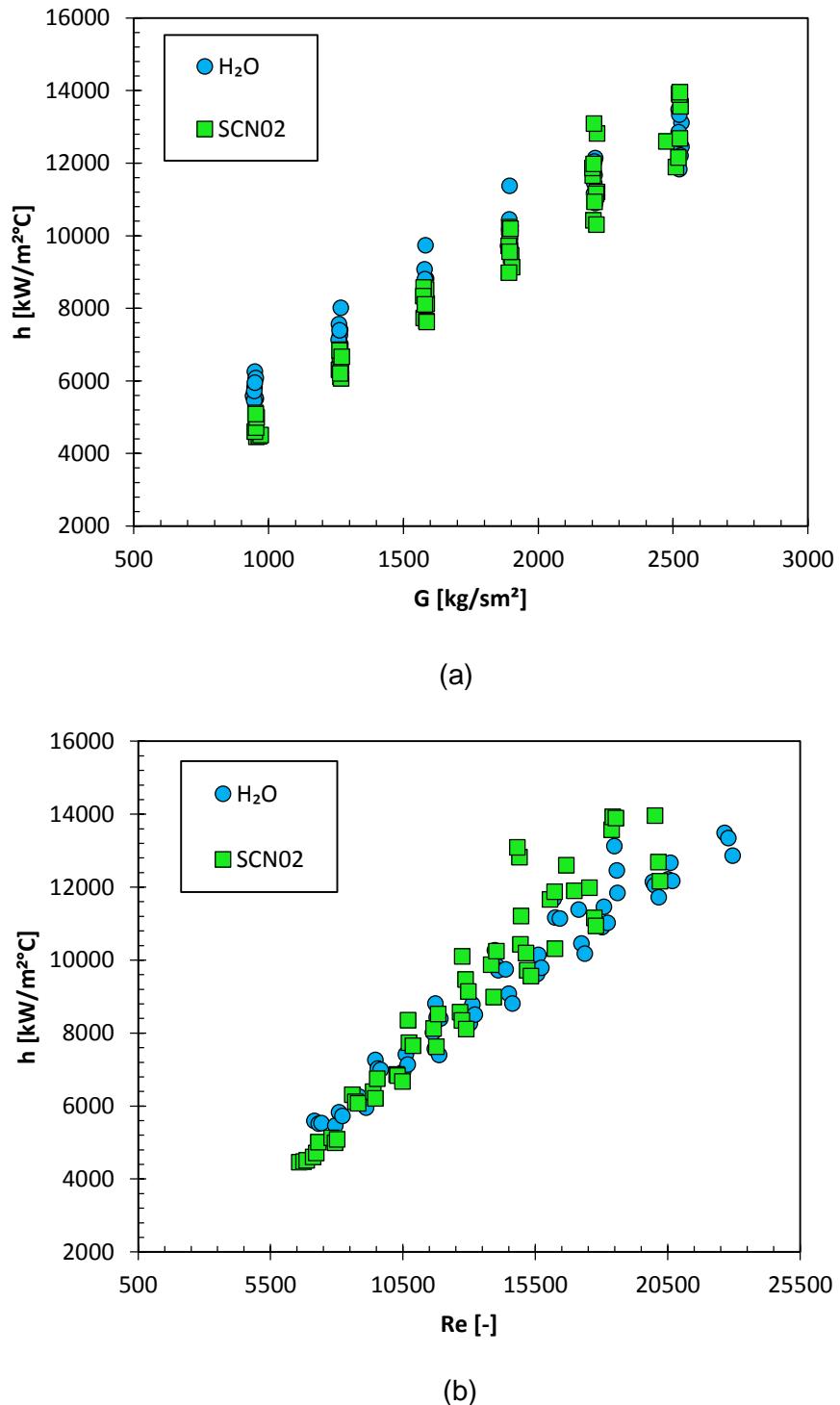


Figura 4.14 - Resultados obtidos experimentalmente do coeficiente de transferência de calor por convecção para a amostra SCN_02, $\phi = 0,032\%$ e $r = 11666$, (a) $h_{exp} \times G$, (b) $h_{exp} \times Re$

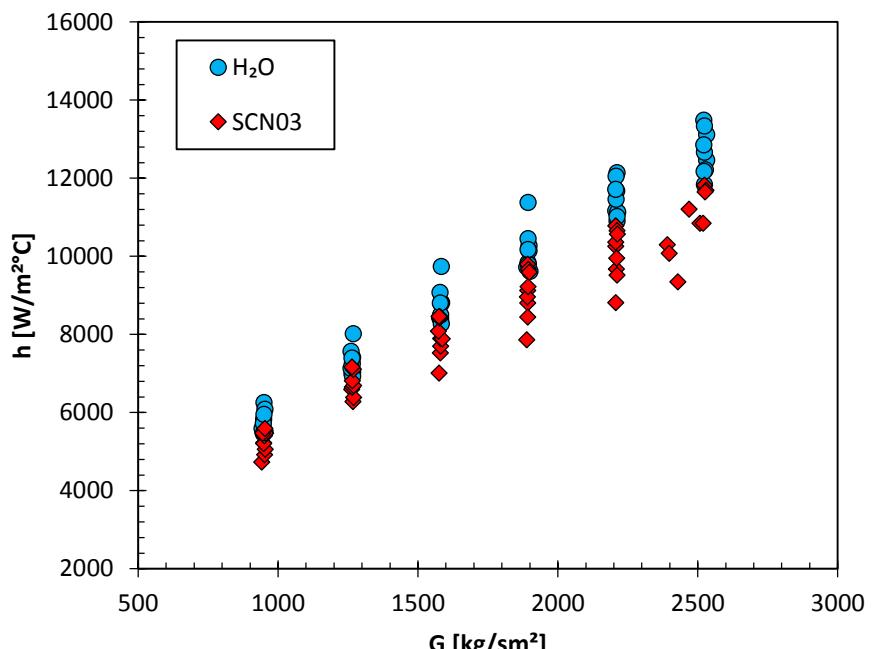
É interessante destacar na Fig. 4.14a, que a amostra de nanofluido, SCN02, com concentração em volume de 0,052% apresentou um coeficiente de transferência de calor, em média, 6,3% inferior aquele encontrado para fluido base. No entanto, nas duas maiores vazões mássicas, 70 e 80g/s, o coeficiente de transferência de calor do nanofluido é superior ao do fluido base, para as mesmas condições nominais de ensaio. Como mostrado na Fig. 4.14b, houve um ligeiro incremento, em média de 1,5%, para o coeficiente de transferência de calor em função do número de Reynolds, Re , em comparação com água destilada. Pode ser observado, ainda, que para maiores vazões, o coeficiente de transferência de calor por convecção da amostra SCN02 tende a intensificar-se.

4.4.3. Amostra SCN03

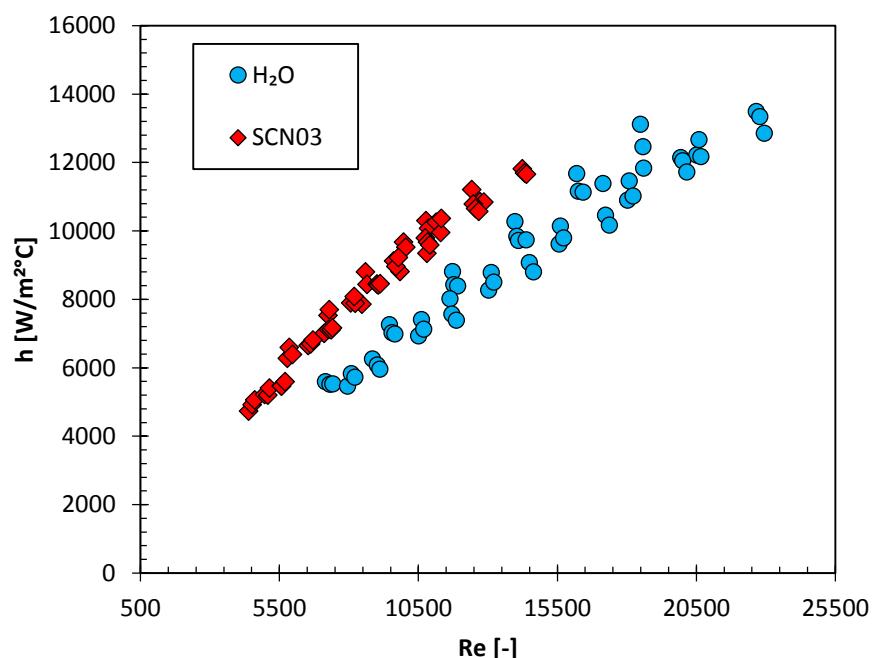
Da mesma forma que para as duas primeiras amostras, os resultados experimentais do coeficiente de transferência de calor da amostra de nanofluido SCN03, com concentração em volume de 0,21%, foram comparados com o coeficiente de transferência de calor obtido para água nas mesmas condições nominais. Nessas condições, a Fig. 4.15a, ilustra a comparação do coeficiente de transferência de calor, realizada em função da velocidade mássica, G , e na Fig. 4.15b, em função do número de Reynolds. Assim, pode ser observado na Fig. 4.15a, que o h_{exp} da amostra SCN03, é em média, 10,6% menor que o h_{exp} da água destilada.

É interessante observar, ainda, na Fig. 4.15a, que amostra SCN03, apresentou um coeficiente de transferência de calor, em média, 10,5% abaixo do coeficiente de transferência de calor do fluido base, mantendo o mesmo comportamento apresentado pelas duas primeiras amostras de menor concentração. Já na Fig. 4.13b, o coeficiente de transferência de calor da amostra SCN03 em função do número de Reynolds, Re , apresentou um incremento em comparação com o h_{exp} do fluido de base, em média de, 34,6%.

No entanto, é importante mencionar que para uma mesma vazão, o número de Reynolds, Re , para o nanofluido proporciona um resultado inferior aquele obtido para a água. Isto pode ser explicado pelo fato de que o número de Reynolds é inversamente proporcional ao aumento de viscosidade, que para a amostra de nanofluido, SCN03, foi 63,4% superior à do fluido de base.



(a)



(b)

Figura 4.15 - Resultados obtidos experimentalmente do coeficiente de transferência de calor por convecção para a amostra SCN03, $\phi = 0,032\%$ e $r = 11666$, (a) $h_{exp} \times G$, (b) $h_{exp} \times Re$

4.4.4. Análise do coeficiente de transferência de calor, utilizando as médias dos testes realizados

Com o objetivo de esclarecer os resultados obtidos para coeficiente de transferência de calor por convecção das três amostras de nanofluidos SWCNT/água, foi realizada uma média dos 9 experimentos realizados para cada vazão mássica de cada fluido testado. Assim, as condições nominais que caracterizam a média dos resultados são descritas a seguir. Temperatura de entrada na seção de teste de aproximadamente 30°C, o fluxo de calor fornecido na seção de teste de aproximadamente 18 kW/m² e as vazões mássicas variando entre 30 e 80 g/s, com incrementos de 10g/s. Os resultados do coeficiente de transferência de calor por convecção médio para quatro fluidos testados, foram também avaliados em função da velocidade mássica, G, e o número de Reynolds, Re.

A Fig. 4.16, apresenta o coeficiente de transferência de calor por convecção médio para as três amostras, SCN01, SCN02, SCN03 e para o fluido base em função da velocidade mássica. Confirmando assim que, para as amostras de nanofluidos SCN01, SCN02 e SCN03, o h_{exp} médio, em função do fluxo mássico foi, 3,6%, 6,3% e 10,6%, respectivamente, inferior ao h_{exp} médio do fluido base.

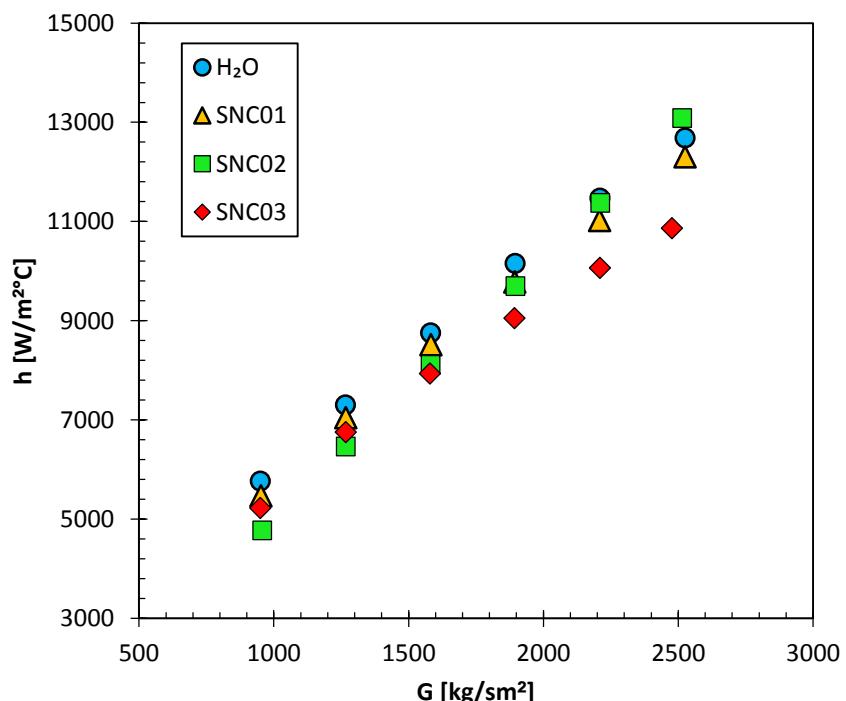


Figura 4.16 – Resultados do coeficiente de transferência de calor por convecção médio em função do fluxo mássico, para os quatro fluidos testados.

A Fig. 4.17, apresenta o coeficiente de transferência de calor por convecção médio para as três amostras, SCN01, SCN02, SCN03 e para o fluido base em função do número de Reynolds, Re. Nessas condições, é possível verificar a tendência do h_{exp} em função do Re, para todos os experimentos realizados. Assim, a amostra SCN01, apresentou uma leve diminuição de 0,15% do h_{exp} médio em comparação com o h_{exp} médio da água destilada. Já para as amostras SCN02 e SCN03, o h_{exp} médio foi superior em 1,5% e 34,6%, respectivamente, em comparação com o h_{exp} médio da água destilada.

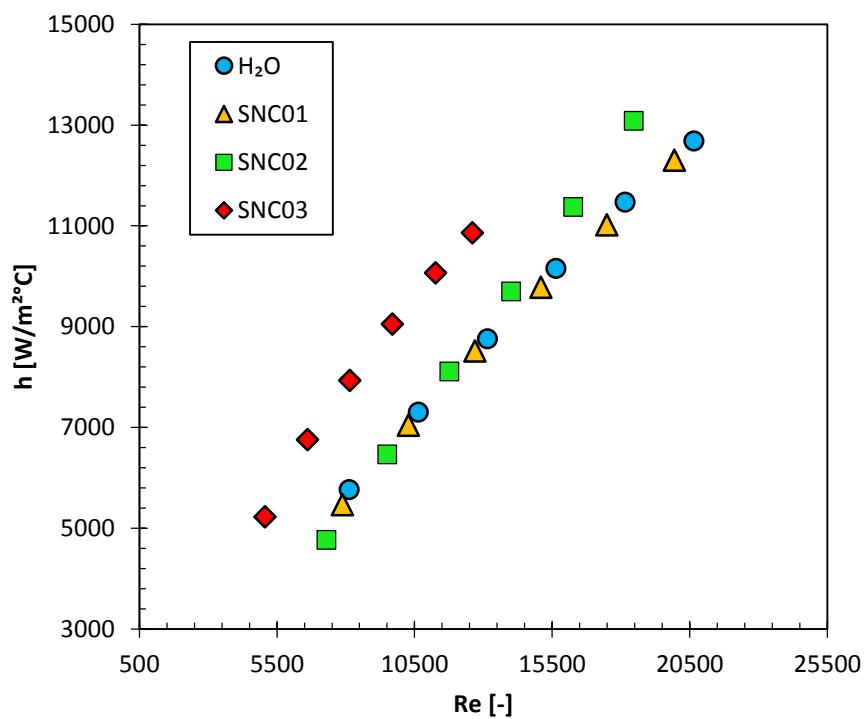


Figura 4.17 - Resultados do coeficiente de transferência de calor por convecção médio em função do número de Reynolds, para os quatro fluidos testados.

Com o objetivo de realizar uma comparação em termos adimensionais, a Fig. 4.18, apresenta o número Nusselt médio para as três amostras, SCN01, SCN02, SCN03 e para o fluido base (água destilada) em função do número de Reynolds, Re, para escoamento turbulento plenamente desenvolvido. Pode ser observado que a única amostra que apresentou um incremento no número de Nusselt, foi a amostra SCN03, cujo incremento foi de 8,8%. No entanto, as outras amostras apresentaram número de Nusselt inferiores aqueles obtidos para água destilada.

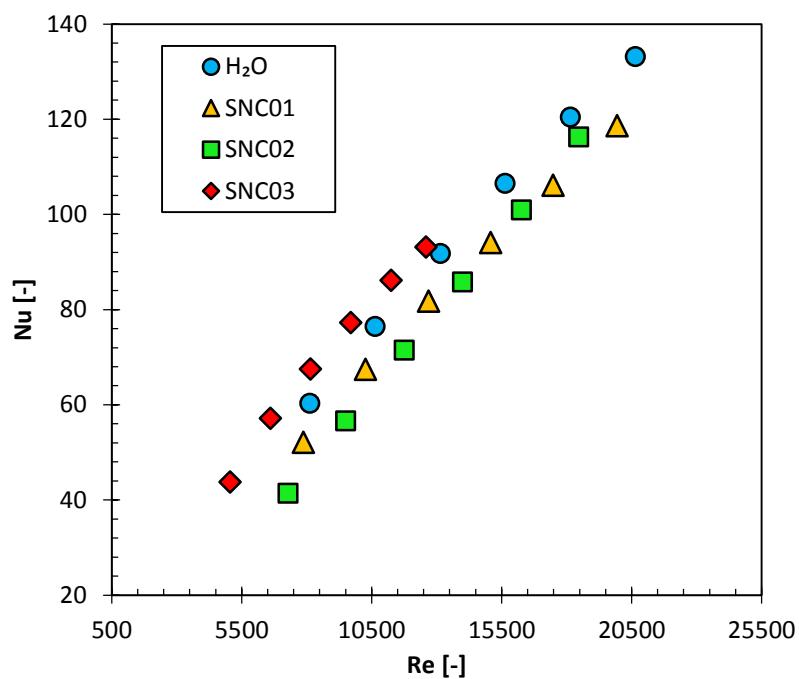


Figura 4.18 - Resultados do número de Nusselt médio em função do número de Reynolds, para os quatro fluidos testados.

Para Pak e Cho (1998), o método de comparação baseado no número de Reynolds não é geralmente o melhor método de comparação, uma vez que a viscosidade do nanofluido é superior a do fluido base. Haghghi, *et al.* (2014) concluíram que, qualquer fluido com uma viscosidade maior, apresentem coeficientes de transferência de calor mais elevados e podem estar sendo avaliados erroneamente como fluidos refrigerantes promissores. Nesse sentido, os referidos autores propõem como método de comparação a potência de bombeamento, uma vez que são considerados tanto a transferência de calor como a queda de pressão do nanofluido.

4.4.5. Comparação dos resultados experimentais do coeficiente de transferência de calor por convecção com modelos clássicos

A Fig. 4.19a, apresenta a comparação entre os resultados do coeficiente de transferência de calor por convecção obtidos experimentalmente para as amostras de nanofluidos SCN01, SCN02 e SCN03 e o coeficiente de transferência de calor obtidos por intermédio da correlação de Gnielinski (1975), apresentada pela Eq.(3.22). Na Fig. 4.19b, é apresentada a comparação entre os resultados do h_{exp} para as três amostras de nanofluidos

e o coeficiente de transferência de calor obtidos por intermédio da correlação Dittus-Boelter (1930), apresentado na Eq.(3.21).

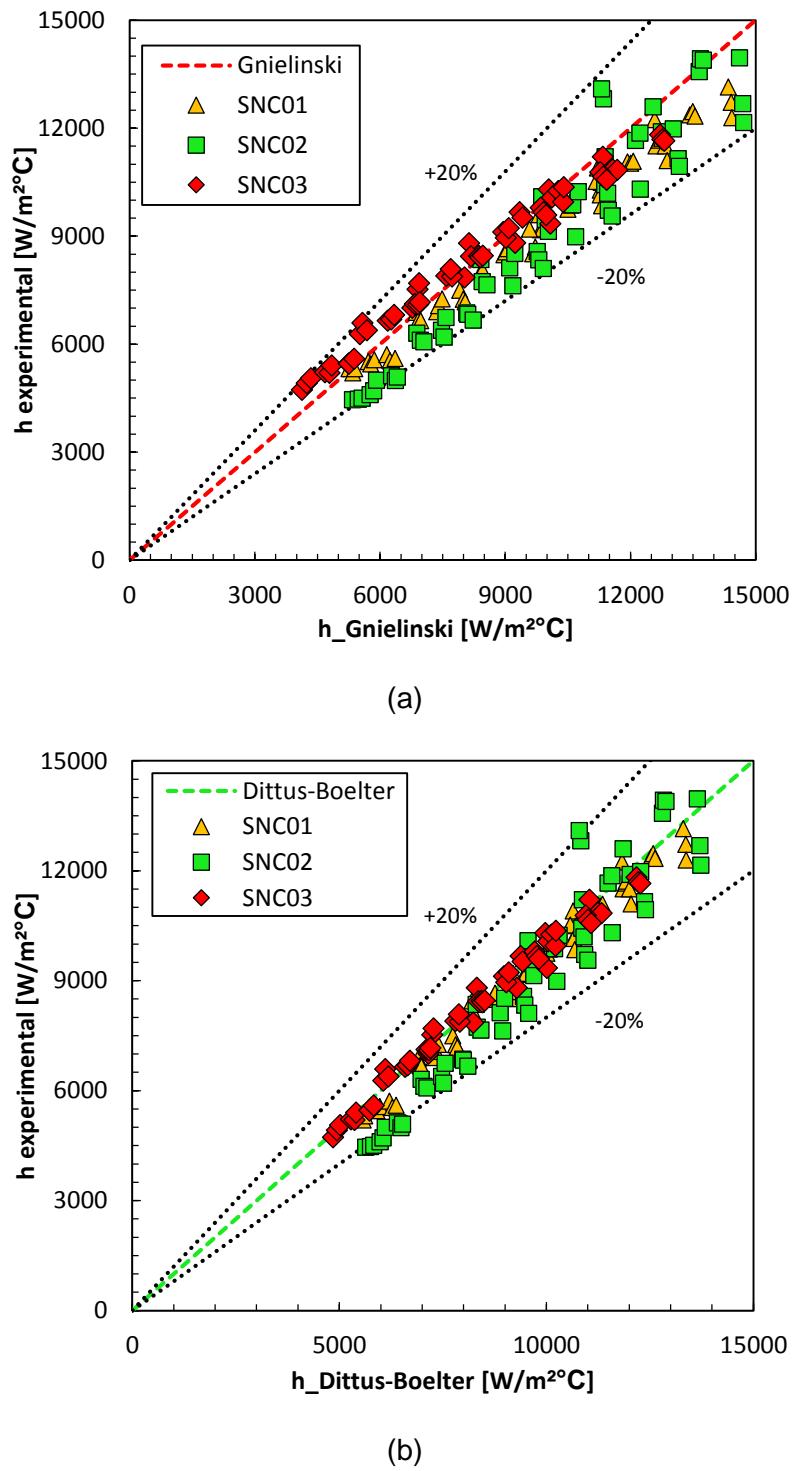


Figura 4.19 - Comparaçāo entre o coeficiente de transferência de calor por conveção experimental x teórico (a) correlaçāo de Gnielinski (1975). (b) correlaçāo Dittus-Boelter (1930)

Pode ser verificado pelas Figs. 4.19a e 4.19b, que os pontos experimentais referentes aos 162 testes realizados para as três amostras de nanofluidos, encontraram-se dentro da margem de erro de $\pm 20\%$ dos dois modelos clássicos utilizados na comparação. A Tab. 4.5 apresenta, especificamente, os desvios médios resultados da comparação entre os modelos clássicos e os resultados experimentais das três amostras de nanofluido.

Tabela 4.5 - Desvio médio entre os pontos experimentais e os dois modelos clássicos.

Modelos Clássicos	Desvio médio apresentado		
	SCN01	SCN02	SCN03
Gnielinski (1975)	6,6%	10,3%	2,7%
Dittus-Boelter (1930)	3,6%	7,9%	0,4%

4.5. Queda de pressão e fator de atrito dos nanofluidos SWCNT/água

4.5.1. Queda de pressão

Os resultados experimentais de todos os ensaios para a queda de pressão do escoamento do fluido entre a entrada e a saída da seção de testes são apresentados na Fig. 4.20 em função da velocidade mássica, G [kg/sm^2], sendo um dos parâmetros que mais afeta a perda de carga. Todas as amostras de nanofluido preparadas a partir da diluição e homogeneização de uma solução SWCNT/água com concentração em massa de 6%, (SCN01, SCN02 e SCN03), apresentaram valores de queda de pressão acima do fluido base (água destilada). A amostra SCN01, com uma concentração em volume de 0,032%, apresentou queda de pressão, em média, 7,5% acima do fluido base. O incremento da queda de pressão para a amostra SCN02, com uma concentração em volume de 0,032%, foi de 12,1%, ressaltando que o aumento na viscosidade foi de 11,8%. Já o incremento da queda de pressão para a amostra SCN03, com a maior concentração em volume (0,21%) foi, em media, de 12,3%, destacando que o aumento na viscosidade para esta amostra foi de 11,8% em relação ao fluido base. Os resultados da Fig. 4.20, foram obtidos partir das médias de todos os testes realizados, da mesma forma que a análise realizada para o coeficiente de transferência de calor, mencionado anteriormente.

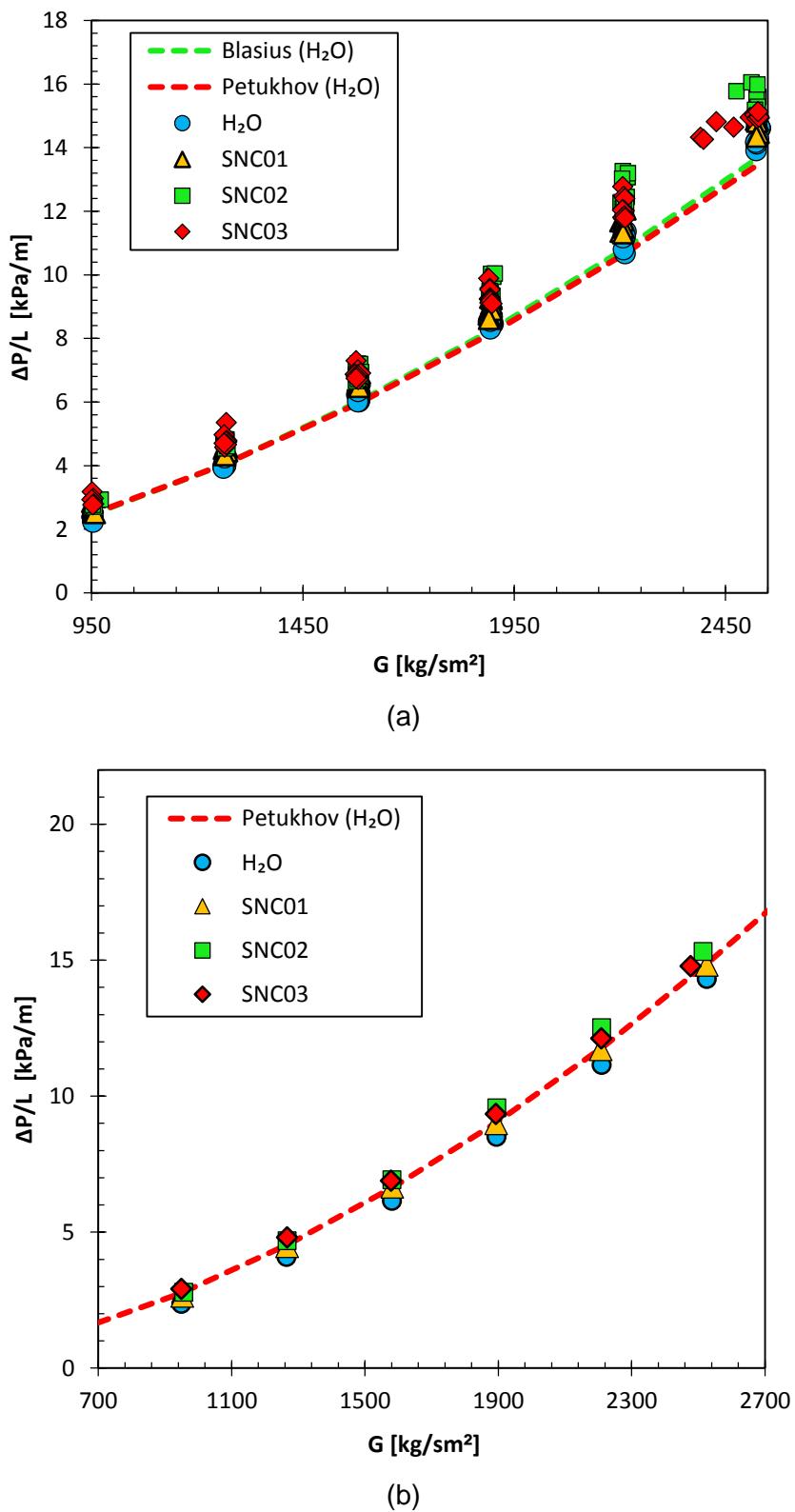
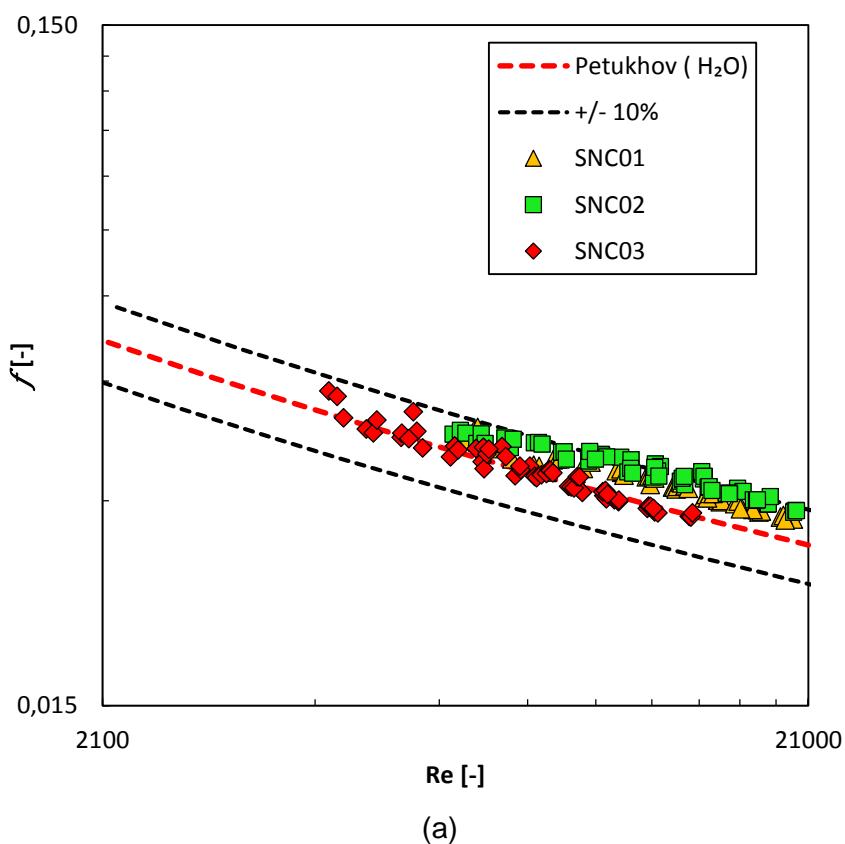


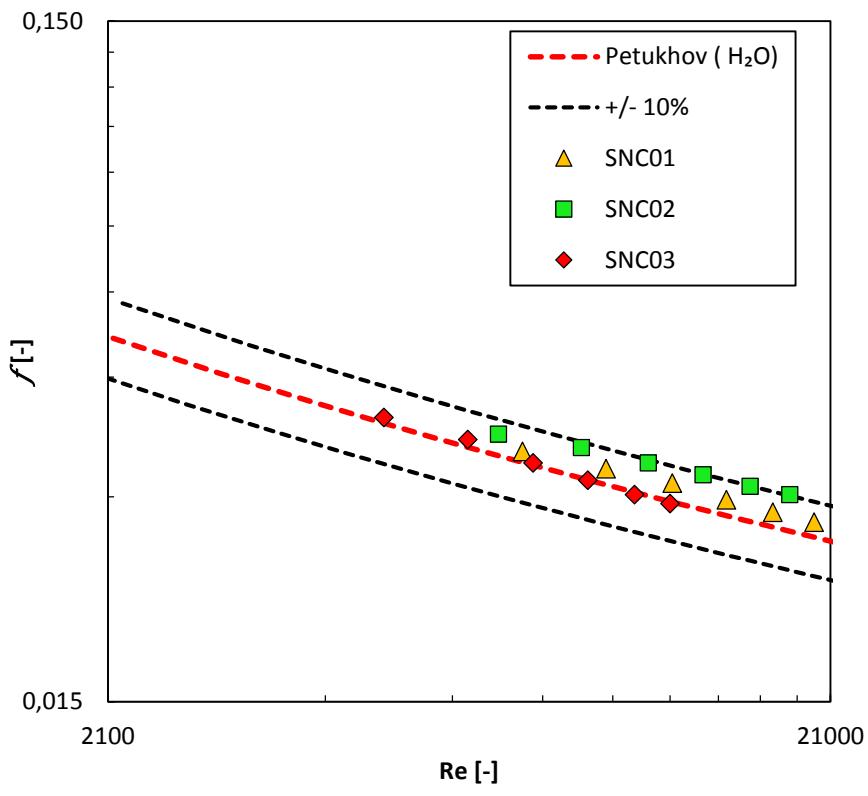
Figura 4.20 - Resultados obtidos experimentalmente para queda de pressão [$\Delta P/L$] em função do fluxo mássico [G], para todas as amostras. (a) Todos os experimentos. (b) Média dos experimentos

4.5.2. Fator de atrito

Os valores experimentais da potência de bombeamento foram calculados com valores da queda de pressão medidos na seção de teste para cada condição de vazão mássica imposta nos testes dos nanofluidos avaliados. O fator de atrito foi calculado por meio da Eq. 3.5, com os valores medidos de queda de pressão e os resultados foram comparados para as três amostras com o modelo de Petukhov, Eq.(3.6).

A Fig. 4.21a, mostra todos valores obtidos experimentalmente para os fatores de atrito em função do numero de Reynolds, para os nanofluidos SWCNT/água, em escoamento monofásico e regime turbulento nas condições nominais descritas na Tab. 4.4. É importante ressaltar que os testes térmicos e hidráulicos foram realizados simultaneamente e os resultados experimentais obtidos evidenciaram uma boa concordância com os valores obtidos pela equação de Petukhov, apresentando um desvio médio inferior a $\pm 12\%$. A Fig. 4.21b, apresenta a média dos resultados do fator de atrito para os 9 experimentos realizados para cada vazão mássica, de cada fluido ensaiado.





(b)

Figura 4.21 - Resultados obtidos experimentalmente para o fator de atrito [f] em função do número de Reynolds [Re] para todas as amostras. (a) Todos os experimentos. (b) Média dos experimentos

4.6. Desempenho termo-hidráulico dos nanofluidos SWCNT/água

Para Williams et al. (2008), as vantagens dos nanofluidos como fluidos refrigerantes melhorados dependem em grande parte do equilíbrio entre o aumento da condutividade térmica (que determina o aumento de transferência de calor desejado) e aumento da viscosidade (que determina um aumento indesejável na potência de bombeamento). Consequentemente, a avaliação do desempenho termo-hidráulico das três amostras de nanofluidos testados foi realizada, especificando o coeficiente relativo de transferência de calor por convecção em função da potência de bombeamento relativa. Essa foi obtida das potências de bombeamento consumidas na seção de teste calculadas por intermédio da Eq.(4.14), tanto para todas as três amostras ensaiadas (SCN01, SCN02 e SCN03) como para o fluido base, nas mesmas condições nominais descritas na Tab. 4.4. Ou seja, mesma vazão mássica, temperatura de entrada e fluxo de calor imposto na seção de teste. Os resultados obtidos para as três amostras (SCN01, SCN02 e SCN03), são apresentados nas Figs. 4.22a, 4.22b e 4.22c.

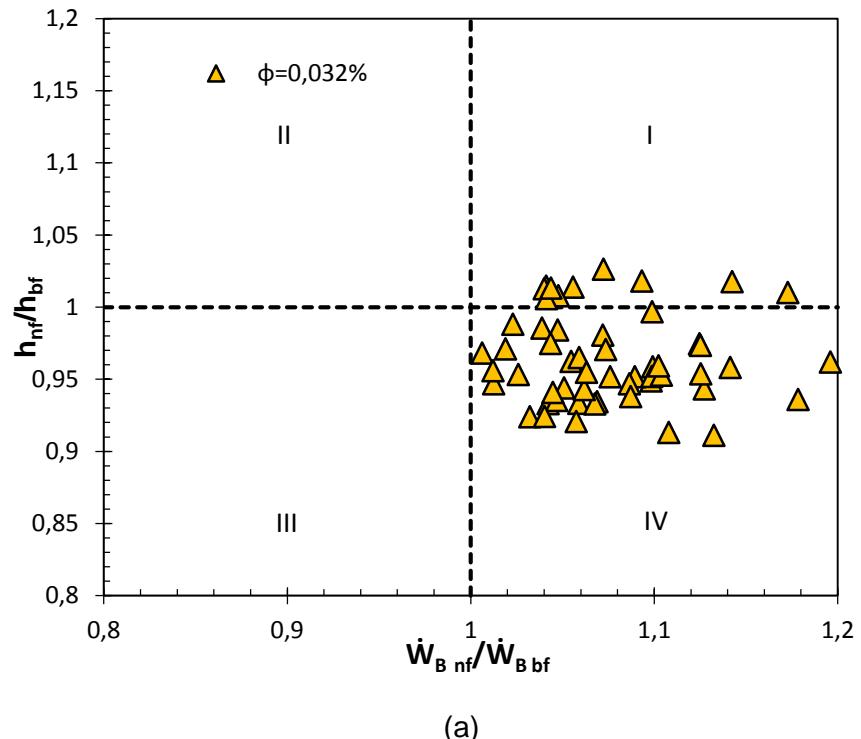
$$\dot{W}_B = \frac{\dot{m} \cdot \Delta P}{\rho} \quad (4.14)$$

Pode ser observado nas figuras que existem quatro quadrantes que poderiam descrever o desempenho termo-hidráulico de qualquer dispersão, sendo “m” o coeficiente relativo de transferência de calor de calor e “n” a potência de bombeamento relativa em coordenadas vetoriais, onde a coordenada (1,1) representa o fluido base utilizado na dispersão. O primeiro quadrante ($m>1, n>1$) descreve um desempenho termohidráulico esperado dos nanofluidos, onde existe um incremento no coeficiente de transferência de calor por convecção e um incremento na potência de bombeamento, ressaltando que um ótimo desempenho para qualquer nanofluido seria ($m>1, n=1$); o segundo quadrante ($m>1, n<1$) e o terceiro quadrante ($m<1, n<1$) sendo quadrantes improváveis para representar o desempenho termo-hidráulico de nanofluidos, uma vez que a potência de bombeamento depende da queda de pressão e, esta, é maior para o nanofluido. Finalmente, o quarto quadrante ($m<1, n>1$) onde a aplicação de nanofluidos não apresenta nenhuma vantagem, já que este quadrante representa valores na potência de bombeamento superiores aos do fluido base e coeficientes de transferência de calor inferiores aos do fluido base para as mesmas condições nominais.

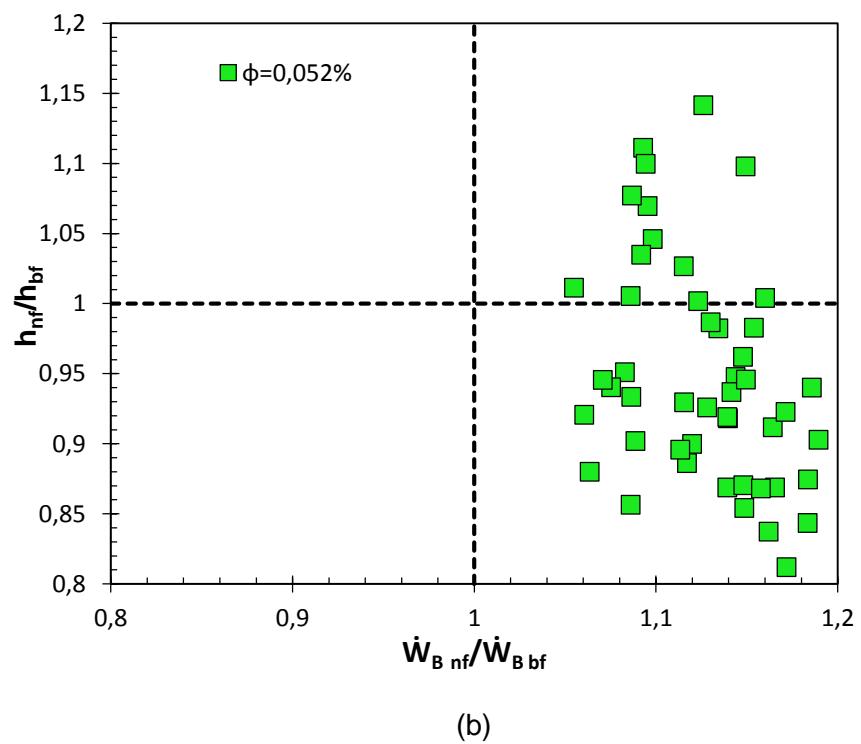
Conforme mencionado anteriormente e apresentado nas Figs. 4.22a, 4.22b e 4.22c, é possível afirmar que, geralmente, todas as amostras ensaiadas de SWCNT/água (SCN01, SCN02 e SCN03), não apresentaram resultados satisfatórios do desempenho termo-hidráulico pelo critério adotado. No entanto, pode ser observado que na Fig. 4.22b, a amostra SCN02 com concentração em volume de 0,052% apresentou incrementos no coeficiente de transferência de calor por convecção acima de 10% para incrementos em potência de bombeamento menores que 15%, ressaltando que para esta amostra o incremento na condutividade foi 24%, muito próximo à amostra de maior concentração (SCN03) onde o incremento na condutividade foi de 29%.

É importante mencionar também, que para a amostra SCN01 e SCN02, os pontos que apresentaram valores do coeficiente de transferência de calor relativo acima de 1, foram aqueles que resultaram de experimentos para vazões maiores. A amostra SCN03, com concentração em volume de 0,21%, foi a que apresentou o pior desempenho termo-hidráulico, segundo o critério adotado. Isto pode estar relacionado ao incremento de viscosidade para a amostra SCN03 foi de 63,4%, acima do fluido base. No entanto, todas as comparações, foram realizadas sem assumir os possíveis efeitos negativos da quantidade desconhecida de

surfactante na solução funcionalizada de SWCNT/água, fornecida pela Nanostructures & Amorphos Material Inc., a partir da qual as três amostras forma realizadas.



(a)



(b)

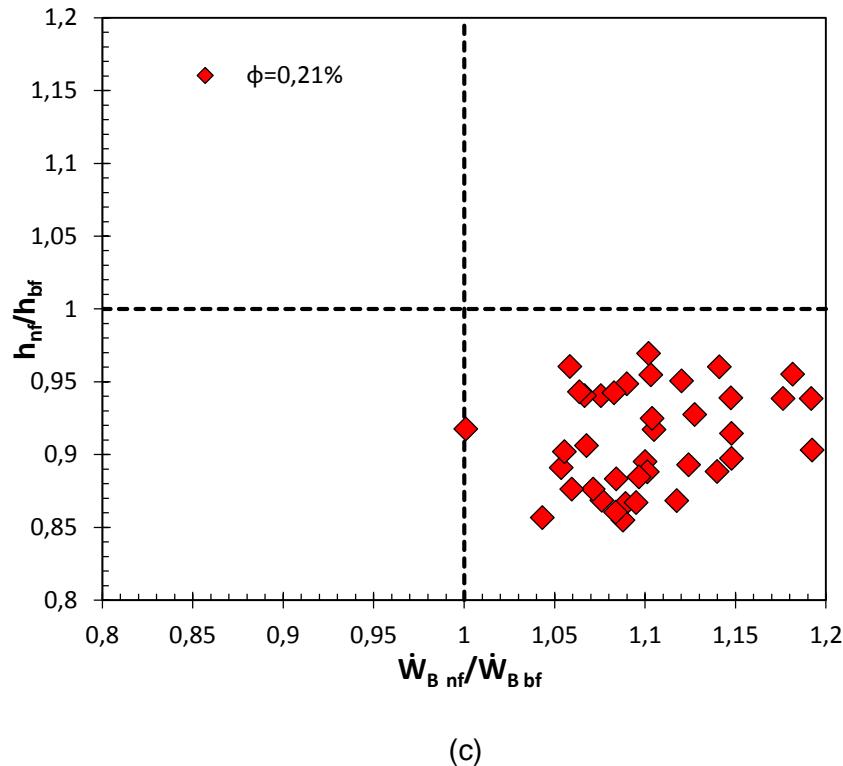


Figura 4.22 - Resultados obtidos experimentalmente para o coeficiente relativo de transferência de calor por convecção $[h_{nf}/h_{fb}]$ em função da potência de bombeamento relativa $[\dot{W}_{B,nf}/\dot{W}_{B,fb}]$. (a) amostra SCN01, (b) amostra SCN02 e (c) amostra SCN03.

4.6.1. Comparação com resultados experimentais da literatura

Um parâmetro para avaliar e validar os resultados obtidos foi comparar o coeficiente relativo de transferência de calor por convecção em função da potência de bombeamento relativa dos resultados obtidos por Meyer *et al.* (2013) e Hoffmann, (2014), para nanofluidos MWCNT/água só para região de escoamento turbulento. Como pode ser observado na Fig. 4.23, são apresentados os valores obtidos para as três amostras (SCN01, SCN02 e SCN03) e os valores obtidos dos trabalhos Meyer *et al.* (2013) e Hoffmann, (2014), nas condições nominais descritas na Tab. 4.6.

Nos trabalhos utilizados para efeitos de comparação, em especial o trabalho de Meyer *et al.* (2013), concluíram que o nanofluido MWCNT/água não é ideal para aplicações como fluido de arrefecimento em escoamento turbulento, este fato é verificado no gráfico comparativo na Fig. 4.23. Os pontos experimentais obtidos pelos referidos autores se encontram no quarto quadrante, confirmando assim um desempenho termo-hidráulico insatisfatório. Segundo Meyer *et al.* (2013), adotando o critério de avaliação do desempenho

termo-hidráulico, expressado por Prasher *et al.* (2006b), que, considerando um caso conservativo onde número de Nusselt do nanofluido é igual ao número de Nusselt do fluido base, expressou que o incremento da viscosidade não pode ser superior a quatro vezes o incremento da condutividade. Note que para o trabalho realizado por Meyer *et al.* (2013) essa relação foi aproximadamente 8.5 vezes.

No entanto, no trabalho de Hoffmann, (2014), a amostra com concentração volumétrica de 0,24% e razão de aspecto de 2400, apresentou aumentos no coeficiente de transferência de calor acima de 10% para incrementos na potência de bombeamento menores que 10%. Assim, as três amostras (SCN01, SCN02 e SCN03), que foram objeto de pesquisa no presente trabalho, não apresentaram um desempenho termo-hidráulico desejável, segundo o critério proposto.

Tabela 4.6 - Características das condições nominais para efeitos de comparação.

Nanofluido	Fonte	Região de Escoamento	$r=l/d$	T_{ent} S.T. [°C]	q''_{in} [kW/m ²]
SWCNT/água $\phi=0,032\%$	Autor	Turbulento	≈ 11666	30	18
SWCNT/água $\phi=0,052\%$	Autor	Turbulento	≈ 11666	30	18
SWCNT/água $\phi=0,21\%$	Autor	Turbulento	≈ 11666	30	18
MWCNT/água $\phi=0,12\%$	Hoffmann (2014)	Turbulento	≈ 600	20	14
MWCNT/água $\phi=0,24\%$	Hoffmann (2014)	Turbulento	≈ 100	20	14
MWCNT/água $\phi=0,24\%$	Hoffmann (2014)	Turbulento	≈ 2400	20	14
MWCNT/água $\phi=0,33\%$	Meyer, <i>et al.</i> (2013)	Turbulento	≈ 1333	20	13
MWCNT/água $\phi=0,75\%$	Meyer, <i>et al.</i> (2013)	Turbulento	≈ 1333	20	13

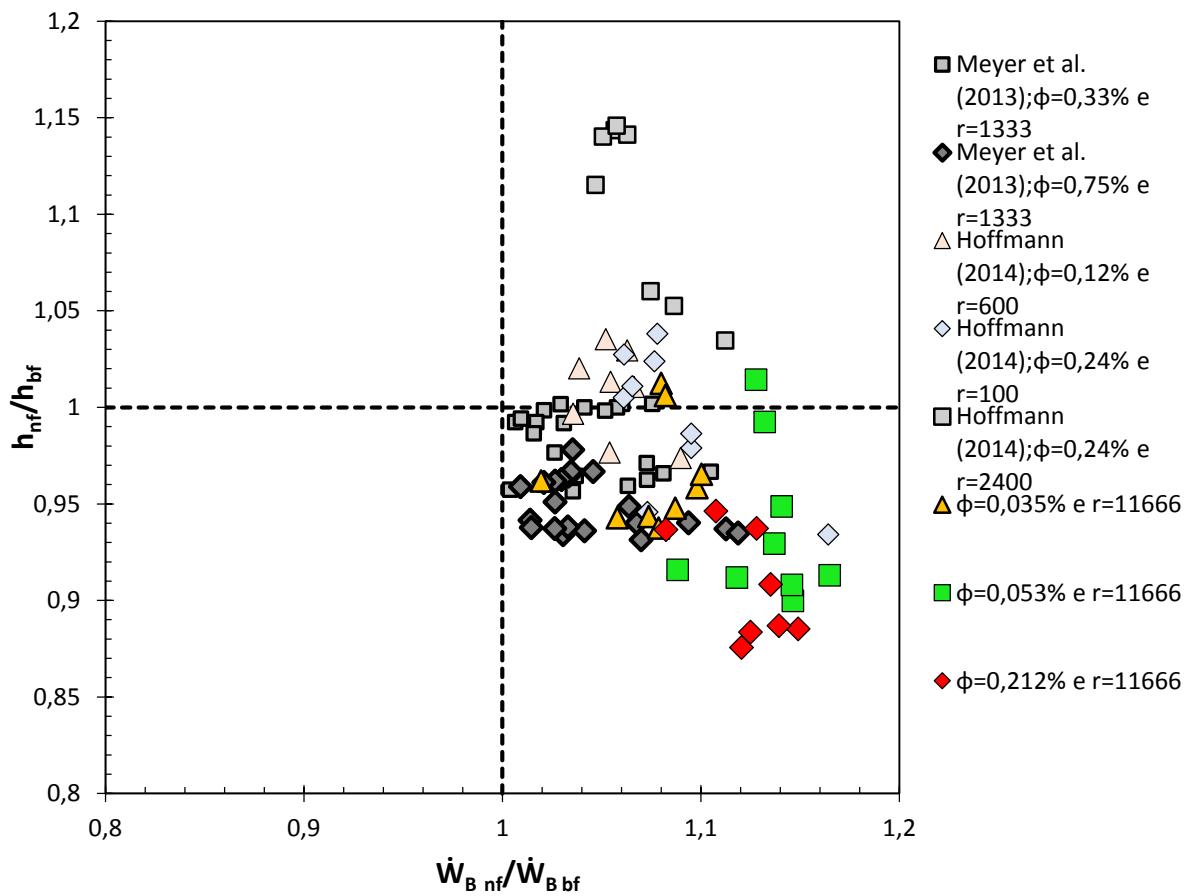


Figura 4.23 - Comparação dos resultados obtidos experimentalmente para o coeficiente relativo de transferência de calor por convecção $[h_{nf}/h_{fb}]$ em função da potência de bombeamento relativa $[\dot{W}_{B, nf}/\dot{W}_{B, fb}]$ com aqueles obtidos da literatura.

CAPÍTULO V

CONCLUSÕES E RECOMENDAÇÕES

O trabalho experimental, realizado para a avaliação do desempenho termo-hidráulico de nanofluidos de nanotubo de carbono de parede simples a base de água, iniciou de uma extensa revisão bibliográfica, que abordou o estado da arte referente aos processo de síntese e produção de dispersões coloidais estáveis, caracterização de propriedades termo-físicas e a análise dos métodos de comparação, utilizados na avaliação térmica e fluidodinâmica de nanofluidos. Nessas condições, o presente trabalho, contribuiu para um melhor conhecimento dos mecanismos físicos e parâmetros envolvidos no aumento da transferência de calor em escoamento monofásico, no interior de tubos lisos horizontais.

O equipamento experimental inicialmente sofreu algumas modificações, que permitiram atingir os requisitos necessários para realização dos ensaios. A análise e validação do desempenho termo-hidráulico neste trabalho, foi realizada para uma variação na vazão mássica de 20 até 80g/s, a condição de contorno de fluxo de calor na superfície do tubo foi mantida constante em 14, 18 e 22 kW/m², e as temperaturas na entrada da seção de testes foram fixadas em 25, 30 e 35°C. Assim, uma grande quantidade de dados experimentais foram levantados, permitindo a realização de diversas análises em termos da transferência de calor e queda de pressão. Portanto, de modo geral, os objetivos propostos para este trabalho foram alcançados satisfatoriamente. A seguir, são apresentadas as principais conclusões relativas ao desenvolvimento da presente pesquisa e, posteriormente, são apresentadas sugestões e recomendações para futuros trabalhos.

5.1. Conclusões Finais

As principais conclusões referentes à presente pesquisa podem ser resumidas nos seguintes tópicos:

- Os resultados obtidos das medições de condutividade térmica para todas as três amostras de nanofluido de SWCNT/água, indicaram incrementos muito acima das previsões obtidas pela Teoria do Meio Efetivo (EMT), descrita pelo modelo de Maxwell (1873). Assim, foram observados incrementos na condutividade em comparação com o fluido base de até 28%, para concentrações em volume de 0,21%. Adicionalmente, os resultados da condutividade foram comparados com o modelo por Xue (2006) para nanofluidos de MWCNT, apresentando uma boa concordância com os resultados experimentais.
- A viscosidade dos nanofluidos foi, também, outro parâmetro determinado experimentalmente, indicando incrementos, em média, para todas as três amostras de 25,8% em comparação o fluido base.
- O calor específico e a massa específica foram determinadas por intermédio de modelos teóricos, que frequentemente são utilizados por um amplo número de pesquisadores. Estas propriedades, concomitantemente com a condutividade térmica e a viscosidade dos nanofluidos fundamentaram a análise dos resultados obtidos para o desempenho termo-hidráulico das amostras de nanofluidos avaliadas.
- Embora, nenhuma análise quantitativa foi realizada para avaliar a estabilidade das amostras de nanofluidos SWCNT/água produzidos no laboratório, todas as amostras permaneceram estáveis por até 5 meses, confirmado que o método de dois passos, implementado com o auxílio do homogeneizador de alta pressão, foi bem sucedido para a produção de nanofluidos.
- O coeficiente de transferência de calor dos nanofluidos de SWCNT/água, apresentaram resultados discutíveis, em função do critério de comparação utilizado. Para o mesmo número de Reynolds, todas as amostras, apresentaram incrementos em média de 11,3% e, para mesma velocidade mássica, apresentaram uma diminuição de 6,9%, em comparação com água destilada.
- Os resultados experimentais para o coeficiente de transferência de calor, referente aos 156 testes realizados, foram comparados com dois modelos clássicos, o modelo de Dittus-

Boelter (1930) e o modelo de Gnielinski (1975), apresentando desvios médio de 4% e 6,5%, respectivamente.

- Os resultados para a queda de pressão dos nanofluidos de SWCNT/água, apresentaram valores superiores, em média de 7,3%, quando comparados àqueles obtidos para água destilada.
- Os resultados para o fator de atrito das três amostras de nanofluidos avaliados foram comparados com o modelo de Petukhov (1970), apresentando desvios médios inferiores a 10%.
- Os resultados obtidos para as três amostras de nanofluidos de SWCNT/água, em termos da combinação da transferência de calor e potência de bombeamento, não se mostraram satisfatórios. Isso se deve, principalmente, aos elevados incrementos da viscosidade do nanofluido, que foram preponderantes em relação aos observados para condutividade térmica.

5.2. Recomendações a Trabalhos Futuros

A seguir são relacionadas algumas sugestões e recomendações para futuros trabalhos, a fim de contribuir no entendimento das características termo-hidráulicas de nanofluidos de NTC/água.

- Definir critérios de produção e sintetização de nanofluidos, uma vez que, o processo de produção é baseada somente em informações publicadas na literatura ou na experiências individuais das diferentes pesquisas realizadas do laboratório.
- Implementar técnicas quantitativas que detalhem e avaliem o comportamento da homogeneidade e estabilidade das dispersões de nanopartículas nos fluidos base.
- Analisar e avaliar experimentalmente o desempenho termo-hidráulico em maiores faixas do regime de escoamento, inclusive escoamento laminar.
- Propor modelos para a predição da transferência de calor por convecção forçada, em nanofluidos, que levem em consideração o efeitos da forma das nanopartículas.

REFERÊNCIAS BIBLIOGRÁFICAS

AKOH, H. et al. Magnetic properties of ferromagnetic ultrafine particles prepared by vacuum evaporation on running oil substrate. **Journal of Crystal Growth**, v. 45, p. 495-500, December 1978. ISSN 0022-0248.

AMROLLAHI, A. et al. Convection heat transfer of functionalized MWNT in aqueous fluids in laminar and turbulent flow at the entrance region. **International Communications in Heat and Mass Transfer**, v. 37, n. 6, p. 717-723, July 2010. ISSN 0735-1933.

ANOOP, K. B. et al. Rheological and flow characteristics of nanofluids: Influence of electroviscous effects and particle agglomeration. **Journal of Applied Physics**, v. 106, n. 3, p. 034909, 2009. ISSN 0021-8979.

ASIRVATHAM, L. G. et al. Convective heat transfer of nanofluids with correlations. **Particuology**, v. 9, n. 6, p. 626-631, December 2011. ISSN 1674-2001.

BATCHELOR, G. K. The effect of Brownian motion on the bulk stress in a suspension of spherical particles. **Journal of Fluid Mechanics**, v. 83, n. 1, p. 97- 117, November 1977. ISSN 0022-1120.

BERGLES, A. E. ExHFT for fourth generation heat transfer technology. **Experimental Thermal and Fluid Science**, v. 26, n. 2-4, p. 335-344, 2002. ISSN 0894-1777.

BRINKMAN, H. C. The Viscosity of Concentrated Suspensions and Solutions. **The Journal of Chemical Physics**, v. 20, n. 4, p. 571-571, 1952.

BRUGGEMAN, D. A. G. Berechnung verschiedener physikalischer Konstanten von heterogenen Substanzen. I. Dielektrizitätskonstanten und Leitfähigkeiten der Mischkörper aus isotropen Substanzen. **Annalen der Physik**, v. 416, n. 7, p. 636-664, 1935. ISSN 1521-3889.

BRUIJN, H. D. The viscosity of suspensions of spherical particles. (The fundamental η -c and ϕ relations). **Recueil des Travaux Chimiques des Pays-Bas**, v. 61, n. 12, p. 863-874, 1942. ISSN 0165-0513.

BUONGIORNO, J. et al. A benchmark study on the thermal conductivity of nanofluids. **Journal of Applied Physics**, v. 109, n. 9, p. 094312, 2009. ISSN 0021-8979.

CHAUPIS, J. E. R. **Simulação numérica de nanofluidos escoando no interior de dutos retos**. Dissertação de Mestrado - Universidade Federal de Uberlândia. Uberlândia, p. 162 f. 2011.

CHEN, L. et al. Nanofluids containing carbon nanotubes treated by mechanochemical reaction. **Thermochimica Acta**, v. 477, n. 1-2, p. 21-24, October 2008. ISSN 0040-6031.

CHEVALIER, J.; TILLEMENT, O.; AYELA, F. Rheological properties of nanofluids flowing through microchannels. **Applied Physics Letters**, v. 91, n. 23, p. 233103, 2007. ISSN 0003-6951.

CHOI, S. U. S. **Enhancing thermal conductivity of fluids with nanoparticles**. International Mechanical Engineering Congress and Exposition. [S.I.]: ASME. 1995. p. 99-105.

CHOI, S. U. S. et al. Anomalous thermal conductivity enhancement in nanotube suspensions. **Applied Physics Letters**, v. 79, n. 14, p. 2252-2254, October 2001. ISSN 0003-6951.

DAI, H. Carbon Nanotubes: Synthesis, Integration, and Properties. **Accounts of Chemical Research**, v. 35, n. 12, p. 1035-1044, January 2002. ISSN 0001-4842.

DING, Y. et al. Heat transfer of aqueous suspensions of carbon nanotubes (CNT nanofluids). **International Journal of Heat and Mass Transfer**, v. 49, n. 1-2, p. 240-250, January 2006. ISSN 0017-9310.

DITTUS, F. W.; BOELTER, L. M. K. Heat transfer in automobile radiators of the tubular type. **University of California publications in engineering**, v. 2, n. 13, p. 443-461, October 1930. ISSN 0735-1933.

DUANGTHONGSUK, W.; WONGWISES, S. Measurement of temperature-dependent thermal conductivity and viscosity of TiO₂-water nanofluids. **Experimental Thermal and Fluid Science**, v. 33, n. 4, p. 706-714, April 2009. ISSN 0894-1777.

DUANGTHONGSUK, W.; WONGWISES, S. An experimental study on the heat transfer performance and pressure drop of TiO₂-water nanofluids flowing under a turbulent flow regime. **International Journal of Heat and Mass Transfer**, v. 53, n. 1-3, p. January, January 2010. ISSN 0017-9310.

EASTMAN, J. A. et al. **Enhanced Thermal Conductivity through the Development of Nanofluids**. Symposium V – Nanophase and Nanocomposite Materials II. Boston, Massachusetts: MRS Proceedings. 1996. p. 3-11.

EASTMAN, J. A. et al. Anomalously increased effective thermal conductivities of ethylene glycol-based nanofluids containing copper nanoparticles. **Applied Physics Letters**, v. 78, n. 6, p. 718-720, February 2001. ISSN 0003-6951.

EINSTEIN, A. Eine neue Bestimmung der Moleküldimensionen. **Annalen der Physik**, v. 324, n. 2, p. 289–306, 1906.

FENG, X. et al. Aqueous - Organic Phase-Transfer of Highly Stable Gold , Silver , and Platinum Nanoparticles and New Route for Fabrication of Gold Nanofilms at the Oil / Water Interface and on Solid Supports. **Journal of Physical Chemistry B**, v. 110, p. 12311-12317, June 2006.

FILHO, E. P. B. et al. Experimental investigation of a silver nanoparticle-based direct absorption solar thermal system. **Energy Conversion and Management**, v. 84, p. 261-267, August 2014. ISSN 0196-8904.

FOTUKIAN, S. M.; ESFAHANY, M. N. Experimental investigation of turbulent convective heat transfer of dilute γ -Al₂O₃/water nanofluid inside a circular tube. **International Journal of Heat and Fluid Flow**, v. 31, n. 4, p. 606-612, August 2010. ISSN 0142-727X.

GARG, P. et al. An experimental study on the effect of ultrasonication on viscosity and heat transfer performance of multi-wall carbon nanotube-based aqueous nanofluids. **International Journal of Heat and Mass Transfer**, v. 52, n. 21–22, p. 5090-5101, October 2009. ISSN 0017-9310.

GLORY, J. et al. Thermal and electrical conductivities of water-based nanofluids prepared with long multiwalled carbon nanotubes. **Journal of Applied Physics**, v. 103, n. 9, p. 094309, May 2008. ISSN 0021-8979.

GNIELINSKI, V. Neue Gleichungen für den Wärme- und den Stoffübergang in turbulent durchströmten Rohren und Kanälen. **Forschung im Ingenieurwesen A**, v. 41, n. 1, p. 8-16, 1975. ISSN 0015-7899.

HAGHIGHI, E. B. et al. Experimental study on convective heat transfer of nanofluids in turbulent flow: Methods of comparison of their performance. **Experimental Thermal and Fluid Science**, v. 57, p. 378-387, September 2014. ISSN 0894-1777.

HAMILTON, R. L.; CROSSER, O. K. Thermal Conductivity of Heterogeneous Two-Component Systems. **Industrial & Engineering Chemistry Fundamentals**, v. 1, n. 3, p. 187-191, August 1962. ISSN 0196-4313.

HOFFMANN, A. R. K. **Análise experimental do desempenho termo-hidráulico de nanofluidos de nanotubos de carbono em escoamento monofásico**. Tese de Doutorado - Universidade Federal de Uberlândia. Uberlândia, p. 260 f. 2014.

IIJIMA, S. Helical microtubules of graphitic carbon. **Nature**, v. 354, n. 6348, p. 56-58, November 1991.

INCROPERA, F. P.; DEWITT, D. P. **Fundamentos de Transferência de Calor e de Massa**. Quinta Edição. ed. Rio de Janeiro: LTC, 2003.

ISA-S5.5. **Graphic Symbols for Process Displays**. [S.I.], p. 48 f. 1986. (0-87664-935-5).

JIANG, W.; DING, G.; HAO PENG. Measurement and model on thermal conductivities of carbon nanotube nanorefrigerants. **International Journal of Thermal Sciences**, v. 48, n. 6, p. 1108-1115 , June 2009. ISSN 1290-0729.

KEBLINSKI, P. et al. Mechanisms of heat flow in suspensions of nano-sized particles (nanofluids). **International Journal of Heat and Mass Transfer**, v. 45, n. 4, p. 855-863, February 2002. ISSN 0017-9310.

KEBLINSKI, P.; EASTMAN, J. A.; CAHILL, D. G. Nanofluids for thermal transport. **Materials Today**, v. 8, n. 6, p. 36-44, June 2005. ISSN 1369-7021.

KO, G. H. et al. An experimental study on the pressure drop of nanofluids containing carbon nanotubes in a horizontal tube. **International Journal of Heat and Mass Transfer**, v. 50, n. 23–24, p. 4749-4753, November 2007. ISSN 0017-9310.

KUMARESAN, V. et al. Convective heat transfer characteristics of CNT nanofluids in a tubular heat exchanger of various lengths for energy efficient cooling/heating system. **International Journal of Heat and Mass Transfer**, v. 60, n. 1, p. 413-421, May 2013. ISSN 0017-9310.

KWAK, K.; KIM, C. Viscosity and thermal conductivity of copper oxide nanofluid dispersed in ethylene glycol. **Korea Australia Rheology Journal**, v. 17, n. 2, p. 35-40, June 2005. ISSN 1226-119X.

LAN, Y.; WANG, Y.; REN, Z. F. Physics and applications of aligned carbon nanotubes. **Advances in Physics**, v. 60, n. 4, p. 553-678, August 2011. ISSN 0001-8732.

LEE, J.; MUDAWAR, I. Assessment of the effectiveness of nanofluids for single-phase and two-phase heat transfer in micro-channels. **International Journal of Heat and Mass Transfer**, v. 50, n. 3-4, p. 452-463, February 2007. ISSN 0017-9310.

LEE, S. et al. Measuring Thermal Conductivity of Fluids Containing Oxide Nanoparticles. **Journal of Heat Transfer**, v. 121, n. 2, p. 280-289, May 1999. ISSN 0022-1481.

LI, Y. et al. A review on development of nanofluid preparation and characterization. **Powder Technology**, v. 196, n. 2, p. 89-101, December 2009. ISSN 0032-5910.

LIU, Z.-H.; LIAO, L. Forced convective flow and heat transfer characteristics of aqueous drag-reducing fluid with carbon nanotubes added. **International Journal of Thermal Sciences**, v. 49, n. 12, p. 2331-2338, December 2010. ISSN 1290-0729.

LO, C.-H. et al. Fabrication of copper oxide nanofluid using submerged arc nanoparticle synthesis system (SANSS). **Journal of Nanoparticle Research**, v. 7, n. 2-3, p. 313-320, June 2005. ISSN 1388-0764.

LO, C.-H.; TSUNG, T.-T.; CHEN, L.-C. Ni Nano-Magnetic Fluid Prepared by Submerged Arc Nano Synthesis System (SANSS). **JSME International Journal Series B Fluids and Thermal Engineering**, v. 48, n. 4, p. 750-755, 2005.

MAHBUBUL, I. M.; SAIDUR, R.; AMALINA, M. A. Latest developments on the viscosity of nanofluids. **International Journal of Heat and Mass Transfer**, v. 55, n. 4, p. 874-885, January 2012. ISSN 0017-9310.

MAÏGA, S. E. B. et al. Heat transfer behaviours of nanofluids in a uniformly heated tube. **Superlattices and Microstructures**, v. 35, n. 3-6, p. 543-557, March–June 2004. ISSN 0749-6036.

MASUDA, H. et al. Alteration of Thermal Conductivity and Viscosity of Liquid by Dispersing Ultra-Fine Particles. Dispersion of Al₂O₃, SiO₂ and TiO₂ Ultra-Fine Particles. **Netsu Bussei (Japones)**, v. 7, n. 4, p. 227-233, 1993. ISSN 0913-946X.

MAXWELL, J. C. A treatise on electricity and magnetism. An unabridged republication of the last. **Journal of the Franklin Institute**, v. 258, n. 6, p. 534, December 1873. ISSN 0016-0032.

MEYER, J. P.; MCKRELL, T. J.; GROTE, K. The influence of multi-walled carbon nanotubes on single-phase heat transfer and pressure drop characteristics in the transitional flow regime of smooth tubes. **International Journal of Heat and Mass Transfer**, v. 58, n. 1–2, p. 597-609, March 2013. ISSN 0017-9310.

MOFFAT, R. J. Describing the uncertainties in experimental results. **Experimental Thermal and Fluid Science**, v. 1, n. 1, p. 3-17, January 1988. ISSN 0894-1777.

MURSHED, M. S.; LEONG, K. C.; YANG, C. Enhanced thermal conductivity of TiO₂ - Water based nanofluids. **International Journal of Thermal Sciences**, v. 44, n. 4, p. 367-373, April 2005. ISSN 1290-0729.

MURSHED, S. M. S.; LEONG, K. C.; YANG, C. Enhanced thermal conductivity of TiO₂ - Water based nanofluids. **International Journal of Thermal Sciences**, v. 44, n. 4, p. 367-373, 2005. ISSN 1290-0729.

MURSHED, S. M. S.; LEONG, K. C.; YANG, C. Enhanced thermal conductivity of TiO₂—water based nanofluids. **International Journal of Thermal Sciences**, v. 44, n. 4, p. 367-373, April 2005. ISSN 1290-0729.

NAMBURU, P. K. et al. Experimental investigation of viscosity and specific heat of silicon dioxide nanofluids. **Micro & Nano Letters**, v. 2, n. 3, p. 67 - 71, 2007. ISSN 1750-0443.

NGUYEN, C. T. et al. Temperature and particle-size dependent viscosity data for water-based nanofluids – Hysteresis phenomenon. **International Journal of Heat and Fluid Flow**, v. 28, n. 6, p. 1492-1506, December 2007. ISSN 0142-727X.

NGUYEN, C. T. et al. Viscosity data for Al₂O₃–water nanofluid—hysteresis: is heat transfer enhancement using nanofluids reliable? **International Journal of Thermal Sciences**, v. 47, n. 2, p. 103-111, February 2008. ISSN 1290-0729.

O'HANLEY, H. et al. Measurement and Model Validation of Nanofluid Specific Heat Capacity with Differential Scanning Calorimetry. **Advances in Mechanical Engineering**, v. 2012, p. 1- 6, 2012. ISSN 1687-8132.

OLIVEIRA, G. A. **Síntese e caracterização de nanofluidos de prata**. Universidade Federal de Uberlândia. Uberlândia, p. 101. 2012.

PAK, B. C.; CHO, Y. I. HYDRODYNAMIC AND HEAT TRANSFER STUDY OF DISPERSED FLUIDS WITH SUBMICRON METALLIC OXIDE PARTICLES. **Experimental Heat Transfer**, v. 11, n. 2, p. 151-170, 1998. ISSN 0891-6152.

PAUL, G. et al. Techniques for measuring the thermal conductivity of nanofluids: A review. **Renewable and Sustainable Energy Reviews** , v. 14, n. 7, p. 1913–1924, September 2010. ISSN 1364-0321.

PAZ, J. G. P. **Avaliação Experimental da Transferência de Calor e Perda de Pressão de Nanofluidos de Prata no Interior de Tubos Horizontais**. Tese de Doutorado - Universidade Federal de Uberlândia. Uberlândia, p. 161 f. 2014.

PETUKHOV, B. S. Heat transfer and friction in turbulent pipe flow with variable physical properties. **Advances in heat transfer**, New York, v. 6, n. 503, p. 503–565, 1970.

PHILIP, J.; SHIMA, P. D. Thermal properties of nanofluids. **Advances in Colloid and Interface Science**, v. 183-184, p. 30-45, 2012. ISSN 0001-8686.

POWELL, R. W. Experiments using a simple thermal comparator for measurement of thermal conductivity, surface roughness and thickness of foils or of surface deposits. **Journal of Scientific Instruments**, v. 34, n. 12, p. 485-492, August 1957.

PRASHER, R. et al. Measurements of nanofluid viscosity and its implications for thermal applications. **Applied Physics Letters**, v. 89, n. 23, p. 133108 (1-4), September 2006b. ISSN 0003-6951.

PRASHER, R.; PHELAN, P. E.; BHATTACHARYA, P. Effect of aggregation kinetics on the thermal conductivity of nanoscale colloidal solutions (nanofluid). **Nano Letters**, v. 6, n. 7, p. 1529-1534, 2006. ISSN 1530-6984.

SAJADI, A. R.; KAZEMI, M. H. Investigation of turbulent convective heat transfer and pressure drop of TiO₂/water nanofluid in circular tube. **International Communications in Heat and Mass Transfer**, v. 38, n. 10, p. 1474-1478, December 2011. ISSN 0735-1933.

SALINAS, S. R. A. Einstein and the theory of the Brownian movement. **Revista Brasileira de Ensino de Física**, São Paulo, v. 7, n. 2, p. 263-269, June 2005. ISSN 1806-1117.

SMOUT, P. D. **VKI Temperature Measurement: Thermocouples Probe Installation and Design Criteria**. Rolls-Royce plc. ed. [S.I.]: Rolls Royce reprint, 1996.

SUNDAR, L. S. et al. Experimental investigation of forced convection heat transfer and friction factor in a tube with Fe₃O₄ magnetic nanofluid. **Experimental Thermal and Fluid Science**, v. 37, p. 65-71, February 2012. ISSN 0894-1777.

SUNDAR, L. S.; SINGH, M. K. Convective heat transfer and friction factor correlations of nanofluid in a tube and with inserts: A review. **Renewable and Sustainable Energy Reviews**, v. 20, p. 23-35, April 2013. ISSN 1364-0321.

SUNDAR, L. S.; SINGH, M. K.; SOUSA, A. C. M. Enhanced heat transfer and friction factor of MWCNT-Fe₃O₄/water hybrid nanofluids. **International Communications in Heat and Mass Transfer**, v. 52, p. 73-83, March 2014. ISSN 0735-1933.

TIMOFEEVA, E. V.; ROUTBORT, J. L.; SINGH, D. Particle shape effects on thermophysical properties of alumina nanofluids. **Journal of Applied Physics**, v. 106, n. 1, p. 014304, 2009. ISSN 0021-8979.

VAJJHA, R. S.; DAS, D. K. Specific Heat Measurement of Three Nanofluids and Development of New Correlations. **Journal of Heat Transfer**, v. 131, n. 7, p. 071601/1 - 071601/7, July 2009. ISSN 0022-1481.

VAJJHA, R. S.; DAS, D. K.; KULKARNI, D. P. Development of new correlations for convective heat transfer and friction factor in turbulent regime for nanofluids. **International Journal of Heat and Mass Transfer**, v. 53, n. 21-22, p. 4607-4618, October 2010. ISSN 0017-9310.

VAND, V. Viscosity of Solutions and Suspensions. I. Theory. **The Journal of Physical and Colloid Chemistry**, v. 52, n. 2, p. 277-299, February 1948.

WAGENER, M.; MURTY, B. S.; GÜNTHER, B. **Preparation of Metal Nanosuspensions by High-Pressure DC-Sputtering on Running Liquids.** Symposium V – Nanophase and Nanocomposite Materials II. [S.I.]: MRS Proceedings. 1996.

WANG, B. X. et al. On the specific heat capacity of CuO nanofluid. **Advances in Mechanical Engineering**, v. 2010, p. 1-4, 2010. ISSN 1687-8132.

WANG, X. Q.; MUJUMDAR, A. S. Heat transfer characteristics of nanofluids: a review. **International Journal of Thermal Sciences**, v. 46, n. 1, p. 1-19, January 2007. ISSN 1290-0729.

WANG, X.; XU, X.; CHOI, S. U. S. Thermal Conductivity of Nanoparticle - Fluid Mixture. **Journal of Thermophysics and Heat Transfer**, v. 13, n. 4, p. 474-480, December 1999. ISSN 0887-8722.

WANG, X.-J.; ZHU, D.-S.; YANG, S. Investigation of pH and SDBS on enhancement of thermal conductivity in nanofluids. **Chemical Physics Letters**, v. 40, n. 1-3, p. 107-111, February 2009. ISSN 0009-2614.

WEI, X.; WANG, L. Synthesis and thermal conductivity of microfluidic copper nanofluids. **Particuology**, v. 8, n. 3, p. 262-271, 2010. ISSN 1674-2001.

WEN, D.; DING, Y. Experimental investigation into convective heat transfer of nanofluids at the entrance region under laminar flow conditions. **International Journal of Heat and Mass Transfer**, v. 47, n. 24 , p. 5181-5188, 2004. ISSN 0017-9310.

WILLIAMS, W.; BUONGIORNO, J.; HU, L.-W. Experimental Investigation of Turbulent Convective Heat Transfer and Pressure Loss of Alumina/Water and Zirconia/Water Nanoparticle Colloids (Nanofluids) in Horizontal Tubes. **Journal of Heat Transfer**, v. 130, n. 4, p. 042412, April 2008. ISSN 0022-1481.

WILLIAMS, W.; BUONGIORNO, J.; HU, L.-W. Experimental Investigation of Turbulent Convective Heat Transfer and Pressure Loss of Alumina/Water and Zirconia/Water Nanoparticle Colloids (Nanofluids) in Horizontal Tubes. **Journal of Heat Transfer**, v. 130, n. 4, p. 042412 (1-7), April 2008.

WU, Z.; SUNDÉN, B. On further enhancement of single-phase and flow boiling heat transfer in micro/minichannels. **Renewable and Sustainable Energy Reviews**, v. 40, p. 11-27, December 2014. ISSN 1364-0321.

XIE, C. et al. Structure transition comparison between the amorphous nanosize particles and coarse-grained polycrystalline of cobalt. **Nanostructured Materials**, v. 11, n. 8, p. 1061-1066, November 1999. ISSN 0965-9773.

XIE, H. et al. Nanofluids containing multiwalled carbon nanotubes and their enhanced thermal conductivities. **Journal of Applied Physics**, v. 94, n. 8, p. 4967-4971, October 2003. ISSN 0021-8979.

XUAN, Y.; LI, Q. Heat transfer enhancement of nanofluids. **International Journal of Heat and Fluid Flow**, v. 21, n. 1, p. 58-64, February 2000. ISSN 0142-727X.

XUAN, Y.; LI, Q. Investigation on Convective Heat Transfer and Flow Features of Nanofluids. **Journal of Heat Transfer**, v. 125, n. 1, p. 151-155, February 2003. ISSN 0022-1481.

XUAN, Y.; LI, Q.; HU, W. Aggregation Structure and Thermal Conductivity. **AIChE Journal**, v. 49, n. 4, p. 1038-1043, April 2003. ISSN 1547-5905.

XUAN, Y.; ROETZEL, W. Conceptions for heat transfer correlation of nanofluids. **International Journal of Heat and Mass Transfer**, v. 43, n. 19, p. 3701-3707, October 2000. ISSN 0017-9310.

XUE, Q. Z. Model for thermal conductivity of carbon nanotube-based composites. **Nanotechnology**, v. 17, n. 6, p. 1655-1660, February 2006. ISSN 0957-4484.

YU, C.-J. et al. Molecular layering in a liquid on a solid substrate : an X-ray reflectivity study. **Physica B: Condensed Matter**, v. 283, n. 1-3, p. 27-31, June 2000. ISSN 0921-4526.

YU, W. et al. **Review and assessment of nanofluid technology for transportation and other applications**. Energy Systems Division - Argone National Laboratory. Chicago U.S., p. 78 f. 2007. (ANL/ESD/07-9).

YU, W. et al. Heat transfer to a silicon carbide/water nanofluid. **International Journal of Heat and Mass Transfer**, v. 52, n. 15-16, p. 3606-3612, July 2009. ISSN 0017-9310.

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**, v. 5, n. 1-2, p. 167-171, 2003. ISSN 1388-0764.

ZENG, Q.; LI, Z.; ZHOU, Y. Synthesis and Application of Carbon Nanotubes. **Journal of Natural Gas Chemistry**, v. 15, n. 3, p. 235-246, September 2006. ISSN 1003-9953.

ZHONG, H.; LUKES, J. R. Interfacial Thermal Resistance Between Carbon Nanotubes: Molecular Dynamics Simulations and Analytical Thermal Modeling. **Reprinted from Physical Review B**, v. 125403, n. 1, p. 1-10, October 2006.

ZHU, D. et al. Dispersion behavior and thermal conductivity characteristics of Al₂O₃-H₂O nanofluids. **Current Applied Physics**, v. 9, n. 1, p. 131-139, January 2009. ISSN 1567-1739.

ZHU, Y. et al. A Simple One-Pot Self-Assembly Route to Nanoporous and Monodispersed Fe₃O₄ Particles with Oriented Attachment Structure and Magnetic Property. **The Journal of Physical Chemistry C**, v. 111, n. 14, p. 5281-5285, 2007. ISSN 1932-7447.

ZIEBLAND, H. Experimental Determinations of the Thermal Conductivity of Fluids. In: TYE, R. P. **Thermal Conductivity**. London: Academic Press, v. 2, 1969. p. 65-148.

APÊNDICE I

Termopares

Os 24 termopares tipo T, foram construídos aplicando uma descarga de arco elétrico nos dois fios do termopar (Cobre / Constatam), fundindo os dois metais e criando a junção. O processo foi controlado pela carga-descarga de um banco de capacitores. Foi utilizada uma câmara que proporcionou uma atmosfera rica em nitrogênio como pode ser visto pela Fig. AI.1, para evitar a oxidação dos metais na junção, que resulta do processo de soldagem.



Figura AI.1 - Elementos utilizados na confecção dos termopares

Para verificar, se os 24 termopares estavam dentro da tolerância de erro inicial de calibração, descritos pela norma ANSI MC96.1-1982 e ASTM E320, (Para termopar tipo T a tolerância máxima padrão é, $E_{max} = \pm 1^\circ C$). Foram submetidos a testes de propagação de erros. Os cálculos dos erros propagados foram realizados por intermédio das equações descritas na Tab. AI.1, onde σ , representa o desvio padrão. Assim, a Fig. AI2 apresenta graficamente as curvas da propagação dos erros na medição do termopar. Portanto, verificou-se que os erros das medições dos termopares, estiveram dentro do estipulado pela norma ANSI MC96.1-1982 e ASTM E320.

Tabela. AI.1 - Modelos para propagação de erros.

Erros	Modelo de calculo
Erro de medição da curva de calibração na ida	$E_{m,ida} = T_{medida} - T_{real}$
Erro de medição da curva de calibração na volta	$E_{m,volta} = T_{medida} - T_{real}$
Propagação de erro de medição na ida (Positivo)	$E_{P,ida+} = E_{m,ida} + 2\sigma$
Propagação de erro de medição na ida (Negativo)	$E_{P,ida-} = E_{m,ida} - 2\sigma$
Propagação de erro de medição na volta (Positivo)	$E_{P,volta+} = E_{m,volta} + 2\sigma$
Propagação de erro de medição na volta (Negativo)	$E_{P,volta-} = E_{m,volta} - 2\sigma$

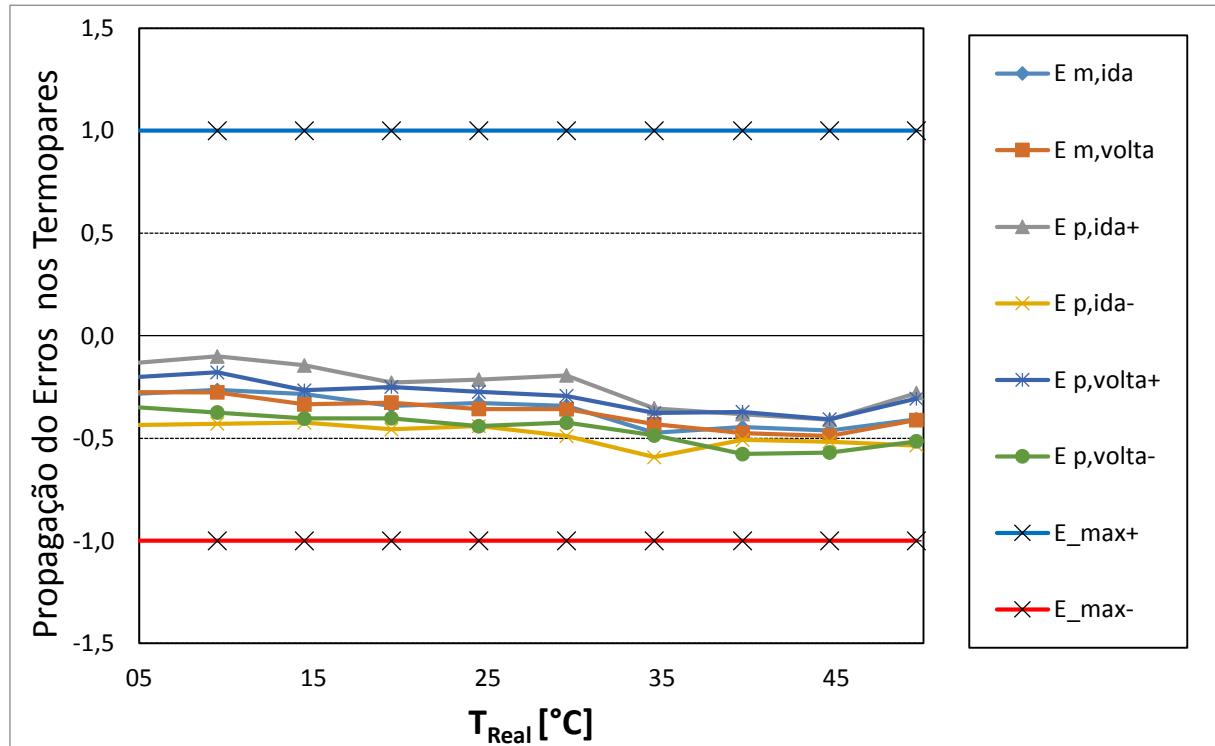


Figura AI.2 - Curvas da propagação dos erros na medição dos termopares tipo T

Os termopares foram calibrados utilizando como referência um conjunto de termômetros de precisão e um banho térmico. O processo de calibração consistiu na inserção dos termopares e do termômetro de precisão em um banho termostático como observado na Fig. AI.3.



Figura AI.3 - Processo de calibração dos termopares

O sinal proveniente dos termopares foi registrado por um sistema de placas de aquisição de dados da National Instruments. Enquanto, ao valor de referência fornecido pelo termômetro de precisão, foi armazenado no programa. Assim as curvas de calibração dos 24 termopares, foram realizada em uma faixa de temperatura de 5 a 50 °C com incrementos de 5 °C. A temperatura fornecida pelo termômetro de precisão foi considerada a real, T_{real} .

Adotou-se, para a incertezas associadas às medições, um valor baseado no desvio padrão apresentado pela regressão linear da relação de temperaturas. A regressão linear da curva apresentada na Fig. AI4, proporcionou a seguinte relação:

$$T_{Termopar} = 0,3043 - 1,0046 \cdot T_{real}$$

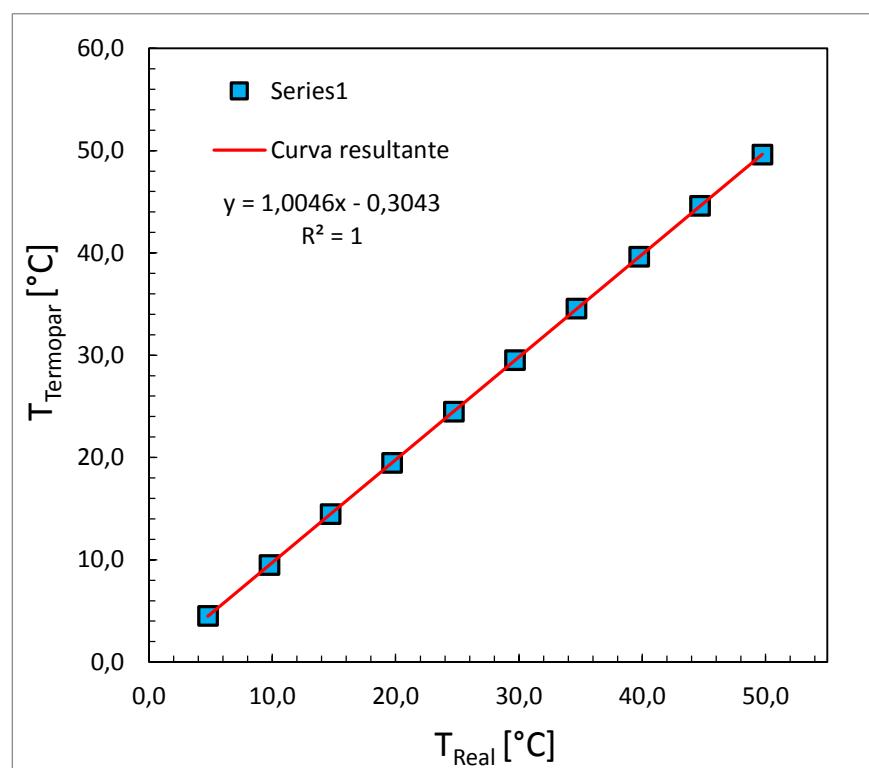


Figura A1.4 - Curva de calibração dos termopares

APÊNDICE II

O referido apêndice traz o fluxograma de operação do equipamento experimental utilizado na avaliação do desempenho termo-hidráulico de nanofluidos de nanotubos de carbono de parede simples a base de água, conforme observado a seguir:

