

LUZ ELENA PEÑARANDA CHENCHE

**ESTUDO EXPERIMENTAL DOS MÉTODOS ATIVO E
PASSIVO PARA ARREFECIMENTO DE PAINÉIS
FOTOVOLTAICOS DE ALTA CONCENTRAÇÃO**



**UNIVERSIDADE FEDERAL DE UBERLÂNDIA
FACULDADE DE ENGENHARIA MECÂNICA
2020**

LUZ ELENA PEÑARANDA CHENCHE

**ESTUDO EXPERIMENTAL DOS MÉTODOS ATIVO E
PASSIVO PARA ARREFECIMENTO DE PAINÉIS
FOTOVOLTAICOS DE ALTA CONCENTRAÇÃO**

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

Área de Concentração: Transferência de calor e Mecânica dos fluidos

Orientador: Prof. Dr. Enio Pedone Bandarra Filho

UBERLÂNDIA - MG

2020

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

C518e
2020

Chenche, Luz Elena Peñaranda, 1989-
Estudo experimental dos métodos ativo e passivo para arrefecimento
de painéis fotovoltaicos de alta concentração [recurso eletrônico] / Luz
Elena Peñaranda Chenche. - 2020.

Orientador: Enio Pedone Bandarra Filho.
Tese (Doutorado) - Universidade Federal de Uberlândia, Programa
de Pós-Graduação em Engenharia Mecânica.
Modo de acesso: Internet.
Disponível em: <http://doi.org/10.14393/ufu.te.2020.3002>
Inclui bibliografia.
Inclui ilustrações.

1. Engenharia mecânica. I. Bandarra Filho, Enio Pedone, (Orient.).
II. Universidade Federal de Uberlândia. Programa de Pós-Graduação em
Engenharia Mecânica. III. Título.

CDU: 621



UNIVERSIDADE FEDERAL DE UBERLÂNDIA

ATA DE DEFESA - PÓS-GRADUAÇÃO

Programa de Pós-Graduação em:	Engenharia Mecânica				
Defesa de:	Tese de Doutorado, 286, COPEM				
Data:	cinco de fevereiro de dois mil e vinte	Hora de início:	14:00	Hora de encerramento:	17:30
Matrícula do Discente:	11513EMC013				
Nome do Discente:	Luz Elena Peñaranda Chenche				
Título do Trabalho:	Estudo Experimental dos Métodos Ativo e Passivo para Arrefecimento de Painéis Fotovoltaicos de Alta Concentração				
Área de concentração:	Transferência de Calor e Mecânica dos Fluidos				
Linha de pesquisa:	Geração e Conservação de Energia				
Projeto de Pesquisa de vinculação:					

Reuniu-se na sala 206 do bloco 1M, Campus Santa Mônica, da Universidade Federal de Uberlândia, a Banca Examinadora, designada pelo Colegiado do Programa de Pós-graduação em Engenharia Mecânica, assim composta: Professores Doutores: Carolina Palma Naveira Cotta - UFRJ; Renato Machado Cotta - UFRJ; Daniel Dall'Onder dos Santos - FEMEC/UFU; Solidônio Rodrigues de Carvalho - FEMEC/UFU e Enio Pedone Bandarra Filho - FEMEC/UFU, orientador do(a) candidato(a).

Iniciando os trabalhos o presidente da mesa, Dr. Enio Pedone Bandarra Filho, apresentou a Comissão Examinadora e o candidato(a), agradeceu a presença do público, e concedeu ao Discente a palavra para a exposição do seu trabalho. A duração da apresentação do Discente e o tempo de arguição e resposta foram conforme as normas do Programa.

A seguir o senhor(a) presidente concedeu a palavra, pela ordem sucessivamente, aos(às) examinadores(as), que passaram a arguir o(a) candidato(a). Ultimada a arguição, que se desenvolveu dentro dos termos regimentais, a Banca, em sessão secreta, atribuiu o resultado final, considerando o(a) candidato(a):

Aprovado(a).

Esta defesa faz parte dos requisitos necessários à obtenção do título de Doutor.

O competente diploma será expedido após cumprimento dos demais requisitos, conforme as normas do Programa, a legislação pertinente e a regulamentação interna da UFU.

Nada mais havendo a tratar foram encerrados os trabalhos. Foi lavrada a presente ata que após lida e achada conforme foi assinada pela Banca Examinadora.



Documento assinado eletronicamente por **Enio Pedone Bandarra Filho, Professor(a) do Magistério Superior**, em 07/02/2020, às 10:51, conforme horário oficial de Brasília, com fundamento no art. 6º, § 1º, do [Decreto nº 8.539, de 8 de outubro de 2015](#).

Documento assinado eletronicamente por **Renato Machado Cotta, Usuário Externo**, em 07/02/2020, às 12:16, conforme horário oficial de Brasília, com fundamento no art. 6º, § 1º, do [Decreto nº 8.539, de](#)



[8 de outubro de 2015.](#)



Documento assinado eletronicamente por **Solidonio Rodrigues de Carvalho, Professor(a) do Magistério Superior**, em 07/02/2020, às 13:49, conforme horário oficial de Brasília, com fundamento no art. 6º, § 1º, do [Decreto nº 8.539, de 8 de outubro de 2015](#).



Documento assinado eletronicamente por **Daniel Dall'Onder dos Santos, Professor(a) do Magistério Superior**, em 10/02/2020, às 10:25, conforme horário oficial de Brasília, com fundamento no art. 6º, § 1º, do [Decreto nº 8.539, de 8 de outubro de 2015](#).



Documento assinado eletronicamente por **Carolina Palma Naveira Cotta, Usuário Externo**, em 10/02/2020, às 12:50, conforme horário oficial de Brasília, com fundamento no art. 6º, § 1º, do [Decreto nº 8.539, de 8 de outubro de 2015](#).



A autenticidade deste documento pode ser conferida no site https://www.sei.ufu.br/sei/controlador_externo.php?acao=documento_conferir&id_orgao_acesso_externo=0, informando o código verificador **1845210** e o código CRC **F8A968C8**.

Dedico este trabalho á minha família, em especial ao meu Filho Jose Santiago. Seu sorriso é a chama que dá luz à minha vida e aquece o meu coração.

AGRADECIMENTOS

Agradeço a Deus, por sua imensa bondade em ter me dado as mais lindas experiências de aprendizado na minha vida.

Ao meu maior amor, meu esposo Abdul por ser sempre o maior apoio da minha vida, agradeço seu amor e dedicação à nossa família e agradeço por ter compartilhado comigo os melhores momentos da minha vida

Aos meus pais, Orangel e Maria Luz, por serem um exemplo de luta e perseverança na vida e por me acompanhar sempre nos momentos bons e ruins mesmo à distância.

Ao professor Dr. Oscar Saul Hernandez Mendoza, por se tornar parte da nossa família aqui no Brasil e nos acolher como parte da sua, além de sempre acreditar no meu trabalho.

Aos meus amigos Edwin e David pelas discussões acadêmicas que aportaram no desenvolvimento deste trabalho e pelos momentos de descontração que nos renderam tantas alegrias.

Ao professor Dr. Enio Pedone Bandarra Filho, pela orientação, pelas oportunidades de crescimento oferecidas e pela confiança depositada na execução deste trabalho.

Ao grupo do Laboratório de Energia, Sistemas Térmicos e Nanotecnologia, LEST-Nano, por toda a ajuda, técnica, acadêmica e linguística na elaboração deste documento.

À equipe de professores envolvidos na execução do projeto Rio Verde Energia, que aportaram no desenvolvimento do sistema fotovoltaico HCPV.

À professora Dra. Carolina Cotta do Laboratório de Nano, Microfluídica e Microssistemas da UFRJ, pelo aporte dos trocadores de calor de microcanais avaliados e demais equipamentos utilizados na execução deste trabalho.

Aos alunos de IC do Laboratório de Energia, Sistemas Térmicos e nanotecnologia, LEST-Nano, Ítalo, Marco Tulio, e Ibrahim que contribuíram em algumas das etapas deste trabalho de pesquisa.

Aos Técnicos do Laboratório, Renato e Reinaldo, pela ajuda na construção e modificações da bancada experimental.

À Coordenação de Aperfeiçoamento de Pessoal de Nível (CAPES), ao Conselho Nacional de Desenvolvimento Científico e Tecnológico (CNPq) e à Fundação de Amparo à Pesquisa de Minas Gerais (FAPEMIG) pelo apoio financeiro.

Ao professor Dr. Daniel Pasquini do Laboratório Multiusuários do Instituto de Química, pela disponibilização de alguns dos equipamentos utilizados neste trabalho.

Ao Eng. Luiz Antônio dos Santos, pela disposição em ajudar em assuntos relacionados à logística deste trabalho.

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.

PEÑARANDA, L.E.CH. **Estudo Experimental dos Métodos Ativo e Passivo para Arrefecimento de Painéis Fotovoltaicos de Alta Concentração**. 2020. Tese, Universidade Federal de Uberlândia, Uberlândia

RESUMO

A presente tese trata de um estudo experimental de diferentes métodos de arrefecimento aplicados a sistemas de alta concentração fotovoltaica (HCPV) para aprimorar a eficiência destes sistemas, tendo como foco da análise um dissipador de calor de aletas e um trocador de calor de multi-microcanais de seção retangular. Os fluidos de trabalho utilizados na pesquisa foram nanofluidos de prata de diferentes diâmetros de partícula com e sem surfactante a base de água destilada e de uma mistura de água destilada com etilenoglicol em proporção de 50% em massa. No dissipador de calor de aletas foram realizados testes para calcular a resistência térmica em condições controladas e em condições reais de operação. Para o trocador de calor de microcanais, foi construída uma bancada experimental devidamente instrumentada para satisfazer as condições nominais de ensaio estabelecidas. O fluxo de calor variou entre 7 e 22 kW/m², a vazão volumétrica entre 15 e 60 ml/min. A temperatura de entrada na seção de testes foi mantida constante em 25 °C e 35 °C. Os resultados de transferência de calor e fator de atrito para os fluidos base em regime laminar foram comparados com modelos clássicos e especializados para trocadores de calor de microcanais obtendo uma boa concordância em relação aos dados experimentais. As propriedades termofísicas dos nanofluidos, condutividade, viscosidade e massa específica foram medidas experimentalmente e seus valores utilizados para a análise da transferência de calor. Em geral, o coeficiente de transferência de calor para nanofluidos a base da mistura de água destilada com etilenoglicol apresentou incrementos significativos em comparação ao fluido base, contudo também foi observado aumentos na queda de pressão. Entre as amostras a base de água destilada, os únicos nanofluidos que apresentaram incrementos significativos de transferência de calor em relação ao fluido base foram os nanofluidos com surfactante. Com o uso do trocador de calor de microcanais foi obtida uma redução de até 22,4 °C na temperatura de operação da célula fotovoltaica, um incremento na eficiência elétrica de 2,75% e rendimento global de até 78,8% nas condições testadas, além da possibilidade de uso do calor residual em outro processo.

Palavras chave: Sistemas HCPV, Dissipador de Calor Passivo, Microcanais, Nanofluidos, Prata, Coeficiente de transferência de calor por convecção, Desempenho termo-hidráulico, Eficiência energética.

PEÑARANDA, L.E.CH. **Experimental Study of Active and Passive Cooling Methods for High Concentration Photovoltaic Modules**. 2020. Thesis, Federal University of Uberlândia, Uberlândia

ABSTRACT

The present thesis deals with an experimental study of different cooling methods for high concentration photovoltaic (HCPV) to improve the efficiency of these systems, focusing on the analysis of a finned heatsink and a rectangular multi-microchannel heat exchanger. The working fluids used in this research were silver nanofluids with different nanoparticles sizes (with and without surfactant) dispersed in base fluids of distilled water and 50% wt diluted ethylene glycol. Tests were performed at the fin heat sink to calculate the thermal resistance under controlled conditions and under real operating conditions. For the microchannel heat exchanger, a properly instrumented experimental bench was built to conduct the established test conditions. The heat flux varied between 7 and 22 kW/m², the volumetric flow between 15 and 60 ml/min. The inlet temperature at the test section was maintained constant at 25 °C and 35 °C. The heat transfer and friction factor results of the base fluids in laminar flow were compared with classic and specialized models for microchannel heat exchangers obtaining a good agreement with the experimental data. The thermophysical properties of nanofluids, conductivity, viscosity and specific mass were experimentally measured and their values used for the heat transfer analysis. In general, the convective heat transfer coefficient for nanofluids based on the diluted ethylene glycol showed significant increases compared to the base fluid, however the pressure drop increased. Among the distilled water based nanofluids, only the samples with surfactant showed significant heat transfer increments relative to the base fluid. With the use of microchannel heat exchanger, the operational temperature of the photovoltaic cell can be reduced up to 22,4 °C, with an increment in the electrical efficiency of 2,75% and a global performance up to 78,8% at the tested conditions, in addition to the possibility of using residual heat in another process.

Keywords: HCPV Systems, Passive Heat sink, Microchannels, Nanofluids, Silver, Convective Heat Transfer Coefficient, Thermohydraulic Performance, Energy Efficiency.

LISTA DE FIGURAS

Figura 2.1- Capacidade global de geração de energia renovável até o ano 2018.	8
Figura 2.2 – Curva característica de um módulo fotovoltaico de silício cristalino.	9
Figura 2.3 – Variação da curva característica I-V de um módulo fotovoltaico de silício cristalino em função de: (a) Irradiação incidente. (b) Temperatura do módulo fotovoltaico.	10
Figura 2.4 - Linha de tempo de eficiência das células fotovoltaicas.	11
Figura 2.5 – Comparação entre a captação solar de uma célula fotovoltaica de silício e uma célula fotovoltaica de três junções.	12
Figura 2.6 – Número de publicações na área de arrefecimento de sistemas fotovoltaicos com concentração a partir do 2001 (Fonte dos dados: Portal Elsevier; Palavras chave: CPV, <i>cooling</i>).	13
Figura 2.7 – Influência do fator de concentração solar em: (a) Máxima potência gerada. (b) Eficiência para células fotovoltaicas multijunção (Temperatura da célula igual a 25°).	14
Figura 2.8 – Configurações comerciais para células multijunção (MJ): (a) Célula MJ. (b) Célula MJ com conexões e diodo de proteção. (c) Célula MJ com conexões, diodo de proteção e homogeneizador. (d) Matriz densa de células MJ (<i>Dense Array Module</i>).	14
Figura 2.9 - Diferentes sistemas óticos: (a) Refrator Pontual. (b) Refrator Linear. (c) Refletor Pontual. (d) Refletor Linear.	15
Figura 2.10 - Concentrador de espelho plano (baixa concentração).	16
Figura 2.11 – Homogeneizador solar óptico refrativo.	17

Figura 2.12 - Concentrador para sistemas fotovoltaicos de alta concentração: (a) Lentes de Fresnel. (b) Espelho parabólico Composto.	18
Figura 2.13 - Módulos Fotovoltaicos de alta concentração com concentrador tipo: (a) Espelho Parabólico Composto produzido pela SolFocus. (b) Lentes de Fresnel produzido pela Sandia.	19
Figura 2.14 - Defeitos na fabricação do módulo fotovoltaicos de alta concentração: (a) Falha na vedação (CANCRO, CINIGLIO, <i>et al.</i> , 2015). (b) Desvio do alinhamento do conjunto célula-concentrador (WIESENFARTH, 2017).	20
Figura 2.15 – Variação da temperatura de uma célula fotovoltaica sem resfriamento em função da concentração. Fonte: (a) (REESER, 2013). (b) (ZHANGBO, QIFEN, <i>et al.</i> , 2009).	23
Figura 2.16 - Fluxo de energia num sistema fotovoltaico com concentração.....	29
Figura 2.17 – (a) Configuração básica de um trocador de calor de microcanais. (b) Parâmetros geométricos de um microcanal de seção retangular.	31
Figura 2.18 - Métodos para melhorar a uniformidade do gradiente de temperatura em microcanais: (a) Variação gradativa da área do microcanal. (b) Obstrutores de fluido. (c) Distribuidores de fluido.	32
Figura 2.19 - Dispositivo proposto por (HAN, LAU, <i>et al.</i> , 2017).	34
Figura 2.20 - Microtrocador de calor de multicamadas.....	36
Figura 2.21 – Diferentes tipos de pesquisa encontrados na literatura relacionados ao uso de nanofluidos em trocadores de calor de microcanais.	39
Figura 3.1 - Geometria das células multijunção usadas na fabricação do módulo HCPV.....	45
Figura 3.2 - Detalhes geométricos das lentes de Fresnel.	46
Figura 3.3 - Módulo HCPV, seguidor solar e quadro de controle.	47
Figura 3.4 - Instalação dos termopares para medição de temperatura das células solares: (a) Representação esquemática. (b) Foto.....	48
Figura 3.5 – Processo de fixação de dispositivos de arrefecimento no módulo HCPV: (a) Dissipadores de calor (b) Trocadores de calor de microcanais.....	49

Figura 3.6 – Histograma radiação solar em Uberlândia no ano 2018.	49
Figura 3.7 - Detalhes construtivos do dissipador de calor de aletas.	51
Figura 3.8 - Detalhes geométricos do dissipador de calor de aletas.	51
Figura 3.9 - Transferência de calor no dissipador de calor de aletas.	52
Figura 3.10 - Distribuição de calor na base do dissipador de calor.	54
Figura 3.11 - Perfil de velocidade em cada microcanal do trabalho proposto por: (a) Correa (2013) e Guerrieri (2013). (b) Fernandes de Sousa (2017).	58
Figura 3.12 – (a) Vista superior do projeto da base do microtrocador (microcanais). (b) Vista superior do projeto da tampa do microtrocador.	59
Figura 3.13 – Resultado final do Microtrocador. (a) Base do microtrocador. (b) Microtrocador vedado com conexões para mangueiras.	59
Figura 3.14 - Variação não linear da temperatura no microtrocador de calor: (a) Com respeito ao tempo. (b) Em regime permanente com respeito a posição dos termopares.	61
Figura 3.15 - Transferência de calor no trocador de calor de microcanais.	62
Figura 3.16 – Fonte de calor: (a) Detalhe geométrico. (b) Isolamento.	64
Figura 3.17 - Controle da potência fornecida pela fonte de calor.	65
Figura 3.18 - Medição de temperaturas no dissipador de aletas: (a) Esquemático. (b) Detalhe da colocação do termopar para medição da temperatura de base.	65
Figura 3.19 - Diagrama de fluxo para avaliação experimental de microtrocadores de calor.	66
Figura 3.20 - Bancada experimental: (a) Diagrama esquemático. (b) Foto.	67
Figura 3.21 – (a) Componentes do sistema hidráulico. (b) Reservatório térmico do fluido de trabalho.	68
Figura 3.22 - Etapa de pré-aquecimento: (a) Detalhe geométrico do trocador. (b) Serpentina. (c) Fechamento do trocador. (d) Isolamento. (e) Banho térmico.	69
Figura 3.23 – (a) Microbomba de engrenagens. (b) Medidor de vazão. (c) Filtro.	70

Figura 3.24 – Transmissores de pressão.	70
Figura 3.25 - Medição de temperatura no trocador de calor de microcanais.	71
Figura 3.26 – Chassis e módulos de medição dedicados da NI.	72
Figura 3.27 – Comparação entre o calor fornecido ao sistema (Q_e) e o calor no trocador de calor de microcanais (Q_c) para água destilada: (a) Testes com isolamento. (b) Testes sem isolamento.....	75
Figura 3.28 – Calor transferido ao fluido no trocador de calor de microcanais para os testes sem isolamento.....	76
Figura 3.29 - Comparação entre o coeficiente de transferência de calor avaliado experimentalmente versus correlação de (SIEDER e TATE, 1936).	78
Figura 3.30 - Fator de atrito experimental em função do número de Reynolds.	80
Figura 3.31 – Microscopia (MET) para nanofluidos de prata em óleo de silicone produzidos mediante o método de dois passos por: (a) Agitação manual. (b) Agitação mecânica. (c) Banho ultrassônico. (d) Sonicator de alta frequência. (e) Homogeneizador de alta pressão. (Barra de escala de 50 nm).	82
Figura 3.32 - Processo de produção de nanofluidos.	83
Figura 3.33 - Sonicação dos nanofluidos.	83
Figura 3.34 – Nanofluidos de prata a base da mistura de água com etilenoglicol (a) Amostras (Ag_20) após produção. (b) Amostras (Ag_20) após dois meses produzidas. (c) Amostras (Ag_80) após produção. (d) Amostras (Ag_80) após dois meses produzidas.	85
Figura 3.35 – Nanofluidos de prata com PVP.	85
Figura 3.36- Aparato experimental para medição de condutividade térmica no laboratório LEST-Nano.....	87
Figura 3.37.-Equipamento experimental para determinar a massa específica e da viscosidade dinâmica das amostras.	88

Figura 4.1 - Tempo de estabilização das temperaturas para fluxo de calor: (a) 450 W/m ² . (b) 910 W/m ²	93
Figura 4.2 – Variação da diferença de temperatura em função do: (a) tempo de teste. (b) Fluxo de calor.....	94
Figura 4.3 – (a) Resistencia térmica do dissipador de calor de aletas (b) Comparação entre os valores calculados e os obtidos experimentalmente.	95
Figura 4.4 - Comparação entre o fluxo de calor calculado e o experimental.	96
Figura 4.5 – Aportes da convecção e da radiação ao fluxo de calor total.....	97
Figura 4.6 - Secção transversal do receptor HCPV.....	98
Figura 4.7 – Exemplo de funcionamento do sistema de alta concentração fotovoltaico (dia 21/09/2018).	99
Figura 4.8 – Variação da resistência térmica.	103
Figura 4.9 - Coeficiente de calor convectivo para fluidos base em função de (a) velocidade mássica. (b) Número de Reynolds.....	106
Figura 4.10 – Coeficiente de transferência de calor por convecção em função da velocidade mássica com correlações para: (a) água destilada (b) mistura de água e etilenoglicol; Número de Nusselt em função do número de Reynolds com correlações para: (c) água destilada (d) mistura de água e etilenoglicol.	108
Figura 4.11 – Comparação de dados experimentais com a correlação de Shah e London.....	109
Figura 4.12 - Fator de atrito experimental para os fluidos base em função do número de Reynolds.	110
Figura 4.13 - Queda de pressão em função da velocidade mássica para os fluidos de base em: (a) Microtrocador. (b) Microcanal.	111
Figura 4.14 – Resistencia térmica dos fluidos base em função de: (a) Velocidade mássica. (b) Número de Reynolds.....	112
Figura 4.15 – Resistência térmica dos fluidos base.	113

Figura 4.16 – Potência de bombeamento requerida para os fluidos base.	114
Figura 4.17 - Viscosidade dinâmica e relativa dos nanofluidos ($H_2O_EG_Ag$) em função da variação da temperatura do fluido: (a) Viscosidade dinâmica, Ag com $d=80$ nm. (b) Viscosidade dinâmica relativa, Ag com $d=80$ nm. (c) Viscosidade dinâmica, Ag_PVP com $d=20$ nm. (d) Viscosidade dinâmica relativa, Ag_PVP com $d=20$ nm. (e) Viscosidade dinâmica, Ag com $d=20$ nm. (f) Viscosidade dinâmica relativa, Ag com $d=20$ nm.	118
Figura 4.18 – Massa específica e massa específica relativa dos nanofluidos ($H_2O_EG_Ag$) em função da variação da temperatura do fluido: (a) Massa específica, Ag com $d=80$ nm. (b) Massa específica relativa, Ag com $d=80$ nm. (c) Massa específica, Ag_PVP com $d=20$ nm. (d) Massa específica relativa, Ag_PVP com $d=20$ nm. (e) Massa específica, Ag com $d=20$ nm. (f) Massa específica relativa, Ag com $d=20$ nm.	119
Figura 4.19 – Calor específico e calor específico relativo dos nanofluidos ($H_2O_EG_Ag$) em função da variação da temperatura do fluido.	120
Figura 4.20 – Condutividade térmica e condutividade térmica relativa dos nanofluidos ($H_2O_EG_Ag$) em função da variação da temperatura do fluido: (a) Condutividade térmica, Ag com $d=80$ nm. (b) Condutividade térmica relativa, Ag com $d=80$ nm. (c) Condutividade térmica, Ag_PVP com $d=20$ nm. (d) Condutividade térmica relativa, Ag_PVP com $d=20$ nm. (e) Condutividade térmica, Ag com $d=20$ nm. (f) Condutividade térmica relativa, Ag com $d=20$ nm.	121
Figura 4.21 - Viscosidade dinâmica e relativa dos nanofluidos (H_2O_Ag) em função da variação da temperatura do fluido: (a) Viscosidade dinâmica, Ag com $d=80$ nm. (b) Viscosidade dinâmica relativa, Ag com $d=80$ nm. (c) Viscosidade dinâmica, Ag_PVP com $d=20$ nm. (d) Viscosidade dinâmica relativa, Ag_PVP com $d=20$ nm.	123
Figura 4.22 - Massa específica e massa específica relativa dos nanofluidos (H_2O_Ag) em função da variação da temperatura do fluido: (a) Massa específica, Ag com $d=80$ nm. (b) Massa específica relativa, Ag com $d=80$ nm. (c) Massa específica, Ag_PVP com $d=20$ nm. (d) Massa específica relativa, Ag_PVP com $d=20$ nm.	124
Figura 4.23 – Condutividade térmica e condutividade térmica relativa dos nanofluidos (H_2O_Ag) em função da variação da temperatura do fluido: (a) Condutividade térmica, Ag com $d=80$ nm. (b) Condutividade térmica relativa, Ag com $d=80$ nm. (c) Condutividade térmica, Ag_PVP com $d=20$ nm. (d) Condutividade térmica relativa, Ag_PVP com $d=20$ nm.	125

- Figura 4.24 – Calor específico e calor específico relativo dos nanofluidos (H₂O_Ag) em função da variação da temperatura do fluido..... 126
- Figura 4.25 – Coeficiente de transferência de calor por convecção dos nanofluidos (H₂O_EG_Ag) em função da velocidade mássica do fluido: (a) $T_{in} = 25^{\circ}\text{C}$, Ag com $d=80$ nm. (b) $T_{in} = 35^{\circ}\text{C}$, Ag com $d=80$ nm. (c) $T_{in} = 25^{\circ}\text{C}$, Ag_PVP com $d=20$ nm. (d) $T_{in} = 35^{\circ}\text{C}$, Ag_PVP com $d=20$ nm. (e) $T_{in} = 25^{\circ}\text{C}$, Ag com $d=20$ nm. (f) $T_{in} = 35^{\circ}\text{C}$, Ag com $d=20$ nm. 128
- Figura 4.26 – Coeficiente de transferência de calor por convecção dos nanofluidos (H₂O_Ag) em função da velocidade mássica do fluido: (a) $T_{in} = 25^{\circ}\text{C}$, Ag com $d=80$ nm. (b) $T_{in} = 35^{\circ}\text{C}$, Ag com $d=80$ nm. (c) $T_{in} = 25^{\circ}\text{C}$, Ag_PVP com $d=20$ nm. (d) $T_{in} = 35^{\circ}\text{C}$, Ag_PVP com $d=20$ nm..... 130
- Figura 4.27 – Queda de pressão e fator de atrito dos nanofluidos (H₂O_EG_Ag) em função da velocidade mássica do fluido: (a) Queda de pressão, Ag com $d=80$ nm. (b) Fator de atrito, Ag com $d=80$ nm. (c) Queda de pressão, Ag_PVP com $d=20$ nm. (d) Fator de atrito, Ag_PVP com $d=20$ nm. (e) Queda de pressão, Ag com $d=20$ nm. (f) Fator de atrito, Ag com $d=20$ nm..... 132
- Figura 4.28 – Queda de pressão e fator de atrito dos nanofluidos (H₂O_EG_Ag) em função da velocidade mássica do fluido: (a) Queda de pressão, Ag com $d=80$ nm. (b) Fator de atrito, Ag com $d=80$ nm. (c) Queda de pressão, Ag_PVP com $d=20$ nm. (d) Fator de atrito, Ag_PVP com $d=20$ nm..... 134
- Figura 4.29 – Resistência térmica dos nanofluidos (H₂O_EG_Ag) em função da velocidade mássica do fluido: (a) $T_{in} = 25^{\circ}\text{C}$, Ag com $d=80$ nm. (b) $T_{in} = 35^{\circ}\text{C}$, Ag com $d=80$ nm. (c) $T_{in} = 25^{\circ}\text{C}$, Ag_PVP com $d=20$ nm. (d) $T_{in} = 35^{\circ}\text{C}$, Ag_PVP com $d=20$ nm. (e) $T_{in} = 25^{\circ}\text{C}$, Ag com $d=20$ nm. (f) $T_{in} = 35^{\circ}\text{C}$, Ag com $d=20$ nm..... 136
- Figura 4.30 – Resultados obtidos experimentalmente para os nanofluidos (H₂O_EG_Ag_80) do coeficiente relativo de transferência de calor por convecção [h_{nf}/h_{fb}] em função da potência de bombeamento relativa [$\dot{W}_{B,nf}/\dot{W}_{B,fb}$] em relação à: (a) Concentração volumétrica de nanopartículas (b) Temperatura de entrada do fluido. (c) Fluxo de calor fornecido ao sistema. (d) Velocidade mássica. 139
- Figura 4.31 – Resultados obtidos experimentalmente para os nanofluidos (H₂O_EG_Ag_PVP) do coeficiente relativo de transferência de calor por convecção [h_{nf}/h_{fb}] em função da

potência de bombeamento relativa $[\dot{W}_{B,nf}/\dot{W}_{B,fb}]$ em relação à: (a) Concentração volumétrica de nanopartículas (b) Temperatura de entrada do fluido. (c) Fluxo de calor fornecido ao sistema. (d) Velocidade mássica. 140

Figura 4.32 – Resultados obtidos experimentalmente para os nanofluidos (H₂O_EG_Ag_20) do coeficiente relativo de transferência de calor por convecção $[h_{nf}/h_{fb}]$ em função da potência de bombeamento relativa $[\dot{W}_{B,nf}/\dot{W}_{B,fb}]$ em relação à: (a) Concentração volumétrica de nanopartículas (b) Temperatura de entrada do fluido. (c) Fluxo de calor fornecido ao sistema. (d) Velocidade mássica. 141

Figura 4.33 – Resistência térmica dos nanofluidos (H₂O_Ag) em função da velocidade mássica do fluido: (a) $T_{in} = 25^{\circ}\text{C}$, Ag com $d=80$ nm. (b) $T_{in} = 35^{\circ}\text{C}$, Ag com $d=80$ nm. (c) $T_{in} = 25^{\circ}\text{C}$, Ag_PVP com $d=20$ nm. (d) $T_{in} = 35^{\circ}\text{C}$, Ag_PVP com $d=20$ nm. 143

Figura 4.34 – Resultados obtidos experimentalmente para os nanofluidos (H₂O_Ag_80) do coeficiente relativo de transferência de calor por convecção $[h_{nf}/h_{fb}]$ em função da potência de bombeamento relativa $[\dot{W}_{B,nf}/\dot{W}_{B,fb}]$ em relação à: (a) Concentração volumétrica de nanopartículas (b) Temperatura de entrada do fluido. (c) Fluxo de calor fornecido ao sistema. (d) Velocidade mássica. 145

Figura 4.35 – Resultados obtidos experimentalmente para os nanofluidos (H₂O_Ag_PVP) do coeficiente relativo de transferência de calor por convecção $[h_{nf}/h_{fb}]$ em função da potência de bombeamento relativa $[\dot{W}_{B,nf}/\dot{W}_{B,fb}]$ em relação à: (a) Concentração volumétrica de nanopartículas (b) Temperatura de entrada do fluido. (c) Fluxo de calor fornecido ao sistema. (d) Velocidade mássica. 146

Figura 4.36 – Interior do trocador de calor de microcanais após testes. 147

LISTA DE TABELAS

Tabela 2.1 – Classificação e principais características dos seguidores solares	21
Tabela 2.2 – Métodos de resfriamento passivos aplicados a sistemas fotovoltaicos com concentração solar	24
Tabela 2.3 – Métodos de resfriamento ativos aplicados a sistemas fotovoltaicos com concentração solar	29
Tabela 2.4 - Condutividade térmica de aditivos e fluidos base utilizados na preparação de nanofluidos.	39
Tabela 2.5 -Trabalhos experimentais que envolvem uso de nanofluidos em trocadores de calor de microcanais	40
Tabela 3.1 – Eficiência do concentrador em relação ao erro de rastreamento solar	46
Tabela 3.2 – Balanço de energia no sistema de alta concentração fotovoltaico para uma célula	50
Tabela 3.3 – Principais parâmetros geométricos do trocador de calor de microcanais	63
Tabela 3.4 - Módulos e instrumentos que compõem o sistema de monitoramento.	72
Tabela 3.5 - Condições de trabalho para os testes iniciais com o microtrocador.	73
Tabela 3.6 Características das nanopartículas utilizadas na produção de nanofluido.	81
Tabela 3.7 – Descrição das amostras de nanofluido produzidas.....	84
Tabela 3.8 - Comparação entre a concentração volumétrica estimada e a medida após da produção dos nanofluidos.....	84
Tabela 3.9- Incerteza de medição fornecidas pelo fabricante.	88

Tabela 3.10 - Incertezas dos parâmetros primários ou variáveis medidas pelos instrumentos.	89
Tabela 3.11 - Incertezas de parâmetros secundários ou variáveis calculadas dependentes das medições	91
Tabela 4.1 - Variáveis medida no dissipador de calor de aletas.....	92
Tabela 4.2 - Componentes da resistência térmica total calculada.....	95
Tabela 4.3 – Coeficientes de transferência de calor calculados para o dissipador de calor de aletas.....	96
Tabela 4.4 – Aportes da base e aletas do dissipador de calor à convecção.	97
Tabela 4.5 - Condutividade térmicas consideradas na análise em campo.	98
Tabela 4.6 - Informações dos testes.	100
Tabela 4.7 - Balanço de energia na célula fotovoltaica.	102
Tabela 4.8 – Variáveis calculadas na análise da transferência de calor por convecção.	102
Tabela 4.9 – Calor dissipado na célula em condições reais de operação.	103
Tabela 4.10 - Variação dos parâmetros operacionais de ensaio.....	104
Tabela 4.11 – Comparação do comprimento de desenvolvimento com dados da literatura.	105
Tabela 4.12 - Comparação da queda de pressão com o trabalho de Correa (2013)	112
Tabela 4.13 – Dados de referência na análise de eficiência	115
Tabela 4.14 – Análise de eficiência para o trocador de calor de microcanais com $E_{ref} = E_{cel}$	115
Tabela 4.15 – Análise de eficiência para o trocador de calor de microcanais com $E_{ref} = El$	116
Tabela 4.16 – Média dos incrementos de viscosidade dinâmica e massa específica dos nanofluidos de prata a base da mistura de água destilada com etilenoglicol.	120

Tabela 4.17 – Média dos incrementos da condutividade térmica e dos decrementos do calor específico dos nanofluidos de prata a base da mistura de água destilada com etilenoglicol.....	120
Tabela 4.18 – Média dos incrementos de viscosidade dinâmica e massa específica dos nanofluidos de prata a base de água destilada.....	124
Tabela 4.19 – Média dos incrementos da condutividade térmica e dos decrementos do calor específico dos nanofluidos de prata a base da mistura de água destilada.....	126
Tabela 4.20 –Incrementos máximos e médios no coeficiente de transferência de calor por convecção dos nanofluidos de prata a base da mistura de água destilada com etilenoglicol.....	129
Tabela 4.21 –Incrementos máximos e médios no coeficiente de transferência de calor por convecção dos nanofluidos de prata a base de água destilada.	131
Tabela 4.22 –Incrementos máximos e médios na queda de pressão dos nanofluidos de prata a base da mistura de água destilada com etilenoglicol.	133
Tabela 4.23 – Incrementos máximos e médios na queda de pressão dos nanofluidos de prata a base de água destilada.....	135
Tabela 4.24 –Resultados mínimos e médios de resistência térmica dos nanofluidos de prata a base da mistura de água destilada com etilenoglicol.	137
Tabela 4.25 – Resultado dos critérios adotados para avaliação do desempenho termo-hidráulico dos nanofluidos de prata a base da mistura de água destilada com etilenoglicol.....	142
Tabela 4.26 – Resultados mínimos e médios de resistência térmica dos nanofluidos de prata a base de água destilada.....	143
Tabela 4.27 – Resultado dos critérios adotados para avaliação do desempenho termo-hidráulico dos nanofluidos de prata a base de água destilada.	145

LISTA DE SÍMBOLOS

Letras latinas

A	- área superficial [m^2]
c_p	- calor específico a pressão constante [kJ/kgK]
d	- diâmetro médio da nanopartícula [nm]
D_h	- diâmetro hidráulico [m]
e	- espessura [mm]
E	- taxa de energia [W]
f	- fator de atrito $[-]$
FF	- fator de forma da curva IV $[-]$
FoM	- figura de mérito [%]
g	- aceleração gravitacional [m/s^2]
G	- velocidade mássica [kg/sm^2]
h	- coeficiente de transferência de calor por convecção [W/m^2K]
H	- altura [m]
I	- corrente [A]
k	- condutividade térmica [W/mK]
ln	- logaritmo natural
L	- comprimento [m]
LMTD	- diferença de temperatura média logarítmica [K]
m	- massa [kg]
\dot{m}	- vazão mássica [kg/s]

N	- número de aletas/microcanais
P	- pressão [Pa]
q''	- taxa de transferência de calor por unidade de área [W/m^2]
\dot{Q}	- taxa de transferência de calor [W]
r	- raio de uma nanopartícula [nm]
R	- resistência térmica [K/W]
s	- espaçamento entre aletas [m]
S	- radiação solar [W/m^2]
t	- tempo [s]
T	- temperatura [$^{\circ}C$]
\dot{V}	- vazão volumétrica [m^3/s]
V	- tensão [V]
wt	- concentração mássica de nanopartículas
W	- largura [m]
\dot{W}_B	- potência de bombeamento [W]
X	- concentração de radiação solar

Letras gregas

α	- razão de aspecto do microcanal $[-]$
β	- coeficiente de expansão térmica [$1/K$]
ε	-emissividade $[-]$
σ	- constante de Boltzman [$W/m^2 K^4$]
ΔP	- queda de pressão [Pa]
ΔT	- diferença de temperatura [$^{\circ}C$]
η	- eficiência
μ	- viscosidade dinâmica [kg/ms]

ϕ	- concentração volumétrica de nanopartículas
ρ	- massa específica [kg/m^3]
ν	-viscosidade cinemática [m^2/s]
γ	- coeficiente de redução da potência elétrica devido à temperatura [$W/^\circ C$]
ϵ	- razão entre duas áreas

Números adimensionais

El	- número de Elenbaas
Gr	- número de Grashof
Nu	- número de Nusselt
Pr	- número de Prandtl
Ra	- número de Rayleigh
Re	- número de Reynolds
Ri	- número de Richardson

Abreviações

Ag	- Prata
CPV	- Concentração Fotovoltaica
CPV/T	- Concentração Fotovoltaica-Térmica
HCPV	- Alta Concentração Fotovoltaica
LabMEMS	- Laboratório de Nano, Microfluídica e Microssistemas
LCPV	- Baja Concentração Fotovoltaica
LEST-Nano	- Laboratório de Energia, Sistemas Térmicos e Nanotecnologia
MCPV	- Média Concentração Fotovoltaica
NOCT	- Temperatura nominal de operação de uma célula fotovoltaica
pH	- potencial hidroxiliônico

POE	- Concentrador solar primário
PV	- Fotovoltaico
PVP	- Polivinilpirrolidona
SOE	- Concentrador solar secundário
TPV	- Termo fotovoltaica
UHCPV	- Ultra-alta Concentração Fotovoltaica

Subscritos

<i>a</i>	- aleta do dissipador
<i>amb</i>	- ambiente
<i>b</i>	- base do dissipador
<i>BE</i>	- balanço de energia
<i>cel</i>	- célula fotovoltaica
<i>conv</i>	- convecção
<i>cr</i>	- equivalente à radiação
<i>ct</i>	- contacto
<i>d</i>	- dissipador/dissipado
<i>e</i>	- elétrico
<i>exp</i>	- experimental
<i>ext</i>	- externo
<i>f</i>	- fluido
<i>fb</i>	- fluido base
<i>fc</i>	- fonte de calor
<i>G</i>	- global
<i>i</i>	- interno
<i>in</i>	- entrada

<i>int</i>	- interface
<i>l</i>	- lente
<i>m</i>	- médio
<i>max</i>	- máximo
<i>nf</i>	- nanofluido
<i>np</i>	- nanopartícula
<i>PE</i>	- potência elétrica
<i>o</i>	- ótico
<i>out</i>	- saída
<i>ref</i>	- referência
<i>s</i>	- superfície
<i>sis</i>	- sistema
<i>t</i>	- total
<i>th</i>	- térmico
<i>v</i>	- vento
∞	- ambiente

SUMARIO

CAPÍTULO I - INTRODUÇÃO	1
1.1. Motivação	1
1.2. Objetivos.....	4
1.2.1 Objetivo geral.....	4
1.2.2. Objetivos específicos	4
1.3. Estrutura da tese	5
CAPÍTULO II - REVISÃO BIBLIOGRÁFICA	7
2.1. Sistemas fotovoltaicos com concentração solar	7
2.1.1. Características operacionais de células e módulos fotovoltaicos	9
2.1.2. Células multijunção	11
2.1.3. Concentradores solares	14
2.1.4. Módulos Fotovoltaicos de alta concentração solar	19
2.1.5. Rastreadores solares	20
2.2. Métodos de arrefecimento para sistemas fotovoltaicos com concentração solar ..	22
2.2.1. Dissipadores de calor passivos em sistemas fotovoltaicos de alta concentração	25
2.2.2. Trocadores de calor de microcanais	30
2.2.3. Uso de nanofluidos em trocadores de calor de microcanais.....	38
CAPÍTULO III - METODOLOGIA.....	44
3.1. Sistema fotovoltaico de alta concentração	44
3.1.1. Células Fotovoltaicas	45
3.1.2. Concentrador	45

3.1.3. Modulo HCPV e rastreador solar.....	47
3.1.4. Medição de temperatura nas células fotovoltaicas no interior do módulo. ...	48
3.1.5. Balanço de energia nas células solares	49
3.2. Sistema de resfriamento passivo	50
3.2.1. Características	50
3.2.2. Análise de transferência de calor	51
3.3. Sistema de resfriamento ativo.....	57
3.3.1. Características	58
3.3.2. Análise de transferência de calor	60
3.4. Bancada Experimental.....	63
3.4.1. Fonte de calor	64
3.4.2. Temperaturas no dissipador de calor de aletas.....	65
3.4.3. Medições no trocador de calor de microcanais	66
3.4.4. Temperaturas no trocador de calor de microcanais:.....	70
3.4.5. Monitoramento e aquisição de dados.....	71
3.5. Análise e validação da bancada experimental	72
3.5.1. Balanço de energia	73
3.5.2. Comprimento de desenvolvimento hidrodinâmico e térmico.....	76
3.5.3. Coeficiente de transferência de calor	77
3.5.2. Fator de atrito	79
3.6. Preparação das amostras de nanofluido.....	80
3.6.1. Síntese dos nanofluidos.....	82
3.7. Caracterização das propriedades termofísicas dos nanofluidos.....	86
3.7.1. Condutividade térmica	86
3.7.2. Viscosidade e massa específica	88
3.7.3. Calor específico	89
3.5. Análise de incertezas.....	89

CAPÍTULO IV - ANÁLISE DE RESULTADOS	92
4.1. Método de arrefecimento passivo (dissipador de calor de aletas)	92
4.1.1. Resultados em laboratório	92
4.1.2. Resultados em campo	98
4.2. Método de arrefecimento ativo (trocador de calor de microcanais)	104
4.2.1. Comprimentos de desenvolvimento hidrodinâmico e térmico	105
4.2.2. Coeficiente de transferência de calor por convecção	106
4.2.3. Fator de atrito e queda de pressão	110
4.2.4. Desempenho termo-hidráulico	112
4.2.5. Análise de eficiência	114
4.3. Propriedades termofísicas dos nanofluidos	117
4.3.1. Nanofluidos de prata a base da mistura de água destilada e etilenoglicol.	117
4.3.2. Nanofluidos de prata a base de água destilada	122
4.4. Coeficiente de transferência de calor por convecção dos nanofluidos	127
4.4.1. Nanofluidos de prata a base da mistura de água destilada e etilenoglicol.	127
4.4.2. Nanofluidos de prata a base de água destilada	129
4.5. Fator de atrito e queda de pressão dos nanofluidos	131
4.5.1. Nanofluidos de prata a base da mistura de água destilada e etilenoglicol.	131
4.5.2. Nanofluidos de prata a base de água destilada	133
4.6. Desempenho termo-hidráulico dos nanofluidos	135
4.6.1. Nanofluidos de prata a base da mistura de água destilada e etilenoglicol.	135
4.6.2. Nanofluidos de prata a base de água destilada	142
4.7. Degradação dos nanofluidos nos microcanais	146
CAPÍTULO V - CONCLUSÕES E RECOMENDAÇÕES	149
5.1. Conclusões Finais	150
5.1.1. Dissipador de calor de aletas	150
5.1.2. Trocador de calor de microcanais	151

5.1.3. Nanofluidos de prata escoando no trocador de calor de microcanais.....	152
5.2. Recomendações a Trabalhos Futuros	154
Referências Bibliográficas	156
Anexo I.....	181

CAPÍTULO I

INTRODUÇÃO

1.1. Motivação

Devido ao continuo aumento da demanda de energia por parte da população mundial e do setor industrial, em conjunto com as alterações climáticas, a poluição do ar e da água, a chuva ácida, entre outras, resultaram no ressurgimento do interesse da comunidade acadêmica pelas fontes de energias renováveis, entre estas a energia solar (KALOGIROU, 2004). A energia proveniente do sol pode ser aproveitada como calor mediante o uso de coletores solares, ou como energia elétrica com a utilização de células solares fabricadas a partir de materiais semicondutores que usam o efeito fotovoltaico como princípio de funcionamento. No entanto, a baixa eficiência destes dispositivos em comparação com outros métodos de geração de energia elétrica torna seu custo elevado.

Existem várias maneiras de reduzir os custos envolvidos no aproveitamento da energia solar fotovoltaica. Uma das maneiras mais eficazes é utilizar concentradores para energia solar fotovoltaica (CPV), a fim de aumentar a intensidade de radiação solar sobre as células solares por reflexão ou refração (SENHIL KUMAR *et al.*, 2012). O procedimento é realizado com espelhos ou lentes que concentram a radiação solar e a redirecionam para a área de cada uma das células que conformam o módulo. Desta forma, a tecnologia de concentração de energia solar tem atraído a atenção da comunidade científica pois mostra um grande potencial na redução de custos da energia fotovoltaica (PV), reduzindo o número de células necessárias para gerar uma determinada quantidade de energia elétrica (Ho *et al.*, 2011). O fator de concentração pode variar de 10 a mais 1000 sóis eficazes, e por sua vez é classificado em sistemas de baixa concentração de 10 à 100 sóis (LCPV), concentração média de 101 à 300 sóis (CPV), alta concentração de 301 a 1000 sóis (HCPV) e ultra alta concentração de mais

de 1000 sóis (UHCPV) (WS ENERGIA, 2008). Diferente dos painéis fotovoltaicos convencionais fabricados a partir de silício com eficiência de até 25%, os sistemas fotovoltaicos de alta concentração utilizam células solares multicamada ou multijunção fabricadas a partir dos elementos do grupo III-V da tabela periódica (InGaP/GaAs/Ge) que captam energia numa maior faixa do espectro solar e permitem atingir eficiências de até 47% ((NREL), 2019) . No entanto, sem importar o tipo de material utilizado na fabricação das células fotovoltaicas, há uma série de fatores que podem danificar seu desempenho. Segundo o trabalho de (BAHAIDARAH; BALOCH; GANDHIDASAN, 2016) as variáveis ou fenômenos que mais influenciam no decaimento da eficiência de sistemas fotovoltaicos são:

- Não uniformidade nas características das células que conformam o sistema: depende principalmente da qualidade do material de fabricação da célula e do fabricante.

- Distribuição não uniforme da radiação que atinge às células fotovoltaicas: este tipo de problema também conhecido como *shading* ou sombreamento, acontece principalmente, devido a obstrução da passagem de raios solares para as células fotovoltaicas, sendo esta obstrução causada por elementos como nuvens, paredes, árvores, etc. As células fotovoltaicas conectadas em série enfrentam maiores danos devido que a corrente que varia diretamente com a radiação. Assim, a corrente em um módulo com um arranjo de células fotovoltaicas idênticas conectadas em série, é restrita pela corrente da célula com a menor incidência de irradiação. Esta falha é conhecida como “problema de correspondência de corrente” ou em inglês *current matching problem*. Alguns pesquisadores (BAIG; HEASMAN; MALLICK, 2012), (HATWAAMBO *et al.*, 2009) mostraram que este problema pode ser resolvido usando um diodo by-pass, mantendo uma temperatura uniforme através de cada ligação em série ou usando paredes refletoras no invólucro do módulo.

- Não uniformidade e altas temperaturas nas células fotovoltaicas: este fenômeno é causado pela distribuição não uniforme da radiação solar e pelos longos períodos de exposição à radiação aos quais são submetidos os sistemas fotovoltaicos. As altas temperaturas na célula, por sua vez diminuem a eficiência da conversão, podendo resultar em um dano permanente (ROYNE; DEY; MILLS, 2005a), além de alterar as propriedades físicas da célula, principalmente da resistência em série.

Para sistemas fotovoltaicos com alta concentração solar é necessário lidar também com irregularidades na geometria do concentrador, perdas óticas e perdas causadas pelo sistema do seguidor solar (*tracking*).

A temperatura uniforme em todo o módulo fotovoltaico pode ser conseguida através de mecanismos de refrigeração convencionais e não-convencionais, com novos designs para

obter uma elevada dissipação de calor. Baixas temperaturas e alta uniformidade na radiação incidente e na temperatura nas células solares são algumas das características mais importantes que incentivam o melhoramento do desempenho global dos sistemas fotovoltaicos. Na literatura há uma grande quantidade de estudos de natureza analítica, numérica e experimental que propõem diferentes soluções ou métodos para mitigar os efeitos das altas temperaturas em sistemas fotovoltaicos de alta concentração. Estes métodos podem ser geralmente classificados como: métodos de refrigeração passiva, por exemplo, tubos de calor (SHUKLA *et al.*, 2017) (LEE; BAEK, 2015), termosifões (FARAHAT, 2004) e superfícies aletadas para convecção natural (ARAKI; UOZUMI; YAMAGUCHI, 2002)(MICHELI *et al.*, 2016)(NATARAJAN *et al.*, 2011). Este último é um dos métodos de maior popularidade, visto que possui duas grandes vantagens frente outros, como ser de fácil implementação e consumo de energia nulo, além de ter sido validado e utilizado em vários campos de estudo (KUO, SHIN, *et al.*, 2009) (GANESHA PRASAD e DRAKSHAYANI, 2010). Por outro lado tem-se os métodos de resfriamento ativo, que utilizam a convecção forçada de fluidos em: escoamento monofásico (LASICH, 2006) (KOLHE, BIN e HU, 2012) e bifásico (HO, MAO e GREIF, 2010), injeção de jato de água (ROYNE; DEY, 2007), trocadores de calor de micro canais (KARAMI; RAHIMI, 2014; SHEN; WANG; XIE, 2018) (SOUSA, 2017) e imersão em líquido (ZHU *et al.*, 2011; KANG *et al.*, 2016). Entretanto, para aplicações com células fotovoltaicas com concentrações acima de 150 sóis eficazes, é predominante a utilização de métodos de arrefecimento ativos, uma vez que as técnicas de refrigeração passiva tem se mostrado muitas vezes ineficazes na remoção do calor residual das células (ROYNE; DEY; MILLS, 2005).

Os trocadores de calor de microcanais foram introduzidos por (TUCKERMAN; PEASE, 1981) como soluções de resfriamento em sistemas eletrônicos para dissipar altos fluxos de calor em pequenas áreas, tornando-se um dos métodos mais importantes de remoção de calor em muitas aplicações de engenharia, como eletrônica de alta potência para indústria automotiva, refrigeração de componentes eletrônicos, componentes solares e nucleares, bombas, instrumentos de análise biomédica e bioquímica (ANBUMEENAKSHI; THANSEKHAR, 2017). Adicionalmente, nos últimos anos tem-se incrementado o uso destes dispositivos com diferentes fluidos de trabalho que podem incrementar a transferência de calor, como os nanofluidos, nomeados assim por (CHOI, 1995), que são o resultado da adição de partículas em escala nanométrica (1-100 nm) de materiais que possuem alta condutividade térmica, em fluidos convencionais de arrefecimento como água, etilenoglicol, óleo térmico e outros.

Consequentemente, o presente trabalho tem como intuito analisar e comparar o desempenho em aplicações HCPV de um dissipador de calor com aletas e de um trocador de calor com microcanais utilizando nanofluidos de prata a base de dois tipos de fluido, água e uma mistura de água e etilenoglicol (50:50) em escoamento laminar monofásico.

1.2. Objetivos

1.2.1 Objetivo geral

O principal objetivo do trabalho é realizar uma análise teórica e experimental do desempenho de um dissipador de calor de aletas e de um trocador de calor de microcanais utilizando nanofluidos de prata que tem como fluidos base água destilada e uma mistura água e etilenoglicol (50:50) escoando em regime laminar monofásico, a fim de avaliar o potencial de aplicação destes dispositivos no resfriamento de células fotovoltaicas de alta concentração comerciais.

Nesse sentido, a seguir são apresentados os objetivos específicos que descrevem as etapas realizadas durante a execução deste trabalho.

1.2.2. Objetivos específicos

A fim de lograr um adequado desenvolvimento do presente trabalho foi necessária a aplicação de uma série de atividades que permitiram fundamentar a pesquisa proposta mediante a obtenção de diferentes informações tanto do conjunto fotovoltaico/térmico em condições controladas quanto em condições do ambiente. Assim, os objetivos específicos deste trabalho são:

- Realizar uma revisão contínua do estado da arte dos temas relacionados com as diferentes metodologias utilizadas no arrefecimento de sistemas fotovoltaicos de alta concentração, e a utilização nanofluidos em trocadores de calor de microcanais;
- Construir uma bancada que permita, de maneira controlada, determinar os principais parâmetros operacionais dos diferentes dispositivos de arrefecimento analisados, tais como: (i) vazão, (ii) perda de carga, (iii) temperaturas de entrada e saída e (iv) temperatura de parede no trocador de calor de microcanais; e (v) temperaturas superficiais e ambiente para o dissipador de calor de aletas, para a condição de contorno de fluxo de calor constante;
- Construir uma bancada que permita coletar os dados relacionados às principais características operacionais de módulos fotovoltaicos (tensão, corrente e potência

gerada), junto com os dados do ambiente (temperatura, radiação solar, velocidade do ar, etc.);

- Verificar os efeitos do incremento de temperatura sob a eficiência de sistemas fotovoltaicos de alta concentração;
- Produzir nanofluidos utilizando como fluido base dois tipos de fluidos, o primeiro, água destilada e o segundo uma mistura de água destilada e etilenoglicol (50:50), empregando nanopartículas de prata de diferentes tamanhos, e em variadas concentrações;
- Realizar a medição experimental e caracterização das propriedades termofísicas tais como: condutividade térmica, viscosidade, calor específico e massa específica;
- Validar os resultados experimentais mediante a comparação com dados obtidos da literatura a partir de correlações ou de outros resultados experimentais.

1.3. Estrutura da tese

O presente documento é composto por cinco capítulos que descrevem todas as etapas realizadas para alcançar o objetivo principal, mencionado anteriormente. Cada capítulo é subdividido em seções e subseções que especificam detalhadamente as características da execução do trabalho.

O capítulo dois apresenta uma detalhada revisão bibliográfica. Inicialmente, são apresentados resumidamente conceitos da área de energia fotovoltaica com concentração solar. São abordadas também as diferentes metodologias de arrefecimento encontradas na literatura para este tipo de aplicação, fazendo especial ênfase na utilização de dissipadores de calor aletados e trocadores de calor de microcanais com diferentes fluidos de arrefecimento. Por último, são brevemente apresentados alguns conceitos sobre as características e as propriedades termofísicas de nanofluidos (massa específica, calor específico, condutividade térmica e viscosidade) e é detalhado o estado da arte relacionado à transferência de calor por convecção forçada em escoamento monofásico laminar de nanofluidos em trocadores de calor de microcanais.

No capítulo três é realizada inicialmente a descrição geral da instalação em campo do sistema fotovoltaico de alta concentração. A seguir, são detalhadas as características geométricas e a análise de transferência de calor aplicados a cada um dos métodos de arrefecimento avaliados. São apresentadas também as características referentes à construção da bancada experimental, e a metodologia implementada na realização dos testes, juntamente com uma análise e validação de resultados dos testes previamente realizados

com água destilada no trocador de calor de microcanais. Adicionalmente, é apresentada a metodologia implementada na produção dos nanofluidos e na medição das suas propriedades termofísicas. A última subseção é dedicada à análise das incertezas das variáveis avaliadas nos testes realizados.

O capítulo quatro descreve os resultados obtidos em laboratório experimentalmente para o dissipador de calor de aletas em comparação com os resultados obtidos em campo. Seguidamente, são apresentados os resultados experimentais de transferência de calor em microcanais obtidos para os fluidos de base: água destilada e a mistura de água destilada com etilenoglicol, que são posteriormente comparados com resultados experimentais e correlações da literatura. Em seguida são mostrados os resultados das medições das propriedades termofísicas dos nanofluidos produzidos. A parte final do capítulo é dedicada à análise do desempenho termo-hidráulico das amostras dos nanofluidos produzidos, mediante a comparação entre os resultados experimentais obtidos para os nanofluidos, com os obtidos para o fluido base.

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

CAPÍTULO II

REVISÃO BIBLIOGRÁFICA

Neste capítulo são descritos os tópicos de maior relevância na pesquisa bibliográfica realizada no decorrer deste trabalho. Assim, inicialmente são discutidos de maneira detalhada aspectos teóricos e conceituais do funcionamento da tecnologia fotovoltaica, do uso de concentradores solares, da importância dos sistemas de seguimento solar e da necessidade de utilização de métodos de resfriamento para estas aplicações.

Na sequência é abordado o estado da arte referente ao desempenho de dissipadores de calor passivos e de trocadores de calor de microcanais em escoamento monofásico em aplicações semelhantes à do tema principal desta tese. Adicionalmente, será vista uma breve resenha sobre o uso de nanofluidos, destacando os principais resultados da literatura relacionados a transferência de calor por convecção forçada em escoamento monofásico em regime laminar em trocadores de calor de microcanais.

2.1. Sistemas fotovoltaicos com concentração solar

O Sol é a mais abundante fonte sustentável de energia disponível na Terra, visto que diariamente oferece mais de 150 mil TW de energia (DUFFIE; BECKMAN, 2003). Desta maneira quase todas as fontes de energia (hidráulica, biomassa, eólica, combustíveis fósseis e energia dos oceanos) são formas indiretas de energia solar. Além disso, a radiação solar tem a vantagem de poder ser utilizada diretamente como energia elétrica por meio de efeitos sobre determinados materiais, entre os quais se destacam o termoelétrico e o fotovoltaico. No entanto, de acordo com a Fig. 2.1, dentre as duas a solução mais popular até o ano 2018 foi a energia fotovoltaica.

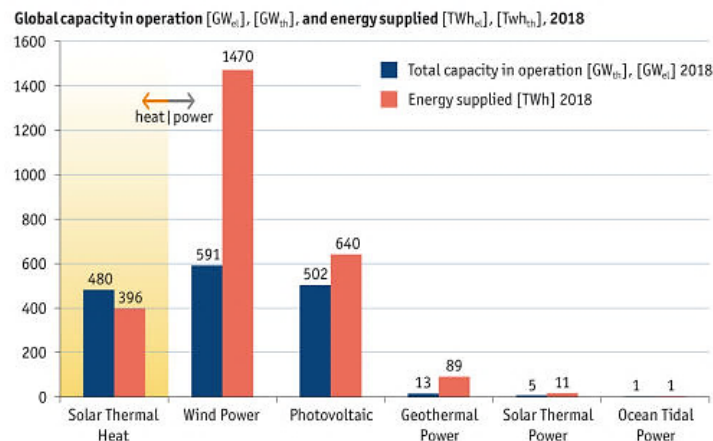


Figura 2.1- Capacidade global de geração de energia renovável até o ano 2018.

Fonte: (IEA, 2018)

A primeira célula fotovoltaica moderna foi apresentada em 1954 (CHAPIN, *et al.* 1954). Ela tinha apenas dois centímetros quadrados de área e uma eficiência de 6%, gerando 5 mW de potência elétrica. As células fotovoltaicas ou células solares funcionam mediante o efeito fotovoltaico que foi descoberto pelo físico Alexandre-Edmond Becquerel em 1839 e consiste no surgimento de uma diferença de potencial entre dois materiais semicondutores de propriedades elétricas diferentes devido à incidência de luz que dá origem à circulação de uma corrente elétrica na região de junção entre os mesmos (COPELAND, BLACK e GARRETT, 1942).

Os máximos níveis de tensão e de corrente elétrica por unidade de área que uma célula fotovoltaica tem capacidade de gerar em condições normais de operação, estão na faixa de 0,7 a 3 V e 37 e 500 mA/cm^2 , respectivamente dependendo do material da célula. Como pouquíssimos aparelhos funcionam com níveis de potência dessa ordem, estima-se ser necessário associar células em série e paralelo a fim de aumentar a tensão e corrente fornecida pelo dispositivo fotovoltaico. Tais associações de células são chamadas de módulos fotovoltaicos (BÜHLER, 2011).

As células e módulos fotovoltaicos possuem uma série de características de natureza elétrica, mecânica e ótica, porém é a partir da análise da característica elétrica dada pela curva I-V (corrente x tensão) (Fig. 2.2) que são obtidos os parâmetros que definem seu comportamento (KNAUPP, 1991).

2.1.1. Características operacionais de células e módulos fotovoltaicos

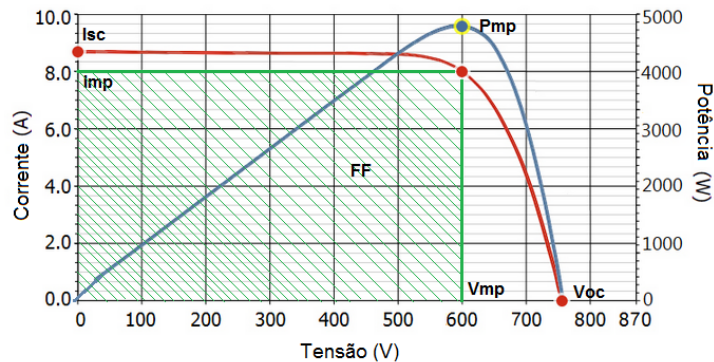


Figura 2.2 – Curva caraterística de um módulo fotovoltaico de silício cristalino.

Fonte: (ATIA, 2009)

A curva caraterística I-V de um dispositivo fotovoltaico é a representação matemática do comportamento da corrente elétrica e da potência gerada em função da tensão. A seguir, são descritos os termos mostrados na Fig. 2.2.: Corrente de curto-circuito (I_{sc}): corrente que o dispositivo fotovoltaico fornece quando seus terminais são interligados por um conector com resistência elétrica idealmente nula, ou seja, é a corrente equivalente a uma tensão igual a zero; Tensão de circuito aberto (V_{oc}): tensão que surge nos terminais de um dispositivo fotovoltaico quando entre esses terminais existe uma resistência elétrica idealmente infinita, ou seja, é a tensão equivalente a uma corrente elétrica igual a zero; Ponto de máxima potência (P_{mp}): é a máxima potência que o dispositivo fotovoltaico é capaz de fornecer sob uma determinada condição de irradiância e temperatura, os pontos de potência são obtidos simplesmente multiplicando cada valor de tensão pelo correspondente valor de corrente; Corrente de máxima potência (I_{mp}): é a corrente elétrica que o dispositivo fornece no ponto de máxima potência; Tensão de máxima potência (V_{mp}): é a tensão que surge nos terminais do dispositivo no ponto de máxima potência; Fator de forma ou *fill fator* (FF): é um indicativo importante da qualidade das propriedades elétricas do módulo. Quanto maior for o valor de FF, melhor serão as características elétricas do dispositivo; Eficiência elétrica (η_e): é definida como a capacidade de conversão de energia solar incidente em energia elétrica aproveitável, conforme Eq. (2.1) onde S é a radiação solar incidente e A é a área efetiva do modulo. É um dos parâmetros mais importantes dos dispositivos fotovoltaicos.

$$\eta_e = \frac{P_{mp}}{S \cdot A} \quad (2.1)$$

Devido a dependência direta da eficiência pela potência máxima gerada, todos os fatores que influenciam neste parâmetro como as variações na irradiação solar e a temperatura da célula ou módulo solar (Fig. 2.3), afetam também a eficiência.

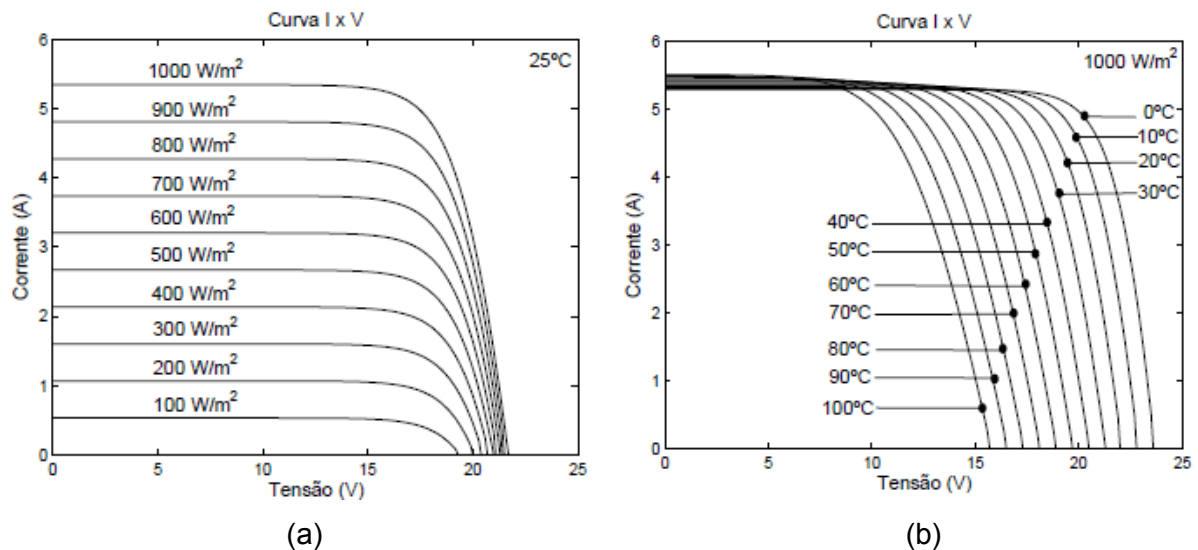


Figura 2.3 – Variação da curva característica I-V de um módulo fotovoltaico de silício cristalino em função de: (a) Irradiação incidente. (b) Temperatura do módulo fotovoltaico.

Fonte: (PINHO e GALDINO, 2014)

De acordo com a Fig. 2.3a, a geração de energia (potência de saída) de um dispositivo fotovoltaico é diretamente proporcional à quantidade de radiação solar que atinge a superfície do mesmo, ou seja, quanto maior a radiação que a célula ou módulo recebe, maior será a potência gerada pelo mesmo.

Entretanto, segundo mostrado na Fig. 2.3b, com o incremento da temperatura na célula ou módulo a corrente elétrica aumenta levemente enquanto a tensão experimenta uma queda significativa que apresenta uma tendência linear. Assim, de forma contrária ao que acontece com a irradiação, quando a temperatura do dispositivo fotovoltaico aumenta, é previsto que o mesmo experimente uma queda na potência gerada, em razão do ganho na corrente ser menor que o decremento na tensão. O valor da diminuição da potência devido à temperatura é dada pelo coeficiente definido pela Eq. 2.2 (COTFAS, COTFAS e MACHIDON, 2018). Este coeficiente, é geralmente disponibilizado pelo fabricante na folha de dados do dispositivo fotovoltaico.

$$\gamma = \frac{\Delta P_{mp}}{\Delta T} \quad (2.2)$$

O material utilizado na fabricação das células solares pode ser apenas de um elemento semiconductor como o silício, germânio ou selênio ou composto por ligas como telureto de cádmio, arseneto de gálio entre outros (PINHO e GALDINO, 2014). Entretanto, apesar da crescente produção de células de filmes finos, bem como de multicamadas, o silício nas suas diferentes formas ainda representa mais de 90% de toda a tecnologia fotovoltaica produzida anualmente. As células fotovoltaicas podem ser classificadas também em relação à estrutura

de ligação dos átomos dos quais são constituídas. Desta forma a estrutura atômica pode ser do tipo cristalina ou do tipo amorfa. A estrutura cristalina pode ser ainda monocristalina ou multicristalina.

Na Figura 2.4, pode ser encontrada uma linha de tempo do desenvolvimento da eficiência das células fotovoltaicas fabricadas a partir de diferentes materiais. Desta maneira, é possível notar que as maiores eficiências (>40%) pertencem às células fotovoltaicas multicamada ou multijunção com uso de concentradores solares.

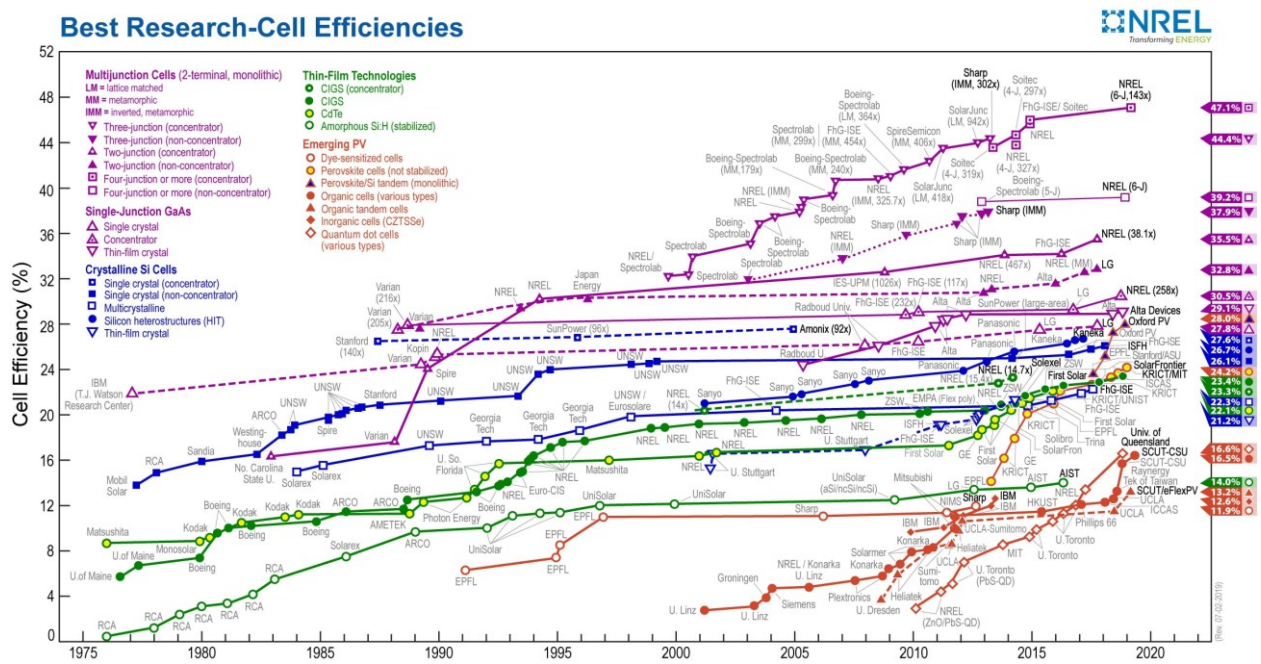


Figura 2.4 - Linha de tempo de eficiência das células fotovoltaicas.

Fonte: ((NREL), 2019)

2.1.2. Células multijunção

As células fotovoltaicas multijunção são fabricadas com semicondutores dos grupos III e V da tabela periódica. Assim de acordo com a Fig. 2.5, uma célula de tripla junção de GaInP/GaAs/Ge terá uma energia de banda de abertura característica (energia do gap) para cada semicondutor, o que faz com que a célula absorva a radiação solar de forma mais eficiente numa determinada faixa do espectro para cada semicondutor que a conforma, diferente das tradicionais células fotovoltaicas monojunção de silício cristalino que podem absorber a radiação proveniente do sol em apenas uma única faixa do espectro solar.

Os semicondutores são então cuidadosamente escolhidos para absorver a maior parte do espectro solar possível. Desta maneira, o aumento da eficiência destes dispositivos com as mais diversas estruturas continua sendo um tema de pesquisa e desenvolvimento nas

universidades e centros de pesquisa do mundo (LAW, *et al.*, 2010), dado que teoricamente, um número infinito de junções teria uma eficiência limitante de 86,8% sob luz solar altamente concentrada (GREEN, 2003). Na atualidade existem células multijunção de até seis camadas, porém comercialmente há apenas dispositivos de três camadas.

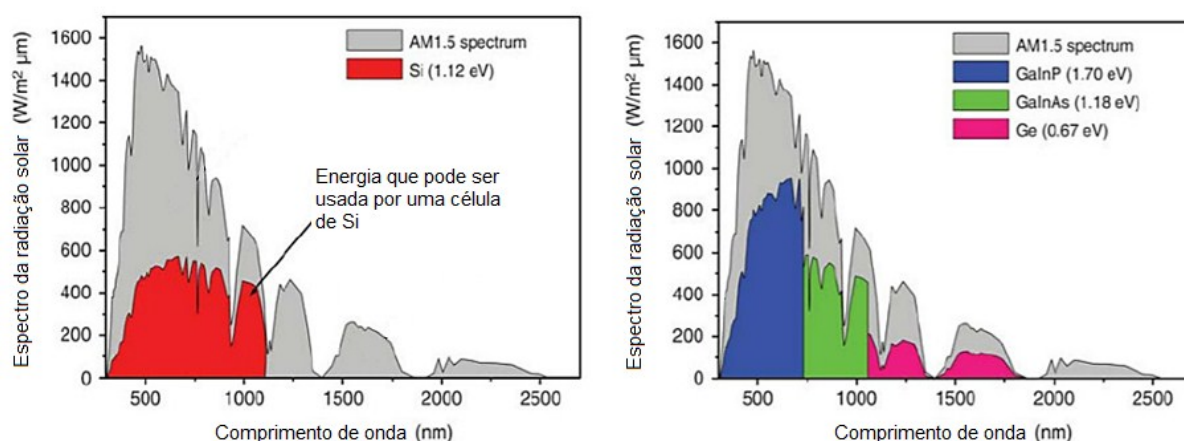


Figura 2.5 – Comparação entre a captação solar de uma célula fotovoltaica de silício e uma célula fotovoltaica de três junções.

Fonte: (ROMAN, 2004)

As células fotovoltaicas multijunção de GaInP/GaAs/GaInNAs e GaInP/GaInAs/Ge, são obtidas mediante um processo de fabricação chamado de epitaxia em fase vapor de compostos organometálicos (MOCVD – *metalorganic chemical vapour deposition*) ou epitaxia por feixe molecular (MBE – *molecular beam epitaxy*), tecnologias onde as camadas de materiais semicondutores são acrescentadas de forma extremamente controlada (KARAM, *et al.*, 1999). Porém, durante muito tempo e devido ao alto custo de produção as células fotovoltaicas multijunção tiveram seu uso limitado ao setor aeroespacial, onde sua alta relação potência-peso é desejável. No entanto, nos últimos anos este setor experimentou uma redução na relação custo-benefício graças ao uso de sistemas ópticos de concentração de baixo custo. Assim, muitas empresas implementaram essa ideia colocando células solares multijunção III – V em sistemas concentradores terrestres o que possibilitou uma redução significativa de custos e também levou a maiores eficiências (PHILIPPS, DIMROTH e BETT, 2012).

Conforme visto na seção 2.1.1., variáveis como temperatura da célula e nível de irradiância também influenciam no rendimento das células fotovoltaicas multijunção. Contudo, isso não acontece na mesma proporção nem da mesma maneira que em células fotovoltaicas tradicionais de silício cristalino. Assim, por exemplo, enquanto o coeficiente de variação da potência devido à temperatura para módulos fotovoltaicos comerciais de silício cristalino está em torno de -0,42 %/K (COTFAS, COTFAS e MACHIDON, 2018) para uma célula fotovoltaica

multijunção comercial é de $-0,10\text{ \%}/\text{K}$ (SIEFER e BETT, 2014) em uma temperatura de referência de $25\text{ }^{\circ}\text{C}$. Isto mostra que a eficiência de um sistema fotovoltaico (PV) pode cair drasticamente devido às altas temperaturas, especialmente em regiões tropicais onde a temperatura do ambiente pode ultrapassar facilmente os $40\text{ }^{\circ}\text{C}$ no verão. Além disso, visto que as células multijunção em sistemas com concentração podem atingir temperaturas muito maiores a $100\text{ }^{\circ}\text{C}$ (KINSEY, HEBERT, *et al.*, 2008), deve-se ter especial cuidado, considerando que temperaturas acima de $80\text{ }^{\circ}\text{C}$ podem danificar a célula e reduzir seu tempo de vida útil (PADOVANI, DEL NEGRO, *et al.*, 2010). Por este motivo o número de pesquisas relacionadas a sistemas de resfriamento aplicados a dispositivos fotovoltaicos com concentração tem crescido de forma exponencial nos últimos anos (Fig. 2.6). Este tema será mais amplamente abordado na seção 2.2.

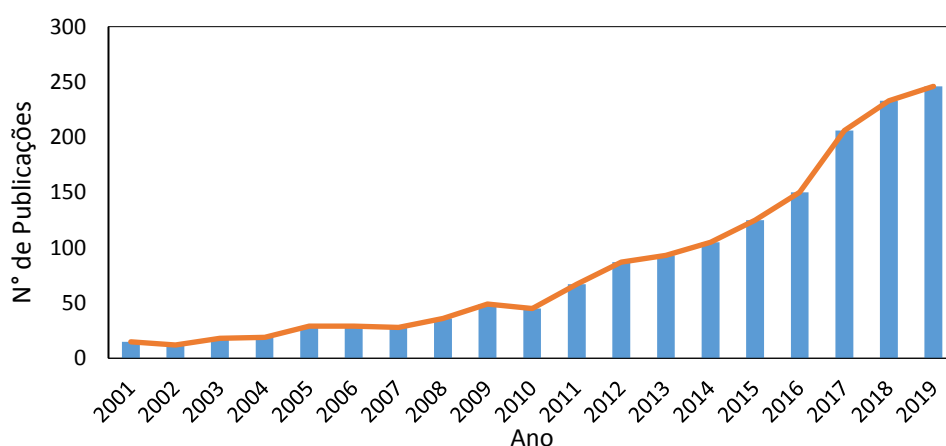


Figura 2.6 – Número de publicações na área de arrefecimento de sistemas fotovoltaicos com concentração a partir do 2001 (Fonte dos dados: Portal Elsevier; Palavras chave: CPV, *cooling*).

Por outro lado, mesmo que a potência gerada das células multijunção aumente com a irradiação e consequentemente com o nível de concentração solar, a eficiência não acompanha esse comportamento e após um determinado valor de concentração começa a decair, fenômeno claramente visível na Fig. 2.7.

Além de seu uso em sistemas espaciais e concentradores terrestres, as células solares III-V também são usadas em diversas aplicações, como a termo-fotovoltaica (TPV). Nestes sistemas, a luz de uma fonte diferente ao sol é convertida em eletricidade mediante células fotovoltaicas. A fonte ou emissor pode ser uma chama ou um material que é aquecido a uma temperatura entre 1000°C e 1500°C pelo sol ou pela queima de combustível. Como o espectro emitido é deslocado em direção a comprimentos de onda maiores, em comparação com o espectro do sol, as células fotovoltaicas TPV precisam ter um intervalo de banda bastante pequeno. O TPV poderia, por exemplo, permitir o uso de calor residual industrial para geração

de eletricidade e oferecer vantagens como saída de alta densidade de potência, suprimento da demanda de energia elétrica local com potencial baixo custo.

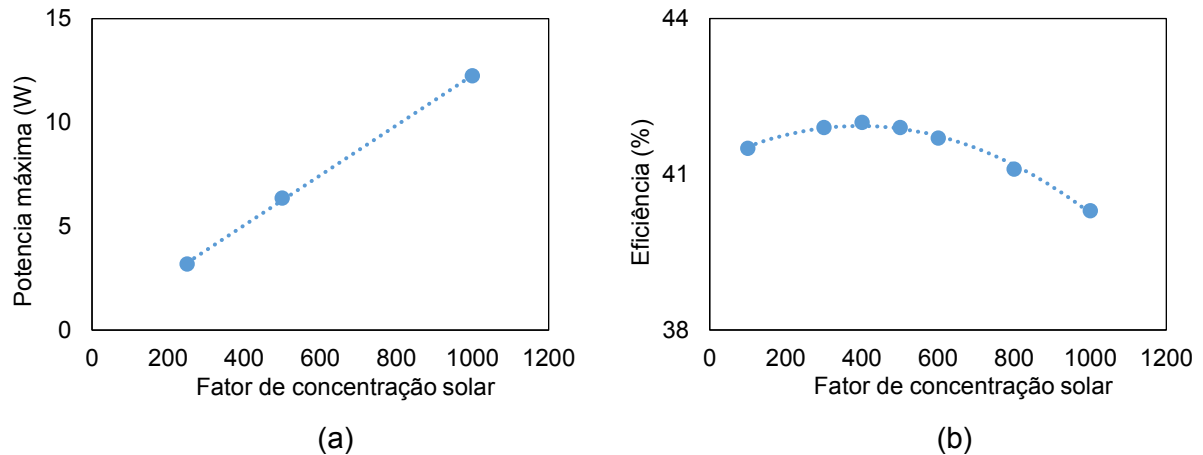


Figura 2.7 – Influência do fator de concentração solar em: (a) Máxima potência gerada. (b) Eficiência para células fotovoltaicas multijunção (Temperatura da célula igual a 25°). Adaptado de: (AZUR SPACE SOLAR POWER GMBH)

De acordo com a Fig. 2.8 comercialmente, as células fotovoltaicas multijunção podem ser encontradas em diferentes configurações, visto que cada uma destas configurações pode servir para um tipo diferente de aplicação (FRIEDMAN, 2010).

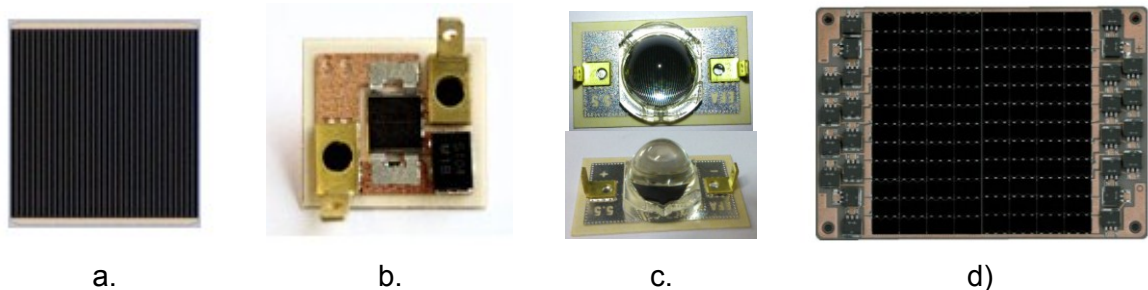


Figura 2.8 – Configurações comerciais para células multijunção (MJ): (a) Célula MJ. (b) Célula MJ com conexões e diodo de proteção. (c) Célula MJ com conexões, diodo de proteção e homogeneizador. (d) Matriz densa de células MJ (*Dense Array Module*).

Fonte: (AZUR SPACE SOLAR POWER GMBH)

2.1.3. Concentradores solares

Nos sistemas fotovoltaicos com concentração, o concentrador pode ser definido como um elemento que utiliza fenômenos de natureza ótica como reflexão (espelhos) e refração (lentes) para redirecionar os raios solares que atingem uma grande área (área do concentrador), para uma pequena área dada por um ponto ou uma reta (Fig. 2.9), na qual ficam localizadas as células solares. Isso permite uma redução na área requerida de células para produzir uma determinada quantidade de potência (SANTOS e DA COSTA, 2018).

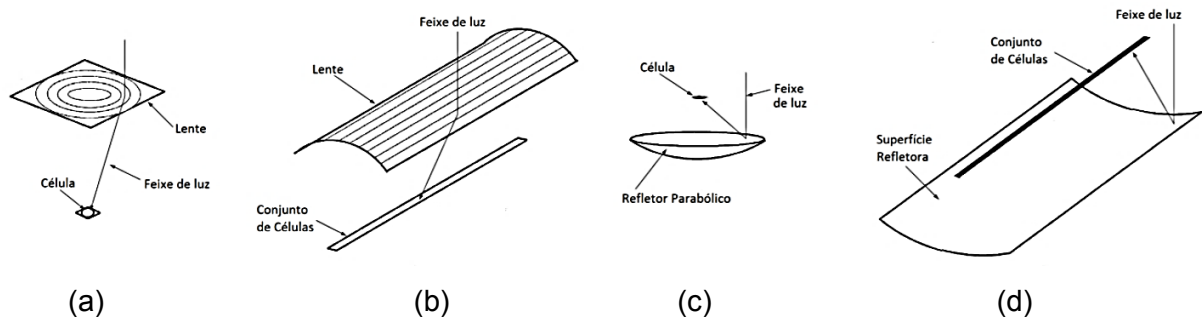


Figura 2.9 - Diferentes sistemas óticos: (a) Refrator Pontual. (b) Refrator Linear. (c) Refletor Pontual. (d) Refletor Linear.

Fonte: (LUQUE e HEGEDUS, 2011)

O valor da concentração solar é obtido através de um número adimensional representado na literatura pelo símbolo “X”, dado pela razão entre a irradiação concentrada e o valor de 1000 W/m^2 conhecido como Sol, que é a média de irradiância máxima normal à superfície terrestre ao nível do mar em um dia claro. Assim um Sol (“X”) é definido como uma unidade de fluxo de energia e não um valor padrão para a insolação real (ALLISON e SCHMUNK, 2018). Entretanto, devido à dificuldade que existe na medição da irradiância resultante de um sistema de concentração, na prática é utilizado o valor derivado da concentração geométrica ou concentração óptica, que é a relação entre a área do concentrador e a área da célula fotovoltaica (Eq. 2.3). Portanto, se levadas em conta as perdas por reflexão, sujeiras e imperfeições na superfície do concentrador, pode-se afirmar que a concentração geométrica ou óptica permite calcular da maneira mais aproximada possível o valor de irradiação concentrada.

$$X_o = \frac{A_{\text{concentrador}}}{A_{\text{célula}}} \quad (2.3)$$

Os concentradores fotovoltaicos podem ser classificados dependendo do nível de concentração que são capazes de fornecer para a célula fotovoltaica, como segue:

- Baixa concentração (LCPV “*Low Concentration Photovoltaic*”): são considerados como sistemas de baixa concentração aqueles que tem um nível de concentração da irradiância solar entre 2 a 100 sóis (JAEGER, 2007). Este tipo de configuração é geralmente composto por um refletor simples como espelhos planos e, por razões econômicas, são tipicamente usadas células solares de silício convencionais (Fig. 2.10). Nestes sistemas pode-se ter incrementos na produção de energia solar em mais de 30% em relação aos sistemas fotovoltaicos sem concentração. Resultados experimentais de sistemas de LCPV no Canadá

resultaram em ganhos de energia acima de 45% para os módulos fotovoltaicos tradicionais de silício cristalino (ANDREWS, POLLARD e PEARCE, 2015).

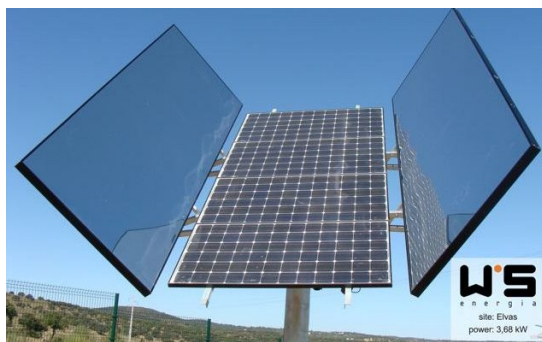


Figura 2.10 - Concentrador de espelho plano (baixa concentração).

Como o fluxo de calor é tipicamente baixo, há também estudos de modelagem e experimentais afirmando que as células não precisam ser ativamente resfriadas e que não é necessário a implementação de nenhum tipo de seguimento solar (ANDREWS, POLLARD e PEARCE, 2013). Isto representa uma grande vantagem nestes sistemas de concentração sobre outros, pois reduz o custo total. No entanto, favorece a aparição de pontos quentes nas células, que a longo prazo deterioram sua vida útil, e a curto prazo, faz diminuir a eficiência global do sistema.

- **Concentração média (MCPV, *Medium Concentration Photovoltaic*):** Pertencem a esta categoria todos os dispositivos que podem fornecer concentrações maiores a 100 e menores que 300 sóis (WS ENERGIA, 2008). Os sistemas de média concentração PV precisam de uma estrutura de seguimento solar de um ou dois eixos e da incorporação de um dispositivo que permita refrigerar as células solares, a fim de manter um alto nível de produção de energia ao longo do dia.

- **Alta concentração (HCPV, *High Concentration Photovoltaic*):** Estão compreendidos sistemas na faixa de concentração de 300 até 1000 sóis. Semelhante aos sistemas de concentração média, os sistemas de alta concentração também precisam da implementação de dispositivos de arrefecimento para gerenciar o desempenho elétrico relacionado à temperatura, assim como de uma estrutura para seguimento solar, com o agravante que neste tipo de aplicação o rastreamento do sol deve ser nos dois eixos. No entanto, o custo extra é amortecido pela grande potência (energia) que pode ser gerada (TALAVERA, FERRER-RODRÍGUEZ, *et al.*, 2016).

A partir deste nível de concentração é geralmente requerido o uso de um segundo elemento óptico SOE (*Secondary Optical Element*) que tem a função de distribuir de maneira uniforme em toda a área da célula fotovoltaica a radiação solar recebida (SHANKS,

SENTHILARASU e MALLICK, 2016). Por este motivo, este elemento é também conhecido como homogeneizador e ao igual que o concentrador pode ser de natureza refletiva ou refrativa. Na Fig. 2.11 são mostrados homogeneizadores solares de tipo refrativo com diferentes geometrias. Comercialmente, algumas empresas já disponibilizam as células fotovoltaicas junto com este elemento (Fig. 2.7c).

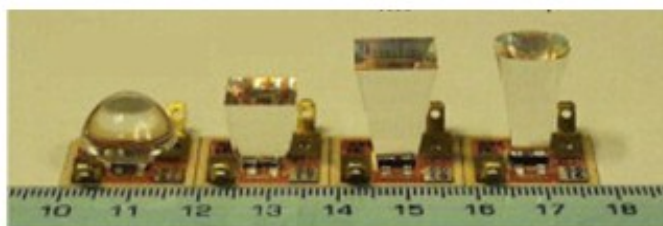


Figura 2.11 – Homogeneizador solar óptico refrativo.

Fonte: (FERRER-RODRÍGUEZ, FERNÁNDEZ, *et al.*, 2018)

- Ultra alta concentração (UHCPV, *Ultra High Concentration Photovoltaic*): denominam-se sistemas de ultra alta concentração fotovoltaica aqueles que tem um fator de concentração solar maior a 1000 sóis. Segundo Algora e Rey-Stolle (2012), os principais desafios na aplicação desta tecnologia são: (i) desenvolver equipamentos de resfriamento que permitam manter baixas temperaturas para altos fluxos de calor; (ii) fabricar células solares que possuam junções de túnel com correntes de pico elevadas e (iii) projetar e construir métodos e ferramentas avançadas de caracterização. A maior parte das pesquisas nesta área ainda está concentrada no projeto dos concentradores (FERRER-RODRÍGUEZ, FERNÁNDEZ, *et al.*, 2016) (WONG, YEW, *et al.*, 2017) (LEE, WONG, *et al.*, 2019) e simulação do comportamento térmico (TAN, CHONG e TAN, 2017) (VALERA, FERNÁNDEZ, *et al.*, 2019) e elétrico (WACASER e AL., 2011) (MICHELI, FERNÁNDEZ, *et al.*, 2015) (FERNÁNDEZ, SEOANE, *et al.*, 2019) das células solares para estas aplicações. Porém, no ano de 2014 foi realizado um estudo experimental na Arábia Saudita (KHONKAR, ALLOWAIS, *et al.*, 2014), em que foi mostrado que a implementação deste tipo de tecnologia ainda apresentava alguns inconvenientes de tipo construtivo, relacionados à célula fotovoltaica, ao concentrador e ao sistema de rastreamento.

Como a tecnologia CPV tem o objetivo de minimizar o custo de energia, vários aspectos devem ser levados em conta. Um aspecto importante é um projeto ótico (concentrador) eficiente e de baixo custo, combinado com tolerâncias flexíveis e que permita obter alto valor de concentração solar (BULJAN, MENDES-LOPES, *et al.*, 2014). A seguir são listadas as características mais importantes dos concentradores solares.

- Ângulo de aceitação: uma das maneiras de mensurar a tolerância do concentrador é chamada de ângulo de aceitação, que pode ser definido como o ângulo de desalinhamento

em relação à luz solar recebida para a qual a corrente de curto-circuito de um módulo CPV é 90% do valor sob alinhamento perfeito (PÉREZ-HIGUERAS, FERRER-RODRÍGUEZ, *et al.*, 2018).

- Distância focal: como o seu nome indica, a distância focal define a mínima distância requerida entre a célula solar e o concentrador para garantir que toda a luz do refletor primário seja interceptada pelo refletor secundário ou pela própria célula (SHANKS, SARMAH, *et al.*, 2016).

- Eficiência óptica: a eficiência óptica do concentrador é definida como a eficiência da transmissão de energia através do concentrador da radiação solar que atinge a superfície do concentrador e a que alcança o alvo (célula solar).

- Não uniformidade na irradiância que atinge a célula: Normalmente, os concentradores solares fornecem irradiância não uniforme na célula. Os padrões não uniformes podem criar perdas de eficiência (BENÍTEZ e MOHEDANO, 1999), especialmente considerando que as células solares são projetadas para condições uniformes de irradiância, devido a uma distribuição não uniforme de irradiância cria-se uma corrente local excedendo a densidade da corrente de pico de encapsulamento da célula, causando então quedas de eficiência (OLSON, 2010).

Tipicamente, sistemas de concentração fotovoltaica podem utilizar dois tipos de elemento primário de concentração POE (*Primary Optical Element*): lentes de fresnel ou espelhos parabólicos compostos CPC (*Compound Parabolic Concentrator*) como mostrado na Fig. 12. No entanto, as lentes de Fresnel tem sido mais populares no CPV devido principalmente a facilidade de instalação e baixo peso comparadas ao CPCs.

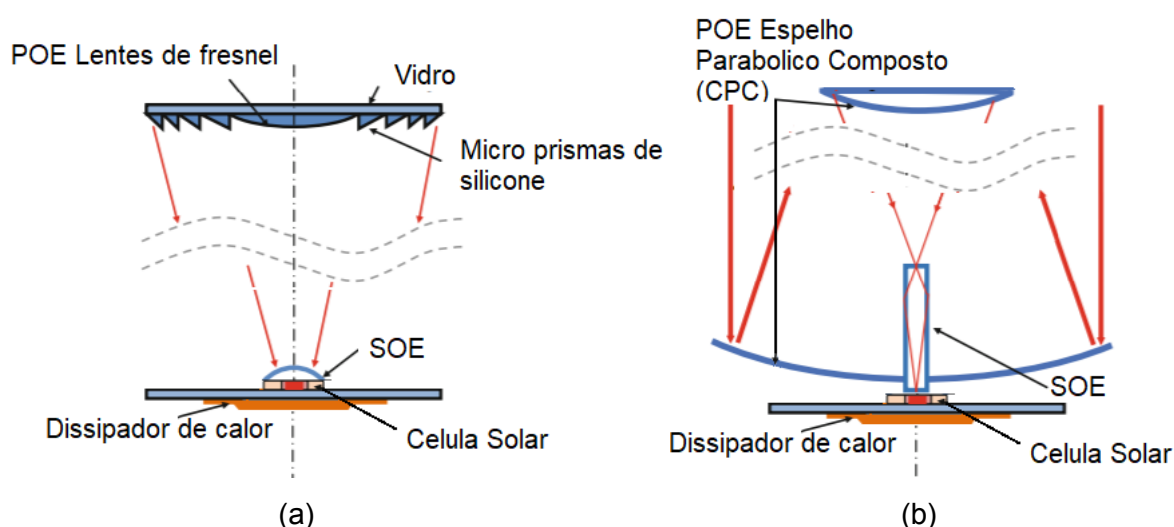


Figura 2.12 - Concentrador para sistemas fotovoltaicos de alta concentração: (a) Lentes de Fresnel. (b) Espelho parabólico Composto.
Adaptado de: (SANGSTER, 2014)

2.1.4. Módulos Fotovoltaicos de alta concentração solar

Como visto anteriormente, um módulo fotovoltaico pode ser definido como um conjunto de células solares ligadas em série e paralelo para elevar a potência de saída no nível solicitado. Porém, construtivamente, um módulo fotovoltaico é composto por mais elementos que as células solares a fim de cumprir com uma série de características mecânicas que garantem a durabilidade do mesmo (NUSSBAUMER, KLENK e KELLER, 2016). Assim, em aplicações de energia solar fotovoltaica com concentração, o módulo deve conter também o concentrador (POE) e o homogeneizador (SOE), além dos componentes elétricos (conexões, diodos, etc.). Desta maneira, um alojamento rígido em formato de “caixote” é normalmente usado para fixar concentradores e células nas posições certas, e para proteger os componentes sensíveis do módulo, como contatos elétricos, células e diodos, dos agentes ambientais externos (SCHUETZ, SHELL, *et al.*, 2012). A Fig. 2.13 mostra módulos fotovoltaicos de alta concentração com dois tipos de concentrador.

Adicionalmente, os módulos fotovoltaicos de alta concentração devem cumprir com alguns parâmetros a fim de garantir um ótimo funcionamento do sistema, entre eles:

- Geometria: as principais características geométricas do módulo CPV como o comprimento, largura e altura são definidas de acordo as próprias características do concentrador primário (SARMAH, RICHARDS e MALLICK, 2014).

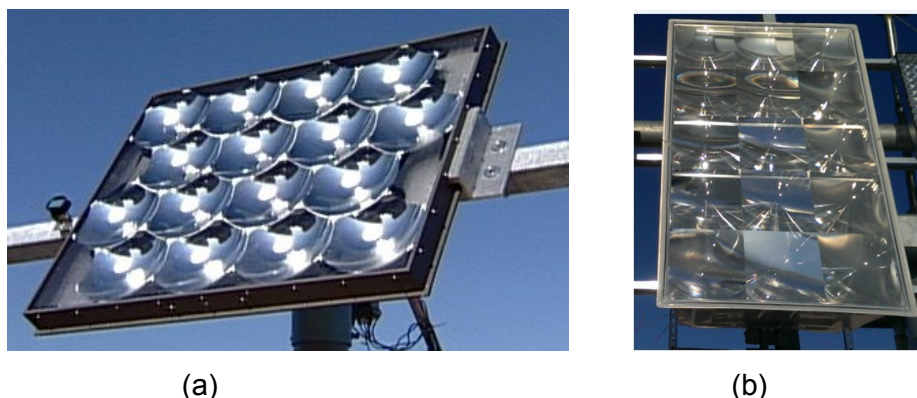


Figura 2.13 - Módulos Fotovoltaicos de alta concentração com concentrador tipo: (a) Espelho Parabólico Composto produzido pela SolFocus. (b) Lentes de Fresnel produzido pela Sandia.

- Vedação e equalização de pressões: durante os dias de sol, a temperatura do volume de ar contido dentro de um módulo CPV aumenta devido ao calor absorvido pelas paredes do invólucro e ao calor dissipado internamente pelas células. No caso de um módulo completamente vedado, o aumento de temperatura determinaria um aumento de pressão relevante, o que poderia causar danos mecânicos à estrutura do módulo (HÜLSMANN, HECK e KÖHL, 2013). Assim, a fim de manter constante a pressão do ar dentro dos módulos de CPV, estes são normalmente providos de um duto, chamado de respiro, que permite a saída

e entrada de ar durante os tempos de aquecimento e resfriamento, respectivamente. O respiro geralmente é equipado com um filtro para evitar a entrada de umidade, poeira ou insetos dentro do módulo (KEMPE, DAMERON e REESE, 2014). Consequentemente, falhas na vedação podem levar à condensação de água dentro do módulo (Fig. 2.14a) o que interrompe a transmissão da radiação solar do concentrador à célula.

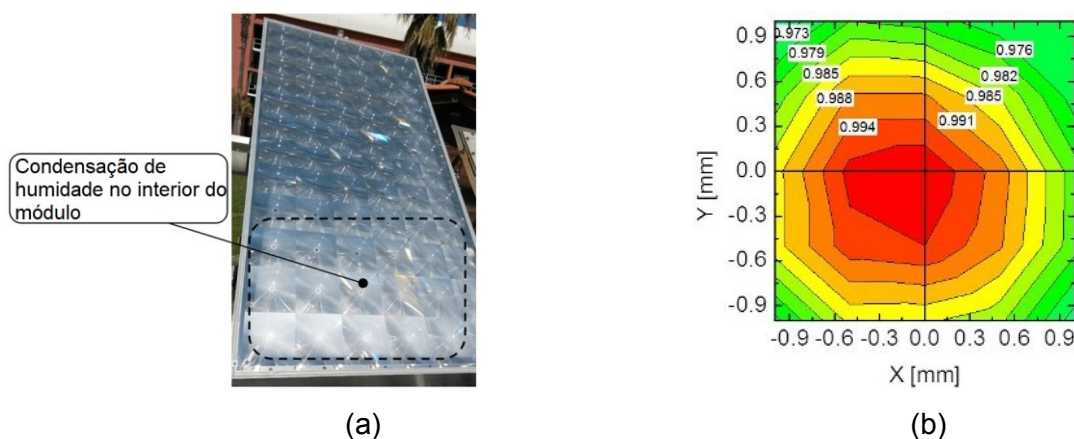


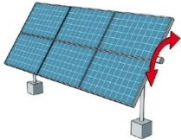
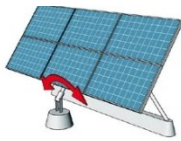
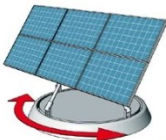
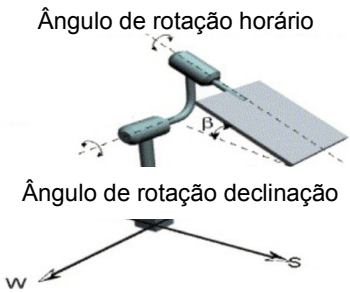
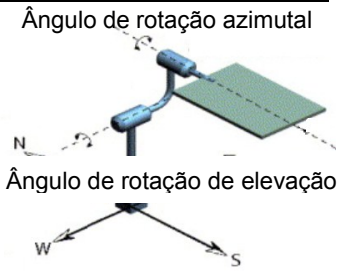
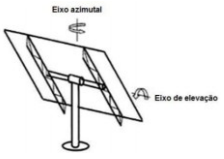
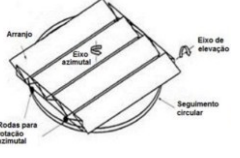
Figura 2.14 - Defeitos na fabricação do módulo fotovoltaicos de alta concentração: (a) Falha na vedação (CANCRO, CINIGLIO, *et al.*, 2015). (b) Desvio do alinhamento do conjunto célula-concentrador (WIESENFARTH, 2017).

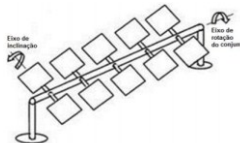
- Alinhamento célula-concentrador: as tolerâncias de fabricação no processo de posicionamento da lente de Fresnel em relação à célula solar na construção do módulo podem ser avaliadas quantitativamente pois quanto maior o desvio em relação aos centros dos dois elementos menor será a corrente elétrica gerada pela célula solar. Assim, na Fig. 2.14b é mostrado o resultado do trabalho realizado por (WIESENFARTH, 2017) em que uma célula solar é caracterizada pela potência de saída em função do deslocamento da lente em relação à célula solar, demonstrando que para um deslocamento de mais de ± 0.3 mm na direção x, a perda de potência relativa é de aproximadamente 3%.

2.1.5. Rastreadores solares

A partir de níveis de média concentração (>100 sóis), só é possível aproveitar os raios solares que atingem de maneira perpendicular à superfície do concentrador (KHAMOOSHI, SALATI, *et al.*, 2014). Por este motivo é de vital importância o uso de sistemas de rastreamento solar para este tipo de aplicação. A Tab. 2.1 mostra de forma geral as principais características dos rastreadores solares, e sua classificação segundo o seu funcionamento e número de eixos rotativos, tipo de estrutura usada na implementação dos mesmos e tipo de controle aplicado para realizar a movimentação do plano que contém os dispositivos fotovoltaicos.

Tabela 2.1 – Classificação e principais características dos seguidores solares

Número de Eixos rotativos e tipo de funcionamento		
Um eixo:	Horizontal: o eixo fixo é horizontal ao solo. Observa-se que o alinhamento para o sul é melhor que o Leste-Oeste	
	Polar: o eixo fixo é alinhado com orientação norte-sul inclinado na latitude do local.	
	Vertical: o movimento do eixo é vertical ao solo e alinhado na direção Leste-Oeste.	
Dois Eixos	Polar/equatorial: o eixo polar é inclinado com o ângulo da latitude local, e o seguimento neste eixo acompanha o ângulo horário do sol. O eixo equatorial é orientado horizontalmente de Leste-Oeste, e segue o ângulo de declinação solar. Como a variação horária do ângulo de declinação é muito lenta, o seguimento por este eixo pode ser ajustado uma vez ou poucas vezes durante o intervalo de alguns dias.	<p>Ângulo de rotação horário</p>  <p>Ângulo de rotação declinação</p>
	Azimutal/elevação: o sistema gira sobre um eixo vertical que acompanha o ângulo azimutal solar. O outro eixo é paralelo à superfície da Terra e acompanha o ângulo da altitude solar.	<p>Ângulo de rotação azimutal</p>  <p>Ângulo de rotação de elevação</p>
Tipo de estrutura		
Pedestal	Utilizam um pedestal central que serve de apoio ao plano de captação dos raios solares	
Plataforma giratória	Possuem uma plataforma giratória a nível do solo. São projetados para estruturas de grande porte e são utilizados especialmente em sistemas que envolvem concentração solar utilizando espelhos parabólicos compostos, seja em aproveitamento solar térmico ou fotovoltaico	

Plataforma inclinada ou “Roll-tilt”	Necessitam de uma fundação menor que os seguidores tipo pedestal, pois são sujeitos a menores esforços devido ao vento no plano dos módulos, porém há a necessidade de mais acoplamentos e partes giratórias.	
Tipo de controle		
passivo	Não utilizam acionamentos mecânicos. Os rastreadores passivos são ainda categorizados em: mecanismo de acionamento hidráulico térmico; mecanismo de atuador térmico bi metálico e mecanismo de atuador térmico de liga de memória de forma.	
eletro-ópticos	Utilizam fotosensores, ou sensores óticos, para identificar a posição do Sol: normalmente dois sensores são posicionados lado-a-lado com uma barreira entre eles, de forma que o correto posicionamento ocorre quando os dois sensores são iluminados igualmente.	
microprocessados	Malha aberta: o controlador deve calcular o quanto é necessário se movimentar em base a informações de geolocalização e tempo. Uma vez que não precisa de sensores, estes sistemas são mais baratos que os de malha fechada, mas o algoritmo requer de maior complexidade.	
	Malha fechada: este tipo de rastreadores solares baseiam-se no princípio do sistema de controle de feedback, que recebe a informação de sensores para detectar a posição do sol. Essa informação é usada pelo controlador para realocar os módulos solares	

Adaptado de: (RODRÍGUEZ CASSARES, 2016), (SINGH, KUMAR, *et al.*, 2018).

No entanto, para sistemas de alta concentração fotovoltaica só podem ser utilizados rastreadores solares de dois eixos que proporcionem um erro no seguimento menor ao ângulo de aceitação do concentrador. Limitar o peso dos componentes rastreados torna-se particularmente importante para reduzir a carga no rastreador e, portanto, seu consumo de energia e seu volume. Juntamente com o peso intrínseco do sistema, o rastreador é obrigado a suportar as forças do vento, cujo efeito de torque aumenta com o peso dos módulos solares e da estrutura de suporte. Desalinhamentos entre a óptica e as células, causados pela ação do vento nos rastreadores, podem afetar fortemente a produção de energia. Assim, além do menor consumo de energia, um peso reduzido do módulo permitiria reduzir o custo de fabricação do rastreador, já que menos material seria necessário para suportar estruturas mais leves.

2.2. Métodos de arrefecimento para sistemas fotovoltaicos com concentração solar

A temperatura de operação das células fotovoltaicas sem nenhum tipo de resfriamento estará sempre acima da temperatura ambiente devido ao calor oriundo da radiação solar incidente. Em aplicações sem concentração de luz solar, as diferenças de temperatura da

célula para a temperatura ambiente são tipicamente de 20 °C a 30 °C. Desta maneira, embora as temperaturas elevadas reduzam a eficiência das células, nenhuma solução de resfriamento é normalmente implementada. No entanto, à medida que a temperatura da superfície da célula aumenta de acordo com a taxa de concentração crescente, a perda de eficiência rapidamente se torna muito mais significativa, juntamente com o risco de degradação térmica severa e permanente. Portanto, para sistemas de CPV, deve ser implementado algum método de remoção de calor. A Fig. 2.15 mostra a temperatura da célula em função da razão da concentração para uma única célula trocando calor com o ambiente somente através da convecção natural (ou falha do sistema de arrefecimento) calculada com um balanço de energia por Reeser (2013). Assim, deve-se destacar que para concentrações maiores que 100 sóis a célula fotovoltaica pode atingir temperaturas com capacidade de fundir os eletrodos de metal, como também qualquer material que esteja em contato térmico com a célula. Todo o sistema fotovoltaico e componentes ficam então facilmente comprometidos se o calor na célula fotovoltaica não for devidamente tratado. Isso reforça a necessidade de um sistema de resfriamento capaz de lidar com o alto fluxo de calor associado à radiação solar concentrada.

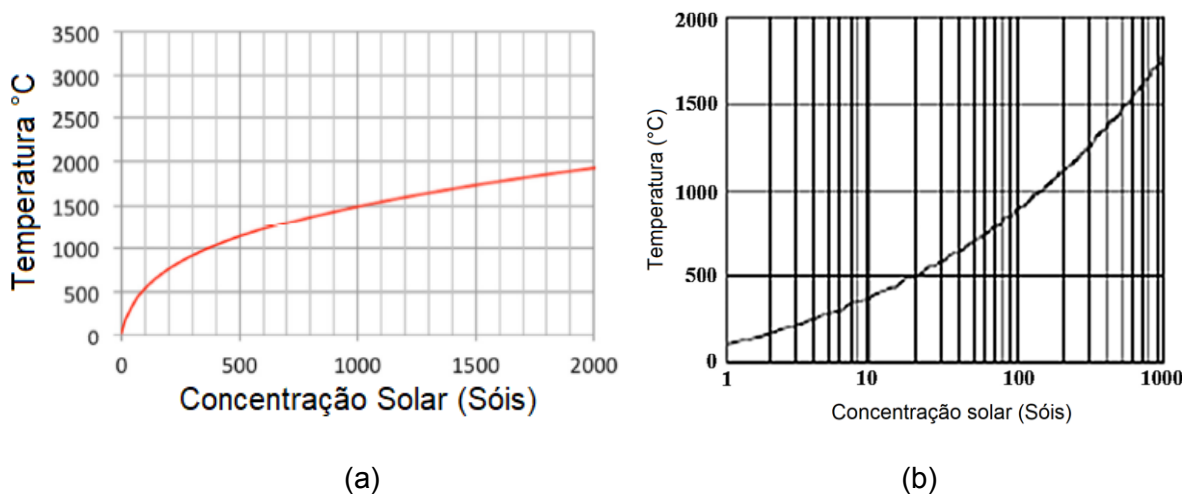
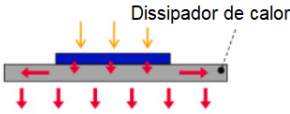
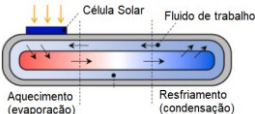
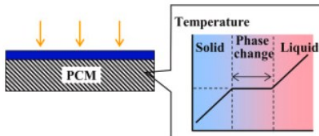
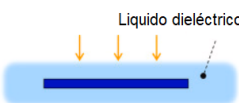


Figura 2.15 – Variação da temperatura de uma célula fotovoltaica sem resfriamento em função da concentração. Fonte: (a) (REESER, 2013). (b) (ZHANGBO, QIFEN, *et al.*, 2009).

Na literatura existem diversos métodos aplicados ao resfriamento de sistemas CPV. Estes métodos são normalmente classificados em dois grandes grupos como passivos e ativos. No trabalho de (JAKHAR, SONI e GAKKHAR, 2016) e (XIAO, TANG, *et al.*, 2018) é realizada uma revisão de todos os métodos de arrefecimento para módulos fotovoltaico com concentração onde são mencionadas as vantagens, desvantagens e aplicações segundo o nível de concentração solar para a qual pode ser aplicado cada metodologia. De maneira geral, os sistemas de refrigeração passiva têm as vantagens do consumo de energia zero, baixo custo e fácil instalação (XIAO, TANG, *et al.*, 2018). A Tab. 2.2 mostra de maneira

resumida os destaques dos métodos de arrefecimento passivo mais amplamente encontrados na literatura para este tipo de aplicação.

Tabela 2.2 – Métodos de resfriamento passivos aplicados a sistemas fotovoltaicos com concentração solar

Método	Vantagens	Desvantagens	Aplicação
<p>Dissipadores de calor</p> 	<ul style="list-style-type: none"> Baixo custo Fácil instalação Longo ciclo de operação Impossibilidade de corrosão Ambientalmente amigável 	<ul style="list-style-type: none"> Deposição de pó em geometrias de difícil limpeza Problema de resistência térmica de contato 	<ul style="list-style-type: none"> Baixa e média concentração
<p>Tubos de Calor</p> 	<ul style="list-style-type: none"> Pode realizar transferência de calor em grande distancias Fácil instalação 	<ul style="list-style-type: none"> Alto custo Funcionamento depende de condições atmosféricas Problemas de corrosão Geração de gases não condensáveis 	<ul style="list-style-type: none"> Ideal para locais com altas velocidades de vento Para baixas e medias concentrações
<p>Resfriamento por mudança de fase:</p> 	<ul style="list-style-type: none"> Capacidade de armazenamento de grandes quantidades de calor Não precisa de consumo de energia elétrica Confiável, não precisa manutenção e possui alta capacidade de refrigeração 	<ul style="list-style-type: none"> Maior custo que outros métodos Alguns utilizam materiais tóxicos e inflamáveis Problemas de descarte após de terminar o ciclo de vida do material usado 	<ul style="list-style-type: none"> Pode ser usado para fluxos de calor altos Pode ser usado em aplicações de armazenamento térmico
<p>Imersão em líquidos</p> 	<ul style="list-style-type: none"> Elimina a resistência térmica por contato Calor pode ser transferido pela face frontal e traseira do modulo 	<ul style="list-style-type: none"> Design de maior complexidade Alto custo 	<ul style="list-style-type: none"> Mais viáveis para aplicação em matriz densa de células "Dense Array Module" (Fig. 2.7d)

Adaptado de (JAKHAR, SONI e GAKKHAR, 2016), (XIAO, TANG, *et al.*, 2018)

Fonte figuras: (SATO e YAMADA, 2019)

2.2.1. Dissipadores de calor passivos em sistemas fotovoltaicos de alta concentração

Nesta seção são apresentados os principais trabalhos experimentais e de simulação que tem como foco de estudo a análise do resfriamento de uma célula ou sistema HCPV mediante a implementação de dissipadores de calor. Assim, a seguir são inicialmente abordados os trabalhos baseados na solução de arrefecimento de uma placa plana de um material metálico sem aletas.

- Trabalhos experimentais

(MITSUI, YOSHIDA, *et al.*, 1982) demonstraram pela primeira vez a possibilidade de resfriar uma célula AlGaAs/GaAs de 10x10 mm com concentrações de até 1000X usando uma placa de alumínio de 280x280x3 mm. Eles obtiveram temperaturas na célula solar abaixo de 80 °C para a maior concentração com uma queda na eficiência de 5,1%.

(ARAKI, UOZUMI e YAMAGUCHI, 2002), fizeram uma análise teórica e experimental de uma célula fotovoltaica multijunção e uma placa de alumínio de 3 mm de espessura para uma concentração solar de 500X, obtendo uma diferença de temperatura da célula solar com o ambiente de 30 °C e uma redução na eficiência elétrica da célula de somente 2%.

(OTA, NAGAI, *et al.*, 2012) mostraram que para temperaturas ambiente abaixo de 16 °C um sistema HCPV comercial com células multijunção e 820X de concentração pode operar sem nenhum outro tipo de resfriamento sem que a temperatura das células exceda os 70 °C e uma diminuição no rendimento do sistema de até 10%.

No trabalho de (RENZI, EGIDI e COMODI, 2015) foi analisado o desempenho de um sistema HCPV comercial de 3,5 kW, com células multijunção de 5,5 mm × 5,5 mm e fator de concentração de 476X, sem usar mais elementos de dissipação térmica que a própria placa de alumínio do módulo. Os autores mediram temperaturas na placa de alumínio de entre 55 e 65 °C, para uma temperatura ambiente entre 14 e 30 °C. Entretanto a eficiência do sistema esteve entre 25% e 32%.

- Trabalhos de simulação

(MIN, NUOFU, *et al.*, 2009) propuseram um modelo para prever o comportamento de uma única célula de 3x3 mm com um fator de concentração de 400X, usando uma chapa de alumínio com uma área 700 vezes maior à área da célula. Desta maneira foi obtida uma temperatura média de 37,5 °C e uma eficiência de 22% na célula solar.

(GUALDI, ARENAS, *et al.*, 2013) realizaram um estudo analítico baseado no modelo de resistências térmicas e compararam os resultados com uma simulação aplicando o método de elementos finitos no software COMSOL®, para uma célula multijunção, uma chapa de

alumínio com de espessura 3 mm e uma concentração solar máxima de 10.000X. Eles determinaram que uma chapa plana de alumínio pode ser suficiente para manter uma célula solar com dimensões menores que 4 mm abaixo de uma temperatura de 80 °C.

(VALERA, FERNÁNDEZ, *et al.*, 2019) demonstraram mediante simulação no software COMSOL® que é possível utilizar UHPV (até 10.000X) para células fotovoltaicas com dimensões menores a 1x1mm e manter a sua temperatura abaixo de 80 °C utilizando somente uma chapa de alumínio de 5 mm de espessura.

Por outro lado, de acordo com (MICHELI, FERNÁNDEZ, *et al.*, 2016), uma das soluções de resfriamento passivo mais comuns no HCPV é o uso de um dissipador de calor com aletas metálicas, visto que um dissipador de calor com projeto otimizado e leve pode afetar positivamente o custo do sistema HCPV, reduzindo o volume dos materiais, minimizando o consumo de energia do rastreador e melhorando o desempenho elétrico das células. A seguir serão discutidos os trabalhos encontrados na literatura que utilizam este tipo de dissipador em aplicações HCPV. A seguir são

- Trabalhos experimentais

(BLUMENFELD, 2010) apresentou o projeto de um módulo HCPV com concentração de 1000X e dissipadores de calor de aletas, em que a temperatura da célula era reduzida em 15,5 °C quando comparada ao resfriamento obtido usando somente uma placa plana de alumínio.

(KIM, DO, *et al.*, 2011) realizaram um estudo experimental de uma célula fotovoltaica multijunção de 10x10 mm com concentração de 500X, comparando dissipadores de calor de aletas de alumínio e cobre. Eles mostraram que o desempenho térmico do dissipador de calor de cobre era levemente melhor que o de alumínio, além de concluir que este tipo de dissipador poderia ser utilizado com concentrações de até 1000X mantendo a diferença de temperatura entre a célula solar e o ambiente abaixo de 40 °C.

(DO, KIM, *et al.*, 2012) investigaram experimentalmente o comportamento de dissipadores de calor com aletas para diferentes ângulos de inclinação visando determinar o comportamento térmico destes componentes quando instalados em sistemas de rastreamento solar. Os autores propuseram uma metodologia para determinar o coeficiente de transferência de calor de um dissipador de calor convectivo natural, dependendo do ângulo de inclinação e do espaçamento das aletas.

(GARCÍA, ÓRPEZ e CRUZ-PERAGÓN, 2013) analisaram experimentalmente e modelaram mediante o método de elementos finitos o comportamento térmico de uma célula multijunção com concentração solar de 400X utilizando um dissipador de calor com aletas.

Eles encontraram que para um valor de irradiância de 1096W/m^2 e temperatura ambiente de $19\text{ }^\circ\text{C}$ a temperatura da célula não ultrapassa os $41\text{ }^\circ\text{C}$.

(CUI, CHEN, *et al.*, 2013) mostraram que com a implementação de um dissipador de calor com aletas é possível manter a temperatura de uma célula multijunção com concentração solar de 400X abaixo de $40\text{ }^\circ\text{C}$ e obter uma eficiência de 28% para uma temperatura ambiente de $30\text{ }^\circ\text{C}$.

(FERNÁNDEZ e ALMONACID, 2015) propuseram uma metodologia para determinar a temperatura de um módulo HCPV. Para isso, analisaram experimentalmente o comportamento térmico de um módulo HCPV com células multijunção, concentração de 700X e dissipadores de calor de aletas, mostrando que a temperatura da célula se manteve inferior a $60\text{ }^\circ\text{C}$.

(THERISTIS, FERNÁNDEZ, *et al.*, 2017) avaliaram experimentalmente um monomódulo com concentração de 1090X usando um dissipador de calor com aletas inclinadas. Eles mostraram que a temperatura máxima que atingiu a célula solar foi de $70\text{ }^\circ\text{C}$ para uma temperatura ambiente próxima a $40\text{ }^\circ\text{C}$.

- Trabalhos de simulação

Contrário a outros trabalhos, mediante a simulação de uma célula multijunção com concentração de 500X (THERISTIS, SARMAH, *et al.*, 2012), concluíram que o uso de dissipadores de calor com aletas não é uma solução satisfatória para este tipo de aplicação uma vez que foram obtidas temperaturas acima de $150\text{ }^\circ\text{C}$ na célula fotovoltaica para uma temperatura ambiente de $20\text{ }^\circ\text{C}$.

(MICHELI, REDDY e MALLICK, 2015) demonstraram mediante simulação que os dissipadores de calor com micro-aletas representam uma solução promissora para o resfriamento passivo de sistemas de HCPV com concentrações acima de 500X.

(DO, HOON-KIM, *et al.*, 2016) realizaram um trabalho de otimização da geometria de um dissipador de calor com aletas para uma célula multijunção com concentração de 500X, demonstrando que é possível obter uma diferença máxima de $22\text{ }^\circ\text{C}$ entre a temperatura da célula e a temperatura do ambiente, considerando esta última como sendo de $20\text{ }^\circ\text{C}$.

(ALDOSSARY, MAHMOUD e AL-DADAH, 2016) demonstraram num estudo de simulação que dissipadores de calor de aletas podem manter a temperatura da célula fotovoltaica abaixo de $80\text{ }^\circ\text{C}$ para concentrações de até 500X e temperatura ambiente de até $40\text{ }^\circ\text{C}$.

(PENGHUI, HAN, *et al.*, 2019) apresentaram os resultados da simulação de um estudo comparativo entre dois dissipadores de calor com aletas de diferentes geometrias aplicado a sistemas HCPV. Eles concluíram que dissipadores de calor com aletas em ângulo apresentavam melhor desempenho que dissipadores de calor com aletas retas, e que os mesmos podiam ser aproveitados para rejeitar calor de até 30W e manter a diferença de temperatura entre a célula e a temperatura ambiente de até 50 °C.

Adicionalmente, os dissipadores de calor de aletas são a solução para remoção de calor mais facilmente encontrada em grande parte de sistemas HCPV comerciais (ENOLAR SYSTEMS) (SUNCORE) (HELIOTROP) (FULLSUNS). Existem ainda outros trabalhos que utilizam dissipadores de calor com aletas em sistema fotovoltaicos para baixas e medias concentrações com resultados satisfatórios (MINANO, GONZALEZ e ZANESCO, 1994), (FEUERMANN e GORDON, 2001), (O'NEILL, MCDANAL e JASTER, 2002), (STONE, GARBOUSHIAN, *et al.*, 2006), (GRAY, BOEHM e STONE, 2007), (NATARAJAN, MALLICK, *et al.*, 2011), (FINOT e MACDONALD, 2011), (GALLERO, MAESTRE, *et al.*, 2019)

Não obstante, devido a energia solar que atinge a superfície do concentrador não ser completamente redirecionada à célula fotovoltaica em forma de energia concentrada, por causa das perdas ópticas decorrentes de vários fatores como: eficiência óptica do concentrador (75-95%) (STEINER, BÖSCH, *et al.*, 2015), reflexão (especialmente quando usado lentes de Fresnel) (COUNY, BENABID e LIGHT, 2007) e poeira na superfície do concentrador (VIVAR, HERRERO, *et al.*, 2010), e se considerados também os pequenos erros de alinhamento próprios do acionamento do seguidor solar (FLORES-HERNÁNDEZ, PALOMINO-RESENDIZ, *et al.*, 2019), é possível afirmar que ainda em condições ótimas de operação as células fotovoltaicas recebem só o 85% da energia solar direta disponível. Sabendo que as células solares para aplicações de alta concentração possuem uma eficiência média de produção de energia elétrica de aproximadamente 40% ou menos (dependo da temperatura) (RENNO, LANDI, *et al.*, 2018), a energia elétrica gerada corresponde então ao 35% da energia total que atinge o sistema. Assim, se também são descontadas as perdas ocasionadas por conexões e soldas elétricas, efeito joule derivado da condução da corrente elétrica, tem-se que a parcela de energia em forma de calor do sistema representa 45%, como mostrado na Fig. 2.16. Desta maneira os métodos de resfriamento ativos para células fotovoltaicas em sistemas HCPV surgem também como uma alternativa para aproveitar o calor disponível que de outra forma seria simplesmente rejeitado ao ambiente. Este tipo de configuração também é conhecida como CPV/T.

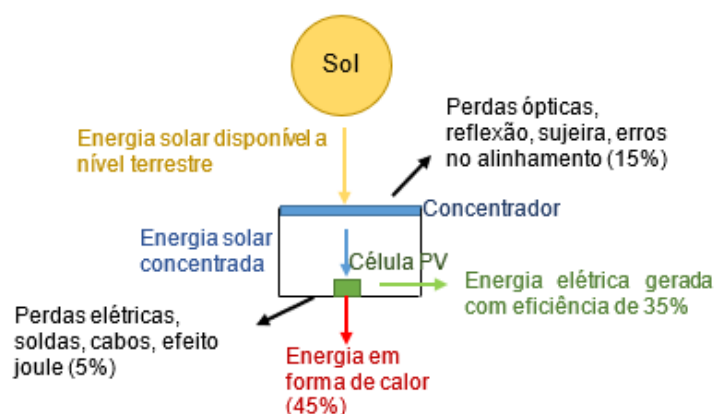


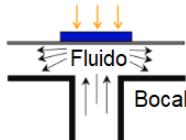
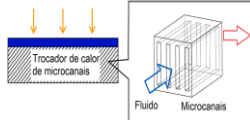
Figura 2.16 - Fluxo de energia num sistema fotovoltaico com concentração.

Na maioria de sistemas ativos (com exceção do termoeletrico), a ação de resfriamento é dada pelo bombeamento de um fluido de trabalho através de um dissipador, portanto precisa-se de uma fonte de potência externa. Na Tabela 2.3 são sumarizados os métodos de resfriamento ativo para sistemas HCPV, destacando as vantagens, desvantagens e o tipo de aplicação segundo o nível de concentração solar.

Tabela 2.3 – Métodos de resfriamento ativos aplicados a sistemas fotovoltaicos com concentração solar

Método	Vantagens	Desvantagens	Aplicação
<p>Termoeletrico</p> <p>Sistema Termoeletrico</p>	<ul style="list-style-type: none"> Controle de temperatura preciso Funcionalidade reversível: Calor-eletricidade Compacto, confiável, silencioso, manutenção mínima 	<ul style="list-style-type: none"> Baixa eficiência, devido ao incremento no consumo de energia. 	<ul style="list-style-type: none"> Média e alta concentração
<p>Escoamento monofásico em tubos</p> <p>Eletricidade gerada</p> <p>Fluido frio Fluido quente (Calor)</p>	<ul style="list-style-type: none"> Trabalha com valores altos de vazão mássica 	<ul style="list-style-type: none"> Alto custo devido à potência de bombeamento Problemas de corrosão Alto custo de manutenção Ciclo de vida curto 	<ul style="list-style-type: none"> Módulos fotovoltaicos de grandes dimensões Altos níveis de concentração

Continua na próxima pagina

<p>Injeção de jato de água (“<i>Jet impingement</i>”)</p> 	<ul style="list-style-type: none"> • Baixa resistência térmica pode ser atingida 	<ul style="list-style-type: none"> • Alto custo de instalação e potência de bombeamento • Distúrbios quando a água de um jato, colide com a de um jato próximo 	<ul style="list-style-type: none"> • Alta e ultra alta concentração
<p>Trocadores de calor de microcanais</p> 	<ul style="list-style-type: none"> • Baixa resistência térmica • Baixo consumo de energia • Remove uma grande quantidade de calor em uma pequena área 	<ul style="list-style-type: none"> • Distribuição de temperatura não uniforme • Problemas de corrosão • Requisitos adicionais de custo e manutenção de componentes 	<ul style="list-style-type: none"> • Pode ser utilizado em aplicações de alta concentração devido a sua baixa resistência térmica

Adaptado de (JAKHAR, SONI e GAKKHAR, 2016), (GILMORE, TIMCHENKO e MENICTAS, 2018)

Fonte figuras: (SATO e YAMADA, 2019)

No entanto, de acordo com (XIAO, *et al.*, 2018) e (ROYNE, DEY e MILLS, 2005), pesquisas indicaram que a técnica de resfriamento por microcanais pode fornecer a maior redução possível da temperatura das células solares em comparação com outras tecnologias de resfriamento.

2.2.2. Trocadores de calor de microcanais

Os microcanais são dissipadores de calor compactos, definidos por suas dimensões tipicamente, de 10 a 200 μm , mas de até 1 a 3 mm em algumas aplicações, como escoamento monofásico de líquidos, ebulição e condensação (GILMORE, TIMCHENKO e MENICTAS, 2018) (KANDLIKAR, COLIN, *et al.*, 2013). O projeto básico de trocadores de calor de microcanais consistem em uma série de canais lineares, como mostrado na Fig. 2.17. Este projeto foi usado no primeiro trabalho em microcanais por (TUCKERMAN e PEASE, 1981). Os microcanais retos têm dois problemas inerentes a sua geometria: o longo percurso do escoamento através de canais estreitos causa quedas de pressão significativas e o caminho linear do escoamento causa não uniformidade da temperatura. Grande de parte da pesquisa em microcanais foi direcionada para neutralizar essas questões e promover um projeto otimizado do dissipador de calor de microcanais retos.

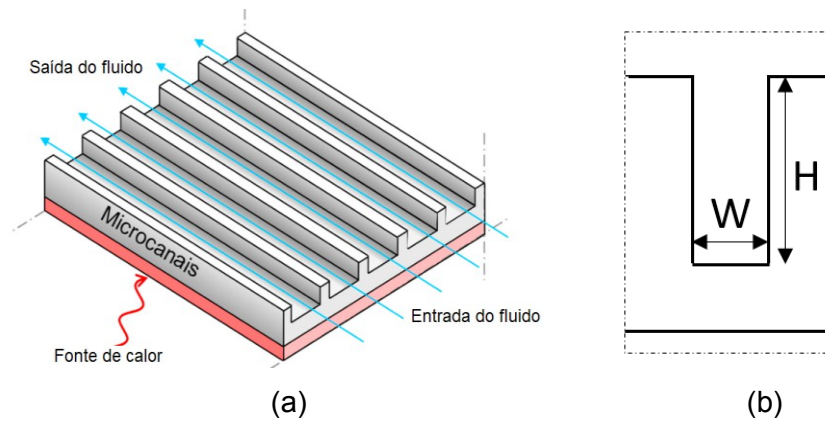


Figura 2.17 – (a) Configuração básica de um trocador de calor de microcanais. (b) Parâmetros geométricos de um microcanal de seção retangular.

*a) Adaptado de: (GILMORE, TIMCHENKO e MENICTAS, 2018)

Segundo Wang, *et al.*, (2016) existem muitos parâmetros geométricos em um microtrocador de calor que desempenham um papel de importância nos mecanismos de transferência de calor no microtrocador. No entanto, o diâmetro hidráulico e a razão de aspecto do microcanal, definidos pelas Eq. 2.4 e 2.5, são características geométricas derivada da Fig. 2.17b, que influenciam de maneira explícita a transferência de calor e o fator de atrito dos trocadores de calor de microcanais.

$$D_h = \frac{A_{mc}}{P_{mc}} \quad (2.4)$$

$$\alpha = \frac{H}{W} \quad (2.5)$$

Os parâmetros onde A_{mc} , P_{mc} , W e H nas Eq. 2.4 e 2.5, representam a área transversal, o perímetro, a largura e a altura do microcanal, respectivamente.

Por outro lado, em um esforço para desenvolver trocadores de calor mais eficientes, várias formas de canal foram utilizadas em diferentes trabalhos: triangular (CHU, TENG e GREIF, 2008), circular, hexagonal, diamante, (ALFARYJAT, MOHAMMED, *et al.*, 2014), trapézio, côncavo e convexo (TRAN, CHANG, *et al.*, 2017) geralmente com melhores resultados de desempenho térmico quando comparados aos microcanais retangulares. No entanto, a forma retangular tem um processo de fabricação mais conveniente e envolve menores custos.

A não uniformidade da temperatura devida à distribuição irregular da vazão nos microcanais pode ser minimizada por uma redução gradativa na área da seção transversal do canal. Alguns exemplos incluem canais convergentes (DEHGHAN, DANESHIPOUR, *et al.*,

2015) ou canais com aumento escalonado de área (BARRAU, PERONA, *et al.*, 2014). Outros trabalhos também consideram a adição de distribuidores de fluido não lineares: serpentina (RAMOS-ALVARADO, LI, *et al.*, 2011), paralela (AL-NEAMA, KAPUR, *et al.*, 2017) ou em forma de U (ZHANG, LIN e JALURIA, 2013). Adicionalmente, obstrutores no escoamento com ressalto (WANG, NIU, *et al.*, 2015), materiais porosos (DEHGHAN, VALIPOUR e SAEDODIN, 2016), ou aletas (CHUAN, X.-D., *et al.*, 2015) no interior dos microcanais e projetos de canais não lineares como zig-zag ou ondulado (MOHAMMED, GUNNASEGARAN e SHUAIB, 2011) (GHULE e SONI, 2017) podem aumentar as taxas de transferência de calor, embora essas melhorias estejam associadas ao aumento das perdas de pressão (TU-CHIEH, HUANG e YAN, 2013). Na Fig. 2.18 são mostrados alguns exemplos do descrito anteriormente. No trabalho de (SIDDQUI e ZUBAIR, 2017) é realizada uma revisão dos estudos que abordam o tema da variedade de modificações nos bocais de entrada/saída dos trocadores de calor de microcanais, incluindo direções de entrada saída do bocal, geometria dos plenum de entrada/saída (retangular, triangular ou parabólica) e o uso de múltiplos bocais, mostrando que as geometrias de microcanais e configurações de entrada/saída de maior complexidade estão associadas ao aumento no rendimento térmico dos trocadores de calor. Entretanto, devido às dificuldades que implicaria os processos de fabricação dessas configurações, a maior parte dos trabalhos citados são de simulação.

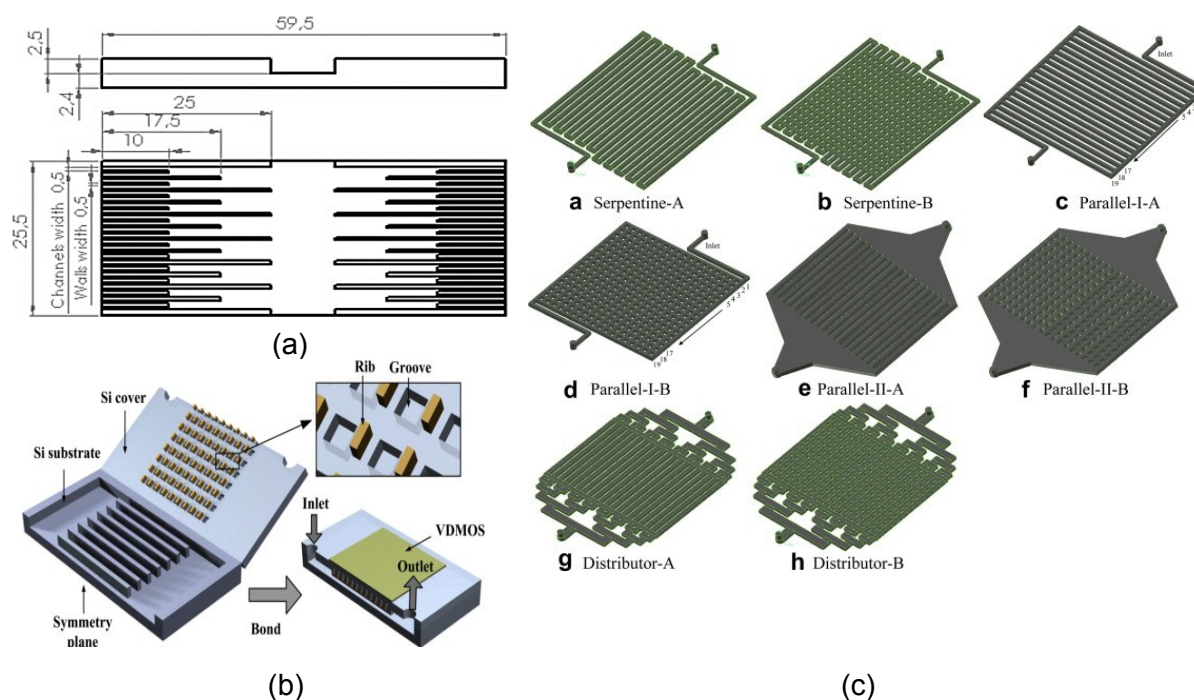


Figura 2.18 - Métodos para melhorar a uniformidade do gradiente de temperatura em microcanais: (a) Variação gradativa da área do microcanal. (b) Obstrutores de fluido. (c) Distribuidores de fluido.

Fonte: a). (BARRAU, PERONA, *et al.*, 2014) b). (WANG, NIU, *et al.*, 2015) c). (RAMOS-ALVARADO, LI, *et al.*, 2011)

A fim de documentar da melhor maneira possível este trabalho, uma ampla seleção de estudos experimentais e de simulação abordando de forma concisa com casos recentes pertinentes ao resfriamento do CPV com escoamento monofásico em regime laminar com microcanais são discutidos em maior detalhe a seguir.

- Trabalhos experimentais

(KERMANI, DESSIATOUN, *et al.*, 2009) analisaram experimentalmente o desempenho de um trocador de calor de microcanais de silício com diâmetro hidráulico de 36 μm , razão de aspecto de 10 e largura do canal igual à largura da aleta de 20 μm utilizado para resfriar uma célula fotovoltaica de 10x10 mm com concentração de 1000 sóis. Eles conseguiram um coeficiente de transferência de calor de 65480 $\text{W/m}^2\text{K}$ com fluido de arrefecimento (água) escoando a uma vazão de 1,1 g/s e considerando o fluxo de calor como sendo 75 W/cm^2 .

(RAMOS-ALVARADO, LI, *et al.*, 2011) realizaram uma análise experimental de trocadores de calor de microcanais de seção retangular com diferentes configurações de plenum de entrada/saída e distribuidores de escoamento para utilização em diferentes aplicações como refrigeração de dispositivos eletrônicos e células solares de alta concentração. Os resultados mostraram que para o mesmo consumo de potência de bombeamento, a menor diferença de temperatura entre a fonte de calor e o ambiente, a menor resistência térmica e a melhor distribuição da temperatura da superfície de aquecimento, é conseguida para o dissipador equipado com as configurações de entrada de distribuidor A e B (ver Fig. 2.18c), que apresentam um aumento gradativo do número de canais.

(BARRAU, PERONA, *et al.*, 2014) estudaram de maneira experimental um trocador de calor “híbrido” (Fig. 2.18a) combinando um dissipador de microcanais com o método de injeção a jato (“jet impingement”) para arrefecer uma célula solar de 29,75x29,75 mm sob concentrações de 373X e 537X. A largura e a espessura da parede dos microcanais era de 0,5 mm, enquanto a altura era 2,5 mm, foram utilizadas três condições de vazão volumétrica diferentes de água: 1,39 l/min, 2,16 l/min e 2,94 l/min. De acordo com os resultados, o dispositivo proposto no estudo permite obter baixos valores de resistência térmica (de até $6,2 \times 10^{-5} \text{ K m}^2/\text{W}$), a configuração dos microcanais permitiu obter uniformidade na temperatura da superfície com diferenças de só 0,7 °C e em nenhum dos testes realizados a temperatura de superfície do microtrocador ultrapassou os 60 °C.

(ZIMMERMANN, HELMERS, *et al.*, 2015) estudaram teórica e experimentalmente um sistema híbrido de energia HCPV/T conformado por célula de junção simples GaAs de 21x21 mm de área com concentração solar de 500X e um trocador de calor de microcanais de silício de 300 μm de altura e 30 μm de espessura de parede entre cada canal. Não é especificada a

quantidade exata de canais que possui o trocador. Foi mostrado que o trocador de calor de microcanais consegue manter a célula fotovoltaica numa temperatura abaixo de 50 °C e que ao considerar dentro da análise a energia térmica disponível no microtrocador para uso, a eficiência global do sistema cresce 400%, passando de 15% a 60%. O fluido utilizado foi água.

(FERNANDES DE SOUSA, 2017) realizou uma análise teórico-experimental de um microtrocador utilizado para resfriar uma célula multijunção de 5,5x5,5 mm com concentração de 700X. O trabalho é dividido em quatro estudos de caso avaliando o desempenho térmico do microtrocador: i) Experimento de alta potência (60,5 W/cm²) com *dummy load* como fonte de calor; ii) Experimento com célula fotovoltaica e luz artificial; iii) Experimento em campo e iv) Simulação numérica. Os resultados indicam que com o uso do microtrocador, mesmo sem isolamento térmico, é possível obter ganhos de temperatura no fluido de até 36 °C. Desta maneira o autor do trabalho conclui que essa configuração célula HCPV- microtrocador pode ser utilizada para aproveitamento do calor rejeitado em outro tipo de aplicação como dessalinização de água marinha.

(HAN, LAU, *et al.*, 2017) apresentaram um estudo experimental validado mediante simulação numérica de um sistema de impacto de jato com uma estrutura semelhante de microcanais múltiplos (Fig. 2.19) uma camada superior de canais de entrada e saída mais compridos conectando uma subcamada de microcanais ortogonais.

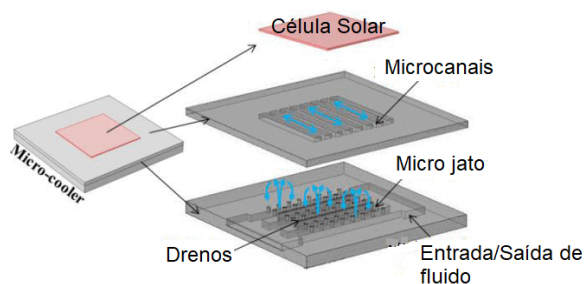


Figura 2.19 - Dispositivo proposto por (HAN, LAU, *et al.*, 2017).

Distintamente, os canais de entrada possuem uma série de orifícios circulares que ejetam jatos nos microcanais abaixo. Os canais de saída atuam como drenos. O melhor arranjo de canal de entrada / saída teve os canais de entrada alimentados de lados opostos com a saída no topo central. Sobre a pequena área de células (7x7 mm), o resfriador alcançou um alto coeficiente de transferência de calor (20 W/cm² K) para uma queda de pressão moderada (28 kPa). Com um fluxo de calor de 260 W/cm², a temperatura das células foi mantida abaixo de 51 °C com baixa variação (2 °C), e uma potência de bombeamento requerida de apenas 0,05W.

(MARIZ, 2017) realizou uma comparação experimental em condições de trabalho reais do desempenho de uma célula multijunção de 5,5x5,5 mm com concentração de 600X arrefecida mediante de um dissipador de calor de aletas e de um trocador de microcanais utilizando água a temperatura ambiente como fluido de trabalho. Mediante uma análise energética foi comprovado que quando utilizado o microtrocador de calor não houve ganhos significativos na eficiência elétrica da célula, mesmo atingindo redução na temperatura de operação da célula de até 22 °C. Entretanto, a eficiência térmica e global média obtida para o trocador de calor de microcanais foi de 46,72% e 71,96%, respectivamente, o que demonstra o potencial destes dispositivos para permitir aplicar o calor rejeitado da célula em aplicações como acelerador de reações de produção de biodiesel ou em processos de dessalinização.

(ORTEGON, SOUZA, *et al.*, 2019) realizaram uma análise numérica e experimental de um trocador de calor de microcanais de cobre que é conformado de 33 canais paralelos retangulares de 10 mm de comprimento, 200 µm de largura e 500 µm de altura para cada microcanal, aplicado a uma célula multijunção de 10x10 mm com concentração solar de 500X. Os resultados do estudo demonstraram que o trocador de calor de microcanais tem a capacidade de manter a célula fotovoltaica numa temperatura de no máximo 41 °C, ainda nas condições de teste mais desfavoráveis. A potência consumida da bomba foi calculada em 0,067W que é menos de 1% da potência gerada pela célula multijunção.

(ISLAM, RIGGS, *et al.*, 2019) trabalharam com microcanais transmissivos, os quais permitem que os fótons de baixa energia que não são absorvidos pelas células solares continuem e cheguem até o sistema de refrigeração e finalmente a um receptor térmico. Dependendo dos fluidos de trabalho e das necessidades do usuário, o receptor térmico pode coletar isso como calor do processo em temperaturas de até 550 °C. Os microcanais usados no trabalho de Islam foram fabricados usando polidimetilsiloxano por um método de estampagem. O dispositivo de resfriamento demonstrou que pode manter as temperaturas das células CPV abaixo de 69 °C sob testes concentrados de até 175 sóis para uma vazão máxima de 16,7 g/s e um modelo validado experimentalmente prevê que a temperatura da célula fica abaixo do máximo designado de 110 °C para até 665 sóis.

- Trabalhos de simulação

(KARATHANASSIS, PAPANICOLAOU, *et al.*, 2013) realizaram um trabalho de otimização multiobjetivo usando algoritmos genéticos direcionado a um trocador de calor de microcanais de seção retangular para aplicações em HCPV. A resistência térmica e a queda de pressão do fluido de arrefecimento foram as funções objetivas usadas para o procedimento de otimização. As dimensões do dissipador de calor de microcanais de projeto otimizado

foram 314 μm de largura do canal, 1884 μm de altura do canal e 169 μm de espessura da parede. Com esta configuração, o microtrocador de calor atingiu um baixo valor de resistência térmica de 0,0082 K / W, para uma vazão de água de 30 ml/s com uma baixa queda de pressão de 22,8 Pa.

(REDDY, LOKESWARAN, *et al.*, 2014) apresentam uma simulação de um módulo HCPV com fator de concentração solar de 500X, resfriado mediante trocadores de calor de microcanais de projeto otimizado com canais e plenums de entrada/saída de forma retangular em configuração de escoamento paralelo avaliando várias configurações de direção do escoamento. A geometria otimizada do microcanal para o receptor CPV foi encontrada como largura de 0,5 mm, comprimento de 12 mm e espaçamento entre canais de 0,5 mm. Os resultados mostraram um aumento de temperatura do módulo HCPV inferior a 10 °C para uma vazão volumétrica de 0,105 l/s. A potência consumida pela bomba foi calculada em 4 W, o que é aproximadamente 0,2% da energia produzida pelo módulo HCPV.

(TAN, CHONG e TAN, 2017) realizaram simulações numéricas para otimizar o projeto de um trocador de calor de microcanais de seção retangular que resfria um arranjo de células fotovoltaicas com concentração de 1800X. Os resultados indicam que a configuração que melhor desempenho térmico obteve foi para o trocador com 1 mm de espessura da aleta, 20 mm de altura da aleta (1 \times 20) e 1mm de largura do canal, para o qual foram obtidos os menores valores de temperatura média das células fotovoltaicas. Utilizando uma velocidade média de 0,6 m/s no escoamento do fluido de trabalho (água), foi conseguida uma temperatura máxima de 91,4 °C nas células solares.

(AL-SIYABI, SHANKS, *et al.*, 2017) implementaram um estudo numérico de um microtrocador de calor de multicamadas (Fig. 2.20) para resfriar uma célula multijunção de 10x10 mm com fator de concentração de 500X.

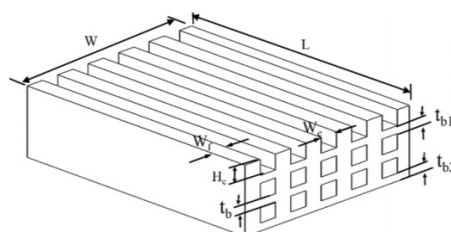


Figura 2.20 - Microtrocador de calor de multicamadas.
Fonte: (AL-SIYABI, SHANKS, *et al.*, 2017)

A vazão mássica foi mantida em 0,002 kg/s em todas as simulações, mas as dimensões dos microcanais e do número de camadas do trocador foram mudadas a fim de encontrar a melhor configuração possível. Os resultados mostraram uma redução na temperatura na célula de aproximadamente 5 °C por cada camada de microcanais adicionada, e uma

temperatura máxima de 69 °C para a configuração básica do microtrocador. De maneira similar, a queda de pressão no microtrocador também sofreu uma diminuição em razão do incremento do número de camadas de microcanais, mostrando uma queda de 50% ao passar da configuração básica do microtrocador a um trocador de calor de duas camadas de microcanais. Foram utilizadas no máximo quatro camadas de microcanais para o trocador de calor.

(FERNÁNDEZ, LAGUNA, *et al.*, 2018) estudaram numericamente um arranjo denso de células multijunção sob concentração solar de 500X com refrigeração por microcanais de 400 µm de largura, 300 de altura e 200 µm de espessura de parede. Com o uso do microtrocador de calor foi obtida uma maior uniformidade na temperatura do arranjo, com uma diferença máxima de 18,2 °C, para uma vazão de água de 0,495 l/min, com queda de pressão de 29 Pa e uma potência de bombeamento de 0,24 W.

(DI CAPUA, ESCOBAR, *et al.*, 2018) analisaram numericamente o comportamento de um trocador de calor de microcanais de comprimento, altura e largura igual a 3 mm, 67 µm e 33 µm respectivamente, com obstrutores de escoamento triangulares nas paredes dos canais para resfriar uma célula multijunção de 3x3 mm com fator de concentração de 1000X. Os resultados mostraram que o dissipador de calor de microcanais pode manter em uma faixa muito baixa a temperatura da célula solar (<28 °C). Em comparação com um microcanal liso, os ressaltos triangulares instalados nas paredes laterais aumentam a capacidade de transferência de calor, aumentando o número de Nusselt entre 1,8 e 1,6 vezes, respectivamente, porém o fator de atrito médio se incrementou entre 3,9 e 2,3 vezes, respectivamente.

(ABO-ZAHHAD, OOKAWARA, *et al.*, 2019) foi analisaram numericamente um dissipador de microcanais conjugado com o método de injeção a jato, com várias configurações de canais para uma célula fotovoltaica com concentração de 1000X. Os resultados foram comparados com um sistema de resfriamento utilizando só a injeção a jato, mostrando que a configuração do trocador de calor híbrido permite manter a temperatura da célula em até 55 °C para uma vazão máxima de 50 g/min. Adicionalmente a célula fotovoltaica apresentou uma eficiência 0,86 % maior que quando usado somente o método de injeção de jato.

Na busca por melhorar os processos de transferência de calor, além de utilizar diferentes métodos e técnicas para otimizar as geometrias dos microtrocadores, também são utilizados fluidos de trabalho que tem suas propriedades termofísicas aumentadas. Entre estes se encontram os nanofluidos, que podem ser definidos como dispersões coloidais de partículas de escala nanométrica (1-100 nm) de um material geralmente de alta condutividade

térmica em fluidos convencionais de arrefecimento usados em sistemas de troca de calor, como água, etilenoglicol, óleo térmico, etc. Este conceito foi proposto por primeira vez por (CHOI, 1995). Na sequência serão vistos com detalhe as características de maior importância a serem consideradas no uso de nanofluidos em sistemas de arrefecimento com microcanais a partir da literatura encontrada.

2.2.3. *Uso de nanofluidos em trocadores de calor de microcanais*

Nas últimas décadas, os nanofluidos têm atraído o interesse da comunidade científica, devido à expectativa na potencialização das propriedades termofísicas que este tipo de fluidos pode oferecer, principalmente no referente a ganhos anômalos na condutividade térmica como reportado por (EASTMAN, CHOI, *et al.*, 2001) e (CHOI, ZHANG, *et al.*, 2001) onde foram obtidos incrementos na condutividade térmica 40% e 150%, respectivamente para uma dispersão de nanopartículas de Cu em etilenoglicol e de nanotubos de carbono em óleo, ambas com uma fração de volume de menos de 1%. São diversos os tipos de materiais utilizados para a sintetização de nanofluidos. Na literatura pode ser encontrado um grande número de trabalhos onde são utilizadas nanopartículas a base de carbono, a base de materiais inorgânicos e orgânicos e nanopartículas híbridas, com fluidos base como água, óleo térmico, acetona, benzeno e etilenoglicol (CÁRDENAS, 2019). No trabalho de Li *et al.*, (2009) é afirmado que todas as nanopartículas sólidas com alta condutividade térmica podem ser utilizadas como aditivos para nanofluidos, uma vez que se presume que a condutividade térmica dos sólidos é normalmente mais elevada do que a dos líquidos, conforme mostrado na Tab. 2.4.

Entretanto, existem outras propriedades termofísicas envolvidas nos processos de transferência de calor, para as quais a adição de nanopartículas nos fluidos não se torna benéfica, entre estas o calor específico, a massa específica e a viscosidade. Mahbubul (2019) realizou uma revisão extensiva dos trabalhos disponíveis na literatura dedicados ao estudo destas propriedades para os nanofluidos. Contudo, a maior parte das pesquisas reportam melhoras no coeficiente de transferência de calor utilizando nanofluidos nas mais diversas aplicações (ASSAEL, ANTONIADIS, *et al.*, 2019). No campo dos microcanais, existem também um vasto número de trabalhos relacionados ao uso de nanofluidos, porém de acordo com (CHAMKHA, MOLANA, *et al.*, 2018) a maior parte desses estudos são de simulação (Fig. 2.21). Desta maneira na Tab. 2.5, são sumarizados os trabalhos experimentais encontrados na literatura que tem como foco a análise do desempenho térmico de nanofluidos em escoamento monofásico laminar no interior de trocadores de calor de microcanais.

Tabela 2.4 - Condutividade térmica de aditivos e fluidos base utilizados na preparação de nanofluidos.

Materiais	Símbolos	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
Óxido de zinco	ZnO	116
Óxido 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
Etilenoglicol	EG	0,253
Óleo de motor	EO	0,145
Polialfaolefina	PAO	0,142

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

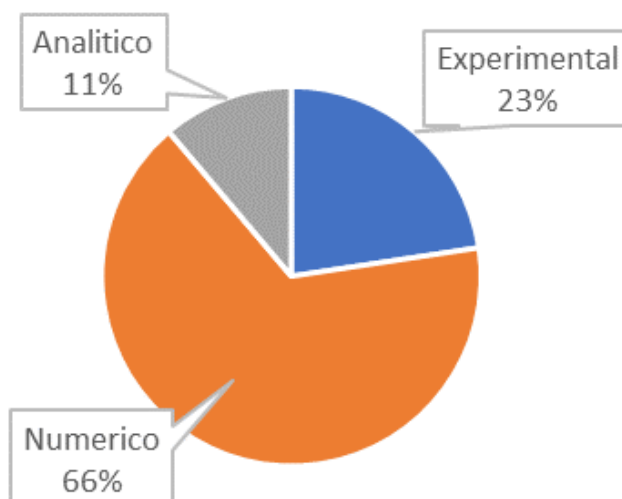


Figura 2.21 – Diferentes tipos de pesquisa encontrados na literatura relacionados ao uso de nanofluidos em trocadores de calor de microcanais.

Adaptado de (CHAMKHA, MOLANA, *et al.*, 2018)

Tabela 2.5 -Trabalhos experimentais que envolvem uso de nanofluidos em trocadores de calor de microcanais

Autor	Caraterísticas dos microcanais e fluido	Destaques
(LEE e MUDAWAR, 2007)	W=215 μm H=821 μm NP: Al_2O_3 FB: H_2O ; Φ : 1, 2% vol	*Condições de Teste: regime de escoamento com Reynolds entre 140 e 940, calor imposto de 100 W, 200 W e 300 W e temperatura de entrada em 30 °C *Incrementos na queda de pressão do microtrocador relacionados a incrementos na concentração de nanopartículas no fluido. *Incrementos não significativos no coeficiente de transferência de calor foram obtidos para os nanofluidos em comparação ao fluido base.
(CHEIN e CHUANG, 2007)	*Trapezoidal W1= 500 μm W2= 358,4 μm H= 100 μm NP: CuO FB: H_2O Φ : 0,2-0,4% vol	*Condições dos testes: Vazão de 10, 15 e 20 ml/min, temperatura de entrada dos fluidos fixa em 20 °C e calor imposto de 25 W. Área do trocador 35x27 mm *Para valores baixos de vazão foi percebido um aumento na transferência de calor por parte dos nanofluidos, porém na vazão de 20 ml/min os resultados foram similares para todos os fluidos. *Embora os nanofluidos tenham uma viscosidade mais alta, apenas um ligeiro aumento na queda de pressão no microtrocador foi encontrado.
(JUNG, OH e KWAK, 2009)	W=50 μm H=100 μm t= 50 μm NP: Al_2O_3 d= 170 nm FB: H_2O ; $\text{H}_2\text{O}+\text{EG}(50\%)$ Φ : 0,6; 1,2; 1,8% vol	*O coeficiente de transferência de calor convectivo do nanofluido Al_2O_3 em regime laminar mostrou um incremento de até 32% em comparação com a água destilada para uma concentração volumétrica de 1,8%, sem incrementos significativos no fator atrito para Reynolds menores a 300. *O número de Nusselt medido que se mostrou inferior a 0,5 foi correlacionado com o número de Reynolds e o número de Prandtl com base na condutividade térmica dos nanofluidos.
(HO, WEI e LI, 2010)	W=283 μm H=800 μm t= 300 μm NP: Al_2O_3 d= 33 nm FB: H_2O ; Φ : 1; 2% vol	*Condições de teste: Vazão de 115-1026 cm^3/min , temperatura de entrada 31-32 °C, condição de temperatura de parede constante no microtrocador. *Para a maior vazão testada para o nanofluido com concentração de 1%, obteve um aumento médio no coeficiente de transferência de calor de 70% em comparação com o da água, enquanto a resistência térmica foi reduzida, em cerca de 25%. *Não houve incrementos significativos na queda de pressão em relação ao aumento da concentração no nanofluido
(ROBERTS e WALKER, 2010)	Comercial W=300 μm H=2 mm NP: Al_2O_3 d=25 nm FB: H_2O ; $\text{H}_2\text{O}+\text{EG}$ Φ : 0,1%, 0,5% e 1,5%vol	*Condições de Teste: Vazão de 0,596-27,58 ml/min, calor imposto de até 20W *Incrementos no coeficiente de transferência de calor de até 18% para o fluido com concentração de nanopartículas de 0,5% na maior vazão testada.

Continua na próxima página

(ZHOU, XIA, et al., 2012)	Micro "pin fin" Dh= 200 μ m H= 200 μ m NP: Ag+PVP d=5 nm FB: H ₂ O Φ : 0,00194%, 0,0077%, 0,0121% vol	*Condições de Teste: Vazão 2-32 ml/min, fluxo de calor imposto de 417 kW/m ² e 1114 kW/m ² e temperatura de entrada em 20 °C *Incremento máximo na queda de pressão dos nanofluidos de 10% comparado com água. *Leve aumento do coeficiente de transferência de calor para o nanofluido de maior concentração volumétrica na maior vazão. Não houve mudanças significativas na resistência térmica calculada.
(KALTEH, ABBASSI, et al., 2012)	W=28,1 mm H=580 μ m NP: AL ₂ O ₃ d=40 nm FB: H ₂ O; Φ : 0,1%, 0,2% vol	*Condições de Teste: Vazão entre 0,6 g/s e 3,4 g/s, fluxo de calor imposto de 20,5 kW/m ² , temperatura de entrada entre 25 e 27 °C *Incrementos da ordem de 15% no número de Nusselt para o nanofluido, porém não foram observadas diferenças significativas nos ganhos na transferência de calor relacionados à concentração de nanopartículas
(ZHANG e SHAO, 2013)	Circular D= 500 μ m NP: AL ₂ O ₃ d=20 nm FB: H ₂ O; Φ : 0,25%, 0,51% e 0,77% vol	*Condições de Teste: Velocidade mássica entre 1132–3961 kg/m ² s, fluxo de calor imposto de 69,9 kW/m ² e 108,99 kW/m ² ; e temperatura de entrada do fluido de 18 °C *Incremento máximo no coeficiente de transferência de calor e no fator de atrito de 10,6% e 7,9%, respectivamente, para o fluido com maior concentração de nanopartícula. Os benefícios do uso de nanofluidos são mais evidentes para escoamentos com alto número de Reynolds no regime laminar.
(NITIPIRUK, MAHIAN, et al., 2013)	W=500 μ m H=800 μ m t=500 μ m NP: TiO ₂ FB: H ₂ O+EG; Φ : 0,5%, 01% e 2% vol	*Condições de Teste: Vazão volumétrica entre 364–2363 cm ³ /min, taxa de calor imposto de 50,6, 60,7 e 69,1 W *Maiores Incrementos no coeficiente de transferência de calor para menores valores de Reynolds (<400). Não houve diferenças significativas entre fluidos no fator de atrito calculado.
(SOHEL, KHALEDUZZAMAN, et al., 2014)	W=500 μ m H=800 μ m t=500 μ m NP: AL ₂ O ₃ d=13 nm FB: H ₂ O; Φ : 0,1% - 0,25% vol	*Condições de Teste: Vazão de 0,5-1,25 l/min, calor imposto de até 400W *Incrementos no coeficiente de transferência de calor da ordem de 18% para o fluido com maior concentração de nanopartícula. Diminuição da temperatura da superfície aquecida do microtrocaador em 2,7 °C. *Aumento da potência de bombeamento de 17,15% para o fluido de maior concentração na maior vazão.
(PEYGHAMBARZADEH, HASHEMABADI, et al., 2014)	W=400 μ m H=560 μ m t=400 μ m NP: AL ₂ O ₃ d=20 nm; CuO d=40 nm FB: H ₂ O; Φ : 0,5% e 1% vol para AL ₂ O ₃ ; 0,1% e 0,2% vol para CuO	*Condições de Teste: regime de escoamento com Reynolds entre 500 e 2000, fluxo de calor imposto de 19 W/cm ² *Incrementos no coeficiente de transferência de calor de 27% e 49% para os nanofluidos de CuO (Φ =0,2%) e AL ₂ O ₃ (Φ =1%), respectivamente.

Continua na próxima página

(ZHAI, XIA, et al., 2015)	W=100 μm H=200 μm t=100 μm NP: AL_2O_3 d=13 nm FB: H_2O ; Φ : 0,1 - 1% vol	*Condições de Teste: Fluxo de calor imposto 10^6 W/m^2 , regime de escoamento com Reynolds entre 100 e 700 e temperatura de entrada em 20°C * O número de Nusselt e o fator de atrito aumentam com o aumento da concentração de nanopartícula no fluido. Para $\Phi=1\%$ e $\text{Re}=658$, os incrementos desses parâmetros foram 40% e 70%, respectivamente, quando comparados ao fluido base. Redução na resistência térmica e na temperatura de superfície do trocador de 22,5% e 13,5%, respectivamente para a maior concentração de nanofluido.
(AZIZI, ALAMDARI e MALAYERI, 2015)	W=526 μm H=600 μm t=500 μm NP: Cu d=25 nm FB: $\text{H}_2\text{O}+\text{EG}$; Φ : 0,05%, 0,1% e 0,3% wt	*Condições de Teste: regime de escoamento com Reynolds entre 140 e 940, fluxo de calor imposto de 35 kW/m^2 e 50 kW/m^2 *Incrementos no número de Nusselt e na queda de pressão de 20% e 30,5%, respectivamente, para o nanofluido de maior concentração de nanopartículas em comparação com o fluido base.
(AHMED, AHMED, et al., 2016)	* Doble camada: Triangular e retangular W _t =455 μm H _t =1,67 mm W _r =350 μm H _r =575 μm t _r =652 μm NP: AL_2O_3 e SiO_2 d=40 nm FB: H_2O ; Φ : 0,3%, 0,6% e 0,9% vol	*Condições de Teste: regime de escoamento com Reynolds entre 50 e 300, calor imposto de 10W a 115W *Melhor desempenho térmico para os microcanais de seção triangular. Foram obtidos incrementos no coeficiente de transferência de calor quando utilizados os nanofluidos, especialmente na concentração de nanopartículas de 0,9%. Não houve diferenças significativas associadas ao tipo de nanopartículas utilizadas.
(MANAY e SAHIN, 2016)	W não especificado H=200, 300, 400 e 500 μm NP: TiO_2 d=25 nm FB: H_2O ; Φ : 0,25%, 0,5%, 1%, 1,5% e 2% vol	*Condições de Teste: Vazão de 5 kg/hr - 40 kg/hr, fluxo de calor 80 W/m^2 e temperatura de entrada fixa em 20°C *Os incrementos no coeficiente de calor obtidos para os nanofluidos não foram relacionados ao aumento da concentração de nanopartículas. Incrementos médios no número de Nusselt de 45% e 22% para as concentrações de 1,5% e H=200 μm ; e 0,25% e H=500 μm , respectivamente
(ANBUMEEN AKSHI e THANSEKHA R, 2017)	W=400 μm H=4 mm NP: AL_2O_3 d=50 nm FB: $\text{H}_2\text{O}+\text{EG}$; Φ : 0,1; 0,25% vol	*Condições de Teste: Vazão de 9 kg/hr, 12 kg/hr e 15 kg/hr, fluxo de calor 50-270 W/m^2 *Redução de mais de 4°C na temperatura da superfície aquecida do trocador para o nanofluido de maior concentração.
(ŞİMŞEK, COSKUN, et al., 2018)	W=200, 100, 70 μm H=50 μm NP: Ag+PVP L=50-100 nm FB: H_2O Φ : 0,00357% vol	*Condições de Teste: Vazão de 120 $\mu\text{l/min}$ –220 $\mu\text{l/min}$, fluxo de calor 9-35 W/cm^2 *Incremento no coeficiente de transferência de calor para o nanofluido foi de 56%, na condição de vazão de 180 $\mu\text{l/min}$ e o microtrocador de largura de 70 μm . Não foram detectadas quedas de pressão extra com o uso do nanofluido.

Continua na próxima pagina

(SARAFRAZ, NIKKHAH, <i>et al.</i> , 2018)	W=250 μm H=400 μm t=300 μm NP: Ag FB: H ₂ O Φ : 0,01%, 0,05, 0,1% wt	*Condições de Teste: regime de escoamento com Reynolds entre 100 e 2000, fluxo de calor entre 40-120 kW/m ² *Desempenho térmico do microtrocaador melhora com o aumento do número de Reynolds. Máximo incremento no coeficiente de transferência de calor (47%) foi obtido para o nanofluido com concentração de 0,1%.
(SARAFRAZ, YANG, <i>et al.</i> , 2019)	W=200 μm H=200 μm t=200 μm NP: GNP FB: H ₂ O Φ : 0,025-0,1% wt	*Condições de Teste: regime de escoamento com Reynolds entre 100 e 1500, fluxo de calor entre 25-300 kW/m ² *Incrementos no coeficiente de transferência de calor nos nanofluidos estão diretamente relacionados ao número de Reynolds e à concentração de nanopartículas no fluido. Assim, o máximo acréscimo do desempenho térmico do microtrocaador (76%) corresponde ao nanofluido com concentração de 0,1% para o maior Reynolds, mas a queda de pressão foi também aumentada em 20%.
Presente trabalho	W=400 μm H=945 μm t=160 μm NP: Ag, Ag com PVP; d=80, 20 nm FB: H ₂ O; H ₂ O+EG Φ : 0,0005-0,005% vol	*Condições de Teste: regime de escoamento com Reynolds entre 100 e 2000, fluxo de calor entre 7-22 kW/m ² , vazão volumétrica entre 15-60 ml/min, temperatura de entrada de 25 e 35 °C *Acréscimos no coeficiente de transferência de calor obtido nos nanofluidos relacionados ao aumento da concentração de nanopartículas só para os fluidos com H ₂ O+EG, com incrementos máximos de até 44,8%. Incrementos médios no desempenho termo-hidráulico da ordem de 20%. Foi detectado degradação da estabilidade de algumas amostras durante os testes.

Neste contexto, no presente estudo é realizada uma comparação entre o uso de dispositivos de arrefecimento passivo (dissipador de calor de aletas) e ativo (trocaador de calor de microcanais) em sistemas fotovoltaicos de alta concentração, com o intuito de aumentar a eficiência elétrica e o tempo de vida útil das células através da diminuição da sua temperatura de operação. Desta maneira pretende-se contribuir com a avaliação experimental do desempenho térmico do dissipador de calor de aletas e do desempenho termo-hidráulico do trocaador de calor de microcanais utilizando diferentes fluidos de arrefecimento incluindo nanofluidos.

CAPÍTULO III

METODOLOGIA

Para atingir o objetivo geral proposto foi preciso executar uma série de atividades que serão apresentadas neste capítulo. Estas atividades são divididas em quatro grandes grupos. A primeira seção mostra as características construtivas e operacionais do sistema de alta concentração fotovoltaico testado em campo. Na sequência, são apresentadas as propriedades geométricas do sistema de resfriamento passivo (dissipador de calor de aletas) e do sistema de resfriamento ativo (trocador de calor de microcanais) utilizado neste trabalho, assim como os detalhes da análise aplicada para determinar o desempenho térmico dos dispositivos de arrefecimento testados. A terceira seção, apresenta a montagem da bancada experimental em laboratório, detalhando os instrumentos utilizados e as faixas de operação que a mesma pode atingir e também é descrita a avaliação, verificação e validação a bancada experimental; Na quarta etapa é descrito o processo de produção e medição das propriedades termofísicas (condutividade térmica, viscosidade, massa específica e calor específico) dos nanofluidos implementados no trocador de calor de microcanais; Finalmente, são apresentada as incertezas das variáveis medidas e calculadas da análise implementada neste estudo.

3.1. Sistema fotovoltaico de alta concentração

Foi desenvolvido um sistema fotovoltaico de alta concentração em pequena escala, que é formado por um módulo fotovoltaico HCPV e uma miniestrutura de seguimento solar com capacidade de até dois módulos. A seguir são apresentadas as principais características de cada um dos elementos citados:

O primeiro critério que foi levado em consideração no projeto do módulo é que este possa cumprir com a tarefa para o qual foi construído, ou seja, fornecer energia elétrica com

altos níveis de eficiência. Para isto, foram cuidadosamente selecionados os principais elementos que compõem o módulo, tais como as células fotovoltaicas, o concentrador de radiação solar, e o projeto mecânico da estrutura.

3.1.1. Células Fotovoltaicas

Para a fabricação do módulo HCPV foram utilizadas células fotovoltaicas multijunção da empresa Azur Space com eficiência nominal de 41,4% para uma concentração solar e temperatura de referência de 500X de 25 °C, respectivamente. O coeficiente de perda de eficiência devido a temperatura fornecido pelo fabricante é de -0,048 %/K. Estas células possuem já incorporados contatos metálicos para conexão elétrica e o segundo concentrador ou homogeneizador em forma de domo de vidro maciço, além de um pequeno diodo que tem como função proteger a célula fotovoltaica de possíveis contracorrentes no sistema de geração e armazenamento de energia. A Fig. 3.1 mostra as dimensões das células, sendo sua área efetiva de geração de 5,5 x 5,5 mm².

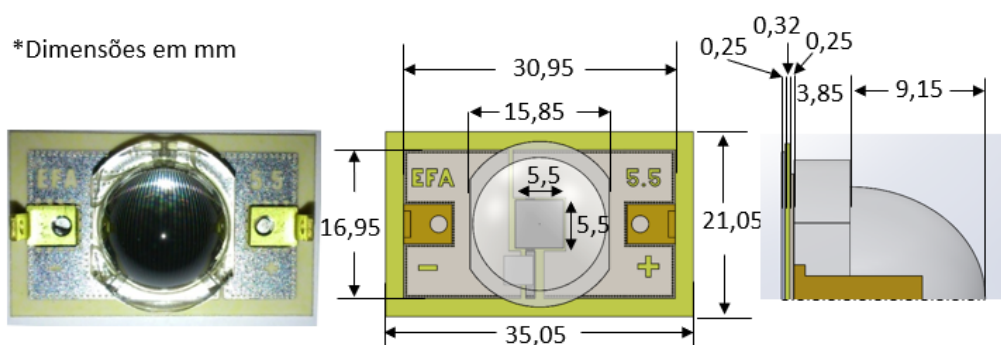


Figura 3.1 - Geometria das células multijunção usadas na fabricação do módulo HCPV.

3.1.2. Concentrador

Para o sistema de concentração ótica foi escolhido um arranjo de 5x4 lentes de Fresnel fabricadas em PMMA (Polimetilmetacrilato) pela empresa Leutz Optics and Illumination UG. Segundo mostrado na Fig. 3.2, cada lente tem uma área de captação de 150 x 150 mm², desta forma no total o arranjo de lentes possui uma área externa é de 750 x 600 mm². De acordo com o fabricante, quando aplicado este concentrador a uma célula de 5,5 x 5,5 mm² de área é possível obter uma concentração de 740X. Entretanto, aplicando a Eq. 2.3 foi calculada uma concentração de 743,8X. Assim, considerando o valor de concentração solar dado pelo fabricante da lente de 740X, a eficiência da célula multijunção para uma temperatura de referência de 25 °C calculada mediante interpolação linear a partir da folha de dados do fabricante foi de 41,16%.

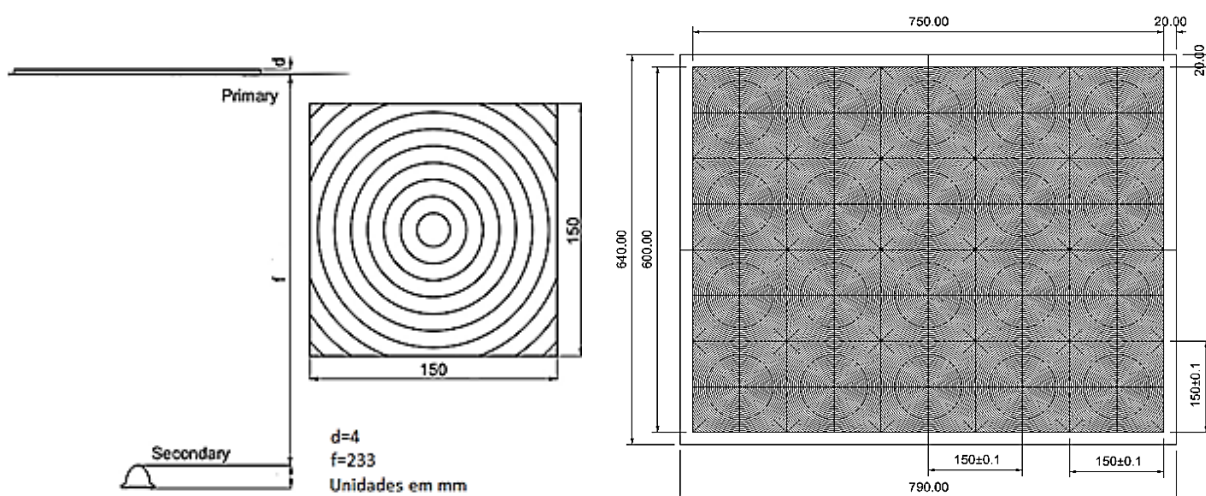


Figura 3.2 - Detalhes geométricos das lentes de Fresnel.
Fonte: Leutz Optics and Illumination UG

O fornecedor do concentrador declara uma eficiência ótica nominal de 85,84% para uma temperatura no concentrador de 20°C e erro no seguidor solar nulo. Entretanto, a Tab. 3.1 mostra que a eficiência ótica do concentrador está fortemente relacionada ao erro de seguimento solar e pode sofrer quedas de mais de 50% para um erro de seguimento solar relativamente baixo (1,5 °)

Tabela 3.1 – Eficiência do concentrador em relação ao erro de rastreamento solar

Erro de rastreamento solar (°)					
0,0	0,3	0,5	0,8	1,0	1,5
Eficiência ótica (%)					
85,84	85,51	84,72	81,38	75,63	30,49

Fonte: Leutz Optics and Illumination UG

Entretanto, segundo Chenlo (2015) a eficiência ótica de um concentrador solar comercial de foco pontual sob condições de trabalho reais pode ser calculada mediante a Eq. 3.1:

$$\eta_o = 0,92 \left(1 - 0,04 \cdot \log(X_o) - 0,007 \cdot \sqrt{X_o} \right) \quad (3.1)$$

Substituindo o valor de 740X na Eq. 3.1 foi obtida uma eficiência ótica de 64%. Pode ser observado que este valor difere muito do valor de eficiência ótica fornecido pelo fabricante, entretanto, de acordo com os estudos desenvolvidos por Pérez-Higueras, *et al.* (2018) e Ferrer-Rodríguez, *et al.* (2018) pode-se ter diferentes valores de eficiência ótica para sistemas com o mesmo fator de concentração solar, uma vês que esta variável depende de diferentes parâmetros como transmissão, reflexão, absorção e dispersão da luz solar nas lentes que por sua vês dependem da qualidade e material de fabricação da lente, nivelamento geral,

nivelamento e polimento do dente, redondeza do pico e vale do dente, aberração cromática, tamanho do foco, paralelismo célula-lente, deslocamento lateral da célula em relação ao eixo da lente, presença de segundo concentrador “SOE”, tipo de segundo concentrador, temperatura da lente, etc.

3.1.3. Módulo HCPV e rastreador solar

Como mostrado na Fig. 3.3, a estrutura mecânica do módulo (caixote) é formada de uma placa base em forma de U, duas placas laterais e uma placa interna que protege os componentes elétricos da radiação solar concentrada e também suporta as lentes de Fresnel. Todas as peças foram fabricadas a partir de uma chapa de alumínio de 2 mm de espessura mediante o processo de corte a jato de água.



Figura 3.3 - Módulo HCPV, seguidor solar e quadro de controle.

O módulo é colocado na estrutura de um seguidor solar tipo pedestal fabricado em aço e revestido com pintura anticorrosiva. Para movimentar-se o seguidor solar, dispõe de dois motores DC de 24 V acionados de acordo com um algoritmo de controle de malha fechada

que utiliza um sensor de posicionamento solar da marca Solar MEMS (modelo ISSA 5-B0031) para determinar a direção e a magnitude do movimento. Na Fig. 3.3 é possível observar o módulo HCPV na estrutura de seguimento solar e o quadro de controle instalado para o funcionamento do mesmo.

3.1.4. Medição de temperatura nas células fotovoltaicas no interior do módulo.

Com o intuito de conhecer o valor da temperatura que podem atingir as células fotovoltaicas em condições reais de operação foram instalados termopares tipo T previamente calibrados, no início, meio e final do arranjo de células em cada linha vertical. Cada termopar foi colocado o mais próximo possível da célula fotovoltaica no espaço abaixo do vidro do segundo concentrador, como mostrado na Fig. 3.4. Os termopares foram posteriormente ligados ao módulo de medição de temperatura NI9213 e ao chassis NI9172, que compõem o sistema de aquisição de dados na Fig. 3.3.

Para a fixação dos dispositivos de arrefecimento foram realizadas furações na chapa de base do módulo. Como pode ser observado na Fig. 3.5, isto permitiu que fossem instalados tanto os dissipadores de calor quanto os trocadores de calor de microcanais mediante o uso de porca e parafuso M3.

Neste ponto, é necessário esclarecer que apesar de ter realizado todas as adequações necessárias para a instalação dos trocadores de calor de microcanais no módulo HCPV, devido a descontinuidades posteriormente observadas no funcionamento do rastreador solar foi considerado inviável testar os trocadores de calor de microcanais em condições reais de operação. Neste sentido, os resultados apresentados no seguinte capítulo para o trocador de calor de microcanais fazem referência aos testes realizados em laboratório.

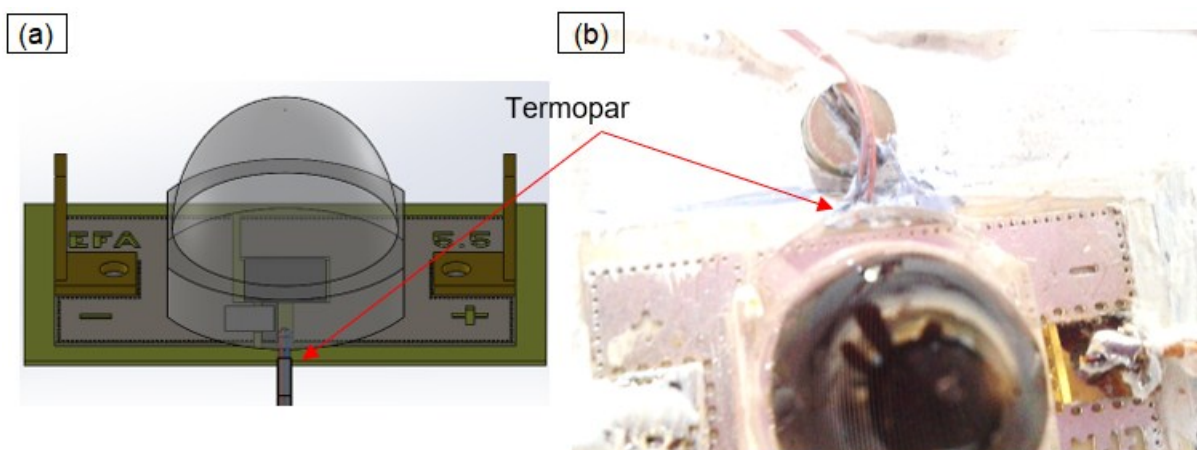


Figura 3.4 - Instalação dos termopares para medição de temperatura das células solares: (a) Representação esquemática. (b) Foto.

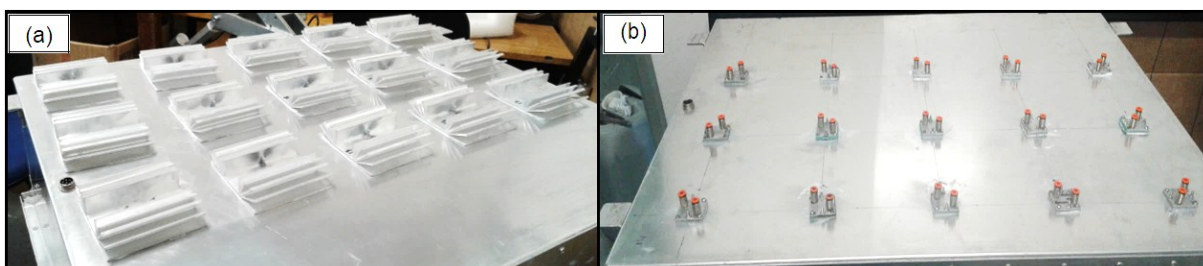


Figura 3.5 – Processo de fixação de dispositivos de arrefecimento no módulo HCPV: (a) Dissipadores de calor (b) Trocadores de calor de microcanais.

3.1.5. Balanço de energia nas células solares

Para estimar a energia solar incidente na célula multijunção, foi coletada do site do Instituto Nacional de Meteorologia (INMET) dados referentes a radiação solar em Uberlândia no ano de 2018. É importante destacar que a estação meteorológica que fornece os dados ao INMET está localizada dentro da Universidade Federal de Uberlândia, do lado da área onde foram realizados os testes em campo neste trabalho. Desta maneira a Fig. 3.6, mostra o histograma de radiação solar obtido para o ano 2018 em Uberlândia durante as horas iluminadas do dia, onde a frequência de ocorrência representa o número de horas por ano de cada nível de radiação.

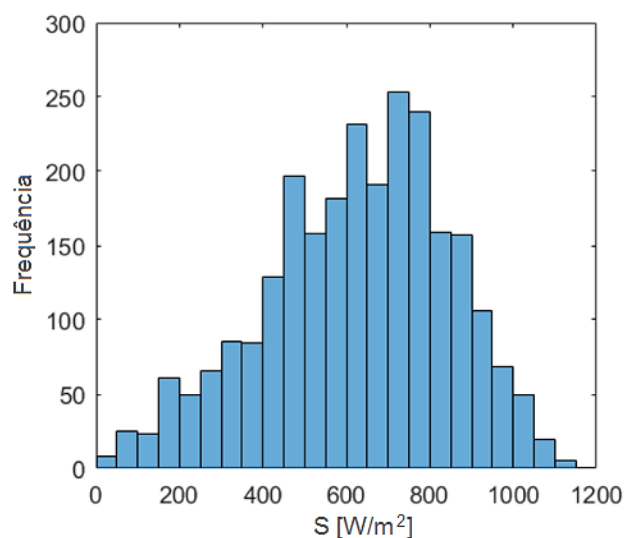


Figura 3.6 – Histograma radiação solar em Uberlândia no ano 2018.

A média de radiação solar foi calculada em $673,7 \text{ W/m}^2$, enquanto a máxima radiação registrada foi de $1.136,7 \text{ W/m}^2$. Desta maneira, a estimativa do balanço de energia (Fig. 2.16) para uma única célula solar do sistema fotovoltaico de alta concentração antes descrito é sumarizado na Tab. 3.2.

Na Tabela 3.2, as variáveis E_i , E_c , E_e e E_d representam a energia que chega na superfície da lente, a energia que atinge a célula solar, a energia elétrica produzida pela célula e a energia a ser dissipada em forma de calor, respectivamente.

Tabela 3.2 – Balanço de energia no sistema de alta concentração fotovoltaico para uma célula

η_o	S [W/m ²]	E_i [W]	E_{cel} [W]	E_e [W]	E_d [W]
85	674	15,16	12,89	5,18	7,71
64			9,71	3,90	5,80
85	1137	25,58	21,75	8,74	13,0
64			16,37	6,58	9,79

Para o cálculo dos valores apresentados na Tab. 3.2, foram consideradas a eficiência ótica máxima do concentrador para um erro mínimo do seguidor solar (Tab. 3.1) e a eficiência ótica do concentrador calculada a partir da Eq. 3.1. A partir dos dados do fabricante (Eq. 3.2) e considerando a temperatura nominal de operação da célula (NOCT) como sendo 45 °C (VERLINDEN, LEWANDOWSKI, *et al.*, 2006), foi calculada uma eficiência de geração na célula de 40,2%.

$$\eta_{cel} = 41,16 - (T_{cel} - 25) \cdot 0,048 \quad (3.2)$$

3.2. Sistema de resfriamento passivo

Para a seleção do dissipador de calor a ser implementado como sistema de resfriamento passivo foram considerados dois critérios:

- Resistência térmica: este é o único parâmetro relacionado ao desempenho térmico do dissipador de calor que é fornecido pelos fabricantes. Assim, é de vital importância escolher um dissipador de calor que possua um baixo valor de resistência térmica pois isto indica que o dissipador de calor tem a capacidade de manter as temperaturas baixas mesmo trabalhando com altos fluxos de calor.
- Massa: Como o intuito deste trabalho é instalar os dissipadores de calor num sistema HCPV em operação, é desejável que a massa dos dissipadores seja a menor possível. Desta maneira, os dissipadores não representaram uma carga extra para os atuadores do sistema de seguimento solar.

3.2.1. Características

Foi selecionado o dissipador de calor modelo KM1222 da empresa TCT Brasil, que é fabricado em alumínio 6063-T5, com uma massa total de aproximadamente 174 g e uma

resistência térmica declarada pelo fabricante de $2,47\text{ }^{\circ}\text{C/W}$. O dissipador possui no total oito aletas em diferentes ângulos arranjadas simetricamente em dois grupos. A área transversal do dissipador é de $584,08\text{ mm}^2$ e o comprimento é de 100 mm . As Figs. 3.7 e 3.8 mostram os detalhes construtivos e geométricos do dissipador de calor de aletas, respectivamente.

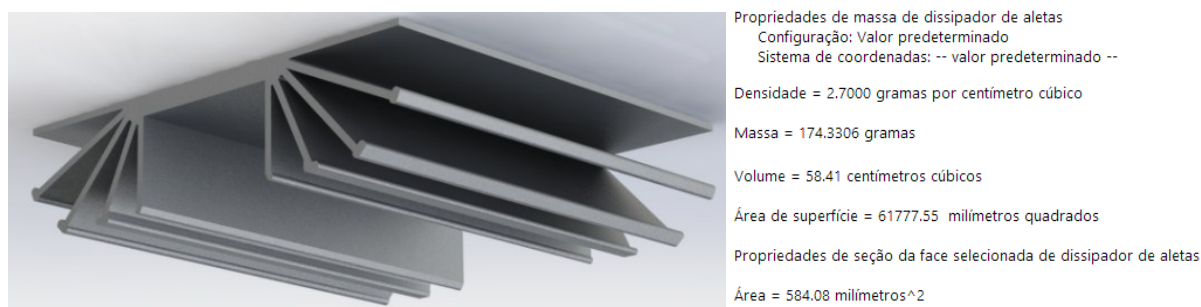


Figura 3.7 - Detalhes construtivos do dissipador de calor de aletas.

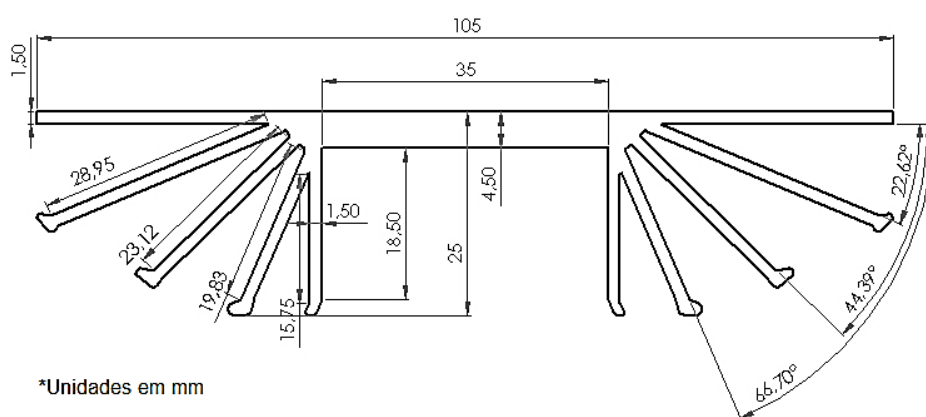


Figura 3.8 - Detalhes geométricos do dissipador de calor de aletas.

3.2.2. Análise de transferência de calor

Dissipadores de calor são dispositivos tradicionalmente usados para rejeitar o calor de dispositivos eletrônicos, como transistores de potência de radiofrequência, unidades centrais de processamento (CPUs) e diodos emissores de luz (LEDs), com o objetivo de reduzir a temperatura operacional para seu funcionamento constante (HUANG, WONG e LIN, 2014). Em alguns casos, os dissipadores de calor são utilizados em convecção natural para evitar falhas e ruídos mecânicos dos ventiladores. Nesse sentido, a eletrônica dissipa a energia térmica através de mecanismos naturais de transferência de calor por convecção e radiação. Para transferência de calor por convecção forçada, o efeito da radiação é geralmente insignificante devido ao alto coeficiente de transferência de calor por convecção associado ao escoamento de ar. No entanto, para o estudo de convecção natural de dissipadores de calor passivos, a transferência de calor por radiação desempenha um papel importante, produzindo

a dissipação total de calor variando de aproximadamente 20% a 50% (KHOR, HUNG e LIM, 2010). O dissipador de calor passivo com configuração retangular de aletas planas paralelas verticais é amplamente usado devido à sua estrutura simples e baixo custo.

Entretanto, muitas estruturas de aletas otimizadas foram propostas e estudadas na literatura (MENG, ZHU, *et al.*, 2018) (CHARLES e WANG, 2014) (JEON e BYON, 2017) (CHANG, WU, *et al.*, 2017) (FENG, SHI, *et al.*, 2018). Contudo, no trabalho de Chu, *et al.*, (2019), é sugerido que para um dissipador de calor que apresenta uma geometria diferente às aletas paralelas verticais é possível aplicar a mesma análise sempre que a geometria do dissipador seja simétrica à fonte de calor. Desta maneira os mecanismos de transferência de calor no dissipador de calor de aletas podem ser modelados de acordo com a Fig. 3.9.

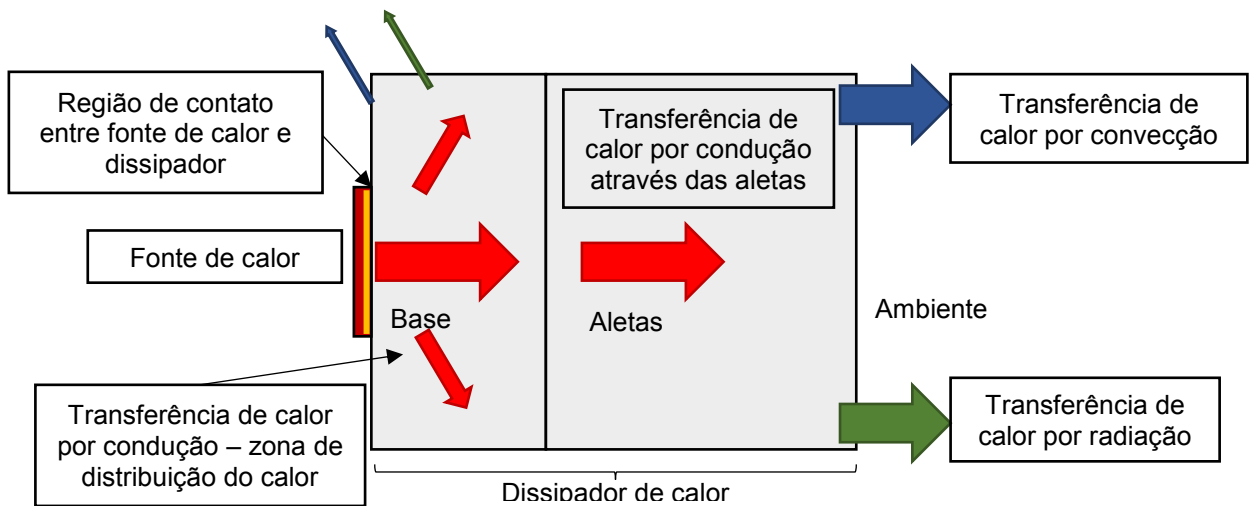


Figura 3.9 - Transferência de calor no dissipador de calor de aletas.

Adaptado de: (COROMINAS, 2011)

O principal parâmetro usado para descrever o desempenho térmico de um dissipador de calor é a resistência térmica. A resistência térmica é definida como a razão da diferença de temperatura entre dois pontos de um sistema de transferência de calor, em que pode existir ou não uma mudança de meio e a taxa de transferência de calor. Desta maneira, a resistência térmica total ou equivalente de um sistema de transferência de calor pode ser calculada mediante a Eq. 3.3.

$$R_t = \frac{(T_b - T_{amb})}{Q} \quad (3.3)$$

onde Q é a taxa de transferência de calor dissipado, T_b é a temperatura na base do dissipador e T_{amb} é a temperatura do ambiente. Contudo, a Eq. 3.3 não distingue entre os diferentes

fenômenos que influenciam o processo de transferência de calor (Fig. 3.9). Assim, admitindo que a transferência de calor ao ambiente por convecção e radiação nas superfícies superior e laterais da base do dissipador de calor é muito menor que à transferência por convecção e radiação na superfície posterior do dissipador (aletas), estes parâmetros podem ser desconsiderados da análise. Em consequência, a resistência térmica total ou equivalente do sistema sob análise, está conformada por quatro resistências como segue,

$$R_t = R_{ct} + R_{ba} + R_{sp} + R_{d\infty} \quad (3.4)$$

onde R_{ct} é a resistência de contato que existente entre a fonte de calor e a superfície da base do dissipador. De acordo com (DA SILVA e KAVIANY, 2004), dependendo de como for realizada a união entre estes dois elementos, a resistência de contato pode reduzir consideravelmente o desempenho do dispositivo de arrefecimento, por isso geralmente é colocada uma camada fina de pasta ou cola térmica na interface. Assim, a resistência de contato pode ser calculada mediante a Eq. 3.5, onde e_{ct} e k_{ct} são respectivamente a espessura e a condutividade térmica da camada do material de interface e A_{ct} é a área de contato.

$$R_{ct} = \frac{e_{ct}}{k_{ct} A_{ct}} \quad (3.5)$$

R_{ba} a resistência por condução entre a base do dissipador e as aletas. Assim, a partir da lei de Fourier para a transferência de calor por condução, a resistência R_{ba} pode ser calculada mediante a Eq. 3.6.

$$R_{ba} = \frac{e_b}{k_b A_{db}} \quad (3.6)$$

onde e_b , k_b e A_{db} são a espessura, a condutividade térmica e a área transversal da base do dissipador de calor.

R_{sp} é a resistência de distribuição de calor na base do dissipador de calor. De acordo com a Fig. 3.10, esta resistência existe quando o calor é transferido de uma fonte de calor de área A_1 para uma área de dissipação A_2 e $A_2 > A_1$, então o fluxo de calor não é completamente perpendicular.

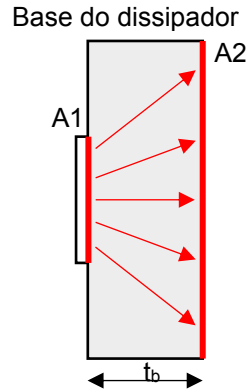


Figura 3.10 - Distribuição de calor na base do dissipador de calor.

Segundo Yovanovich, *et al.* (1999) a resistência R_{sp} pode ser calculada mediante a Eq. 3.7.

$$R_{sp} = \frac{1 - 1,410 \cdot \epsilon + 0,344 \cdot \epsilon^3 + 0,043 \cdot \epsilon^5 + 0,034 \cdot \epsilon^7}{4 \cdot k_b \cdot \sqrt{A1}} \quad (3.7)$$

onde ϵ é a razão entre A1 e A2.

Por último, $R_{d\infty}$ é a resistência térmica entre o dissipador e o ambiente incluindo também os efeitos condutivos nas aletas como resultado de sua condutividade térmica finita. O calor é cedido ao ambiente por convecção e radiação. Assim, partindo da lei de resfriamento de Newton, o calor transferido ao ambiente por convecção pode ser inicialmente definido como:

$$Q_{conv} = h \cdot A (T_s - T_{amb}) \quad (3.8)$$

onde h é o coeficiente de transferência de calor por convecção, A é a área de troca do corpo e T_s é a temperatura de superfície. No entanto, a Eq. 3.8 não diferencia entre as geometrias das aletas e da chapa e dos efeitos viscosos que nelas acontecem. Assim, de acordo com o trabalho de Do, *et al.*, (2016) se for considerado que existe apenas convecção natural no dissipador, a transferência de calor por convecção pode ser então reescrita como:

$$Q_{conv} = (\eta_a \cdot h_a \cdot A_a + h_b \cdot A_b) (T_b - T_{amb}) \quad (3.9)$$

onde, η_a é a eficiência da aleta (Eq. 3.10), h_a é o coeficiente de transferência de calor convectivo da aleta (Eq. 3.11), A_a é a área de troca das aletas (Eq. 3.12), h_b é o coeficiente de transferência de calor convectivo da base (Eq. 3.13) e A_b é a área de troca da base (Eq. 3.14).

$$\eta_a = \frac{\tanh\left(\sqrt{\frac{2 \cdot h_a}{k_a \cdot e_a}} \cdot H_a\right)}{\left(\sqrt{\frac{2 \cdot h_a}{k_a \cdot e_a}} \cdot H_a\right)} \quad (3.10)$$

$$h_a = \frac{Nu_a \cdot k_f}{s} \quad (3.11)$$

$$A_a = N_a (2 \cdot L_d \cdot H_a + 2 \cdot e_a \cdot H_a + L_d \cdot e_a) \quad (3.12)$$

$$h_b = \frac{Nu_b \cdot k_f}{L_d} \quad (3.13)$$

$$A_b = (N_a - 1) L_d \cdot s \quad (3.14)$$

onde H_a , e_a , N_a , L_d e s são parâmetros geométricos do dissipador de calor e representam a altura da aleta, a espessura da aleta, o número de aletas, o comprimento do dissipador e o espaço entre aletas, respectivamente. A condutividade térmica da aleta e do fluido circundante ao dissipador de calor são representadas por k_a e k_f , respectivamente. Os valores de Nu_a e Nu_b são obtidos de acordo com as correlações propostas nos trabalhos de Bar-Cohen & Rohsenow (1984) e Kim, *et al.* (2013).

$$Nu_b = 0,59 \cdot Ra_L^{1/4} \quad (3.15)$$

$$Nu_a = \left[\left(0,09112 \cdot El^{0,6822} \right)^{-3,5} + \left(0,5170 \cdot El^{0,2813} \right)^{-3,5} \right]^{-1/3,5} \quad (3.16)$$

onde Ra_L e El são os números de Rayleigh e de Elenbaas, que podem ser calculados mediante as Eq. 3.17 e 3.18, respectivamente. Para o cálculo dos números de Rayleigh e de Elenbaas, g é a aceleração gravitacional, β é o coeficiente de expansão térmica, ν é a viscosidade cinemática e Pr é o número de Prandtl dado pela Eq. 3.19, em que c_p é o calor específico e μ é a viscosidade dinâmica.

$$Ra_L = \frac{g \cdot \beta (T_s - T_{amb}) Pr \cdot L_d^3}{\nu^2} \quad (3.17)$$

$$El = \frac{g \cdot \beta (T_s - T_{amb}) Pr \cdot s^4}{L_d \cdot \nu^2} \quad (3.18)$$

$$\text{Pr} = \frac{c_p \cdot \mu}{k_f} \quad (3.19)$$

Para o cálculo do número de Elenbaas foi necessário inserir uma modificação que considerara a angulação apresentada por cada uma das aletas do dissipador de calor. Segundo Do, *et al.* (2012), isto pode ser realizado substituindo o termo que representa a ação da gravidade g por $g \cdot \cos(\theta)$, onde θ é o ângulo formado entre a aleta e a vertical.

Por outro lado, o calor por radiação, pode ser descrito inicialmente de acordo com a Eq. 3.20.

$$Q_{rad} = \sigma \cdot \varepsilon \cdot A (T_s^4 - T_{amb}^4) \quad (3.20)$$

onde σ é a constante de Stefan Boltzmann ($5,6704 \times 10^{-8} \text{ W/m}^2\text{K}^4$), ε é a emissividade da superfície estudada e A é a área de troca do corpo. Contudo, a Eq. 3.20 foi proposta apenas para superfícies que emitem radiação ao ambiente, entretanto neste caso é preciso que seja considerado a radiação emitida ao ambiente e a outras superfícies (espaço entre aletas). Assim é necessário incluir no modelo de radiação o chamado fator de vista F .

O fator de vista é proporcional ao calor por radiação que é transferido de uma superfície a para uma superfície b . Desta maneira, de acordo com o proposto no trabalho de Khor, *et al.*, (2010), considerando um dissipador de calor de aletas paralelas verticais a transferência de calor por radiação num dissipador de calor com aletas é descrita mediante a Eq. 3.21

$$Q_{rad} = \sigma \cdot (T_b^4 - T_{amb}^4) \left\{ F (N_a - 1) (s + 2 \cdot H_a) L_d + \varepsilon \left[N_a \cdot t_a (L_d + 2 \cdot H_a) + 2 \cdot H_a \cdot L_d \right] \right\} \quad (3.21)$$

onde o fator de vista F é descrito através da Eq. 3.22.

$$F = \frac{1}{\frac{(1 + \varepsilon)}{\varepsilon} + \frac{1}{1 - \frac{2 \cdot (H_a / s) \left[\left(1 + (L_d / s)^2 \right)^{0,5} - 1 \right]}{2 \cdot (H_a / s) (L_d / s) + \left(1 + (L_d / s)^2 \right)^{0,5} - 1}}} \quad (3.22)$$

Nesta etapa, os cálculos foram realizados considerando uma emissividade (ε) de 0,9 que segundo as tabelas de (CONTEMP) é o valor de emissividade para superfícies de alumínio anodizado de aspecto cinza claro opaco.

De acordo com Corominas (2011), a partir da Eq. 3.21, é possível calcular um coeficiente de calor convectivo equivalente à radiação h_{cr} , definido mediante a Eq. 3.23.

$$h_{cr} = \frac{Q_{rad}}{A_t(T_b - T_{amb})} \quad (3.23)$$

onde A_t é a área total de troca térmica do dissipador. Desta maneira a resistência $R_{d\infty}$ pode ser calculada mediante a Eq. 3.24.

$$R_{d\infty} = \frac{(T_b - T_{amb})}{Q_{amb}} \quad (3.24)$$

Onde Q_{amb} é o calor transferido ao ambiente calculado pela Eq. 3.25, como segue:

$$Q_{amb} = [h_{cr}(A_b + \eta_a \cdot A_a) + h_a \cdot \eta_a \cdot A_a + h_b \cdot A_b](T_b - T_{amb}) \quad (3.25)$$

3.3. Sistema de resfriamento ativo

Como mencionado anteriormente, para o estudo do sistema de resfriamento ativo no sistema HCPV foi selecionado um trocador de calor de microcanais de seção retangular. O trocador de calor de microcanais utilizado neste trabalho, foi projetado e fabricado por Fernandes de Sousa (2017) num trabalho desenvolvido no Laboratório de Nano, Microfluídica e Microsistemas LabMEMS/COPPE/UFRJ.

O projeto do microtrocador de calor desenvolvido por Fernandes de Sousa (2017), é baseado nos trabalhos de Correa (2013) e Guerrieri (2013), em que foi proposta a geometria otimizada de microcanal para um trocador de calor com 18 microcanais e plenuns de entrada/saída retangulares, projetado para o arrefecimento de um sistema HCPV com concentração de até 1200 sóis. Entretanto, no trabalho de Fernandes de Sousa (2017) com o intuito de aumentar a área ativa de arrefecimento do microtrocador e diminuir as diferenças de distribuição de fluido por microcanal, o número de microcanais foi aumentado para 24 e foram implementados de plenuns de entrada/saída de forma trapezoidal. A Fig. 3.11 mostra a comparação entre os perfis de velocidade por microcanal obtidos dos trabalhos de Guerrieri (2013) e Fernandes de Sousa (2017), respectivamente para uma vazão mássica de 20g/min, em que a linha vermelha tracejada é a média de velocidade nos microcanais.

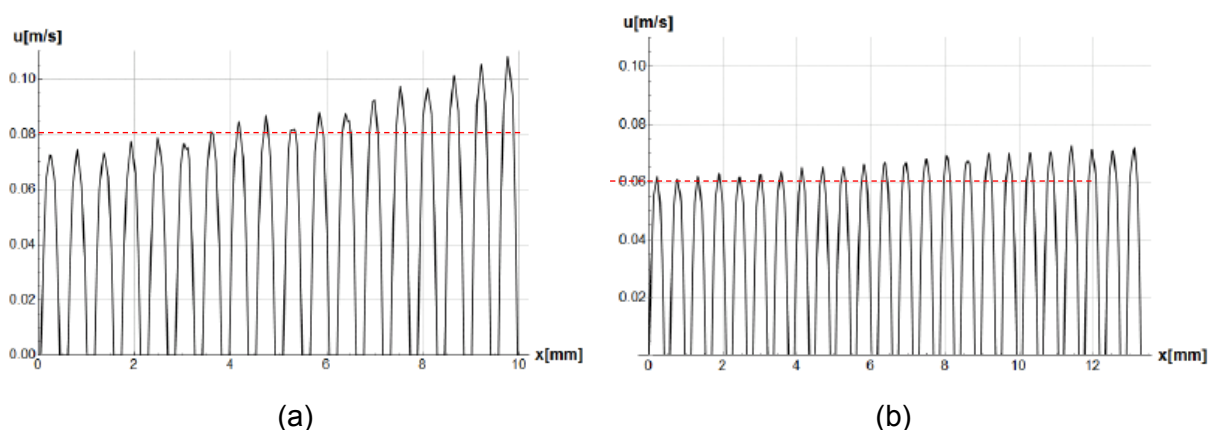


Figura 3.11 - Perfil de velocidade em cada microcanal do trabalho proposto por: (a) Correia (2013) e Guerrieri (2013). (b) Fernandes de Sousa (2017).

É possível comprovar que o projeto do microtrocador de calor realizado por Fernandes de Sousa (2017) está em concordância com outros estudos da literatura, por exemplo, no trabalho de Cho (2010) é realizada uma comparação entre microtrocadores utilizando plenuns de entrada/saída de forma retangular e trapezoidal e microcanaís retos e divergentes. Os resultados dessa pesquisa mostraram que a configuração de microcanaís retos e plenum trapezoidal permitiram obter a melhor distribuição do escoamento nos microcanaís e também melhor distribuição do gradiente de temperatura na superfície do microtrocador.

3.3.1. Características

O microtrocador do trabalho de Fernandes de Sousa (2017) foi fabricado através do processo de microusinagem com água como fluido de corte, utilizando uma microfresadora com Controle Numérico Computadorizado (Micro CNC Minitech Machinery), onde os microcanaís foram gravados em uma base de alumínio. A Fig. 3.12 mostra o projeto completo do microtrocador projetado e fabricado por Fernandes de Sousa (2017) que foi utilizado como objeto de análise no presente trabalho.

Como observado na Fig. 3.12a, a base do microtrocador é conformada por 6 furos para rosca padrão M3 e pela área ativa de arrefecimento do trocador de calor, que por sua vez compreende os plenuns de entrada/saída do fluido e os microcanaís. Os dois furos localizados sob a linha de centro do microtrocador servem para ajudar na fixação do microtrocador à superfície que se deseja resfriar mediante parafuso passante e porcas. Já os furos localizados nas quinas da peça servem para realizar a união entre a base e a tampa do microtrocador mediante o uso de parafusos que dispensam a necessidade de porca, uma vez que o extremo com rosca do parafuso fica interno na peça da base. A Fig. 3.12b, mostra que a tampa do microtrocador possui também dois furos com padrão de rosca M5. A função destes

furos é alojar duas peças de conexão reta de engate rápido com rosca M5 e entrada para mangueira de 4 mm.

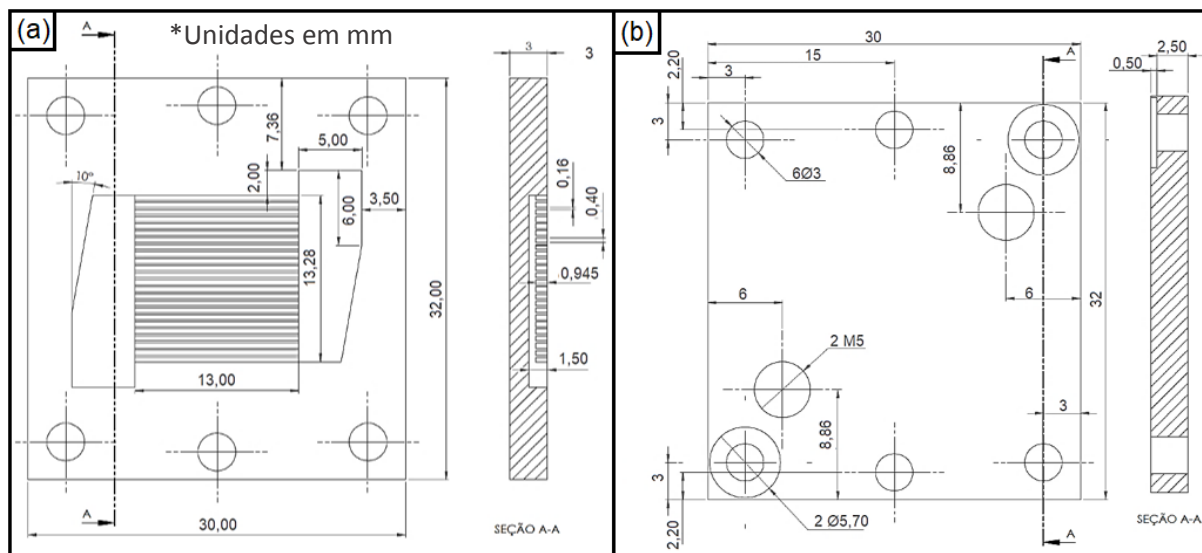


Figura 3.12 – (a) Vista superior do projeto da base do microtrocador (microcanais). (b) Vista superior do projeto da tampa do microtrocador.

Fonte: (FERNANDES DE SOUSA, 2017)

Um papel hidráulico é utilizado com o intuito de vedar internamente o microtrocador, na interface entre a base e a tampa do microtrocador de calor. O papel hidráulico utilizado é o modelo Papelão Fibra Aramida PH-400 da marca ASALIT que possui uma condutividade térmica média de 0,917 W/m K (FERNANDES DE SOUSA, 2017). O resultado final do processo de fabricação e vedação do microtrocador é mostrado na Fig. 3.13.

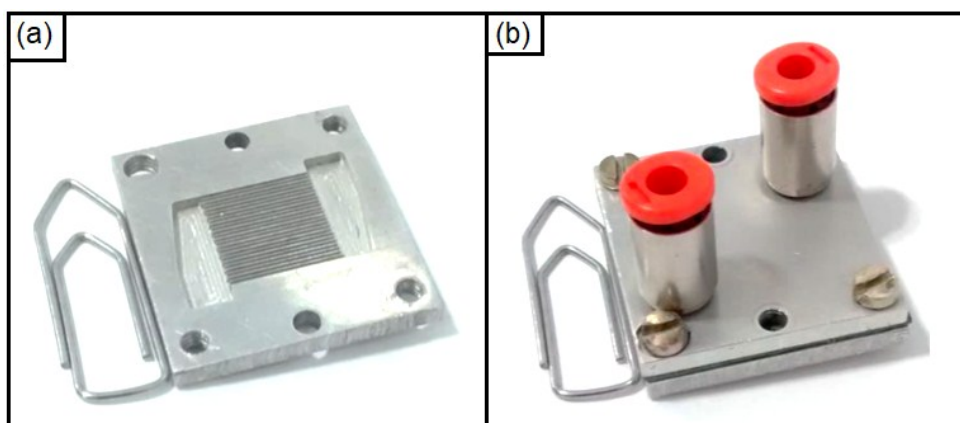


Figura 3.13 – Resultado final do Microtrocador. (a) Base do microtrocador. (b) Microtrocador vedado com conexões para mangueiras.

Fonte: (FERNANDES DE SOUSA, 2017)

3.3.2. Análise de transferência de calor

De acordo com Sharp *et al.* (2005), o escoamento e mecanismos de transferência de calor em dispositivos de microescala diferem de seus equivalentes macroscópicos por dois motivos: a pequena escala torna mais importantes os efeitos moleculares e amplia as magnitudes de certos efeitos contínuos comuns a níveis extremos. No entanto, ainda nesta escala são aplicáveis as correlações clássicas que modelam o escoamento e a transferência de calor em escala macrométrica (GAO, S. PERSON e FAVRE-MARINET, 2002). Assim, para o modelamento do trocador de calor de microcanais foram realizadas algumas considerações iniciais:

- O sistema se encontra em regime permanente, isso significa que as propriedades do fluido, e os gradientes de temperatura no sistema são constantes.
- O escoamento dentro do microtrocador é monofásico em regime laminar.
- O fluxo de calor na base dos microcanais é constante.
- Não há troca de calor com o ambiente (sistema adiabático).

De modo similar que com o dissipador de calor passivo, a resistência térmica pode ser usada como parâmetro para mensurar o desempenho térmico do dissipador de calor de microcanais. Entretanto, é possível encontrar mais de um método para o cálculo desta grandeza. O mais comum continua sendo uma versão modificada da Eq. 3.3, onde é considerada uma diferença linear entre a temperatura da base do microtrocador (T_b) e a temperatura do fluido na região de entrada dos microcanais (T_{in}) como visto na Eq. 3.26 (YANG, TAN, *et al.*, 2017).

$$R_t = \frac{(T_b - T_{in})}{Q} \quad (3.26)$$

Outro método, é o uso da diferença de temperatura média logarítmica (LMTD) entre a temperatura da base na superfície superior do microtrocador (T_{bs}) e a temperatura do fluido na entrada (T_{in}) e na saída (T_{out}) do microtrocador de calor, de acordo com a Eq. 3.27 e 3.28 (SAEED e KIM, 2018).

$$R_t = \frac{(LMTD)}{Q} \quad (3.27)$$

$$LMTD = \frac{(T_{bs} - T_{in}) - (T_{bs} - T_{out})}{\ln \left(\frac{T_{bs} - T_{in}}{T_{bs} - T_{out}} \right)} \quad (3.28)$$

Este modelo é introduzido devido ao fato de que a mudança de temperatura que ocorre no trocador de calor da entrada à saída não é linear. Isto é claramente evidenciado na Fig. 3.14 em que é mostrado um fragmento do trabalho de Guerrieri (2013). No seu trabalho, Guerrieri (2013), a fim de conhecer a distribuição de temperatura na base do microtrocador de calor, instalou três termopares nas posições de entrada ($x/L=0$), meio ($x/L=0,5$) e saída ($x/L=1$) dos microcanais. A Fig. 3.14b mostra a não linearidade dessa temperatura em relação ao posicionamento dos termopares ao longo do comprimento dos microcanais. Consequentemente, neste trabalho foi utilizado o método LMTD para o cálculo da resistência térmica total do trocador de calor de microcanais.

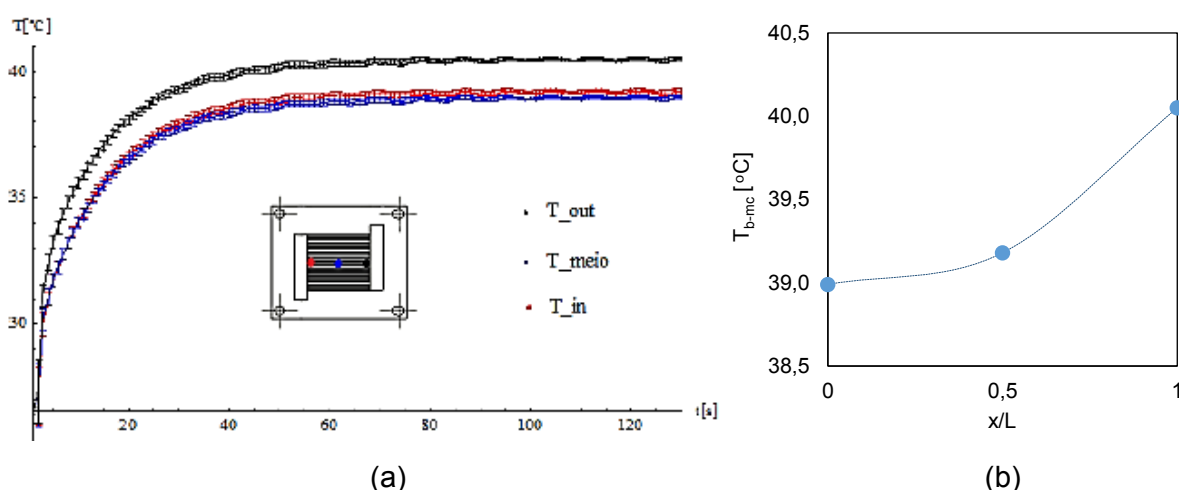


Figura 3.14 - Variação não linear da temperatura no microtrocador de calor: (a) Com respeito ao tempo. (b) Em regime permanente com respeito a posição dos termopares.

Fonte (a): (GUERRIERI, 2013)

A resistência térmica total do microtrocador de calor é também composta por várias resistências térmicas que dependem de como o calor é transferido da base do microtrocador ao fluido, entre estas, a resistência térmica de contato definida anteriormente mediante a Eq.3.4. Desta maneira, a partir das considerações realizadas no início desta seção e de acordo com o mostrado na Fig. 3.15, é possível afirmar que a transferência de calor desde a superfície aquecida do microtrocador de calor até o fluido acontece por condução e convecção. A Fig. 3.15 mostra também os principais parâmetros geométricos que influenciam na transferência de calor em um trocador de calor de microcanais.

Por conseguinte, a partir da lei de Fourier para a transferência de calor por condução, a resistência entre a base do microtrocador e os microcanais R_{b-mc} pode ser definida de acordo com a Eq. 3.29.

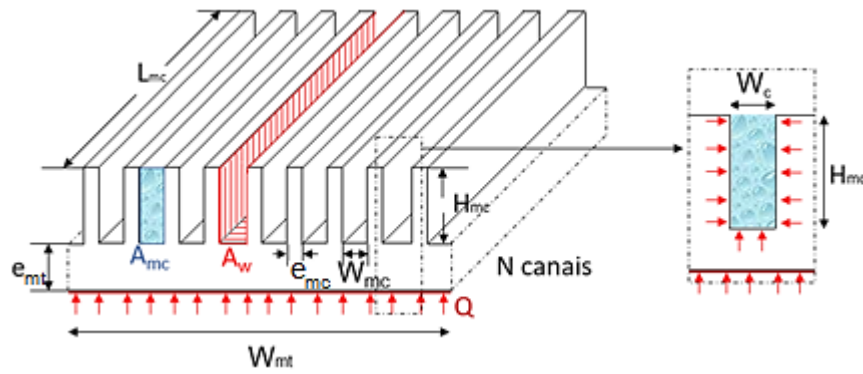


Figura 3.15 - Transferência de calor no trocador de calor de microcanais.

$$R_{b-mc} = \frac{e_{mt}}{k_{mt} A_{mt}} \quad (3.29)$$

Onde e_{mt} , k_{mt} e A_{mt} são a espessura da base, a condutividade térmica do microtrocador que depende do material e a área de troca térmica que pode ser calculada como segue:

$$A_{mt} = L_{mc} \cdot W_{mt} \quad (3.30)$$

De acordo com os trabalhos de Yang, *et al.* (2017) e Sarafranz *et al.* (2018), para o cálculo da resistência térmica devido à convecção entre a superfície dos microcanais e o fluido pode ser usada a Eq. 3.31.

$$R_{mc-f} = \frac{1}{h_{mt} \cdot N_{mc} \cdot L_{mc} (W_{mc} + 2 \cdot \eta_{mc} \cdot H_{mc})} \quad (3.31)$$

Onde, h_{mt} é o coeficiente de transferência de calor por convecção do microtrocador de calor, N_{mc} , L_{mc} , W_{mc} e H_{mc} são o número de microcanais, o comprimento, a largura e a altura dos microcanais, respectivamente. Finalmente, η_{mc} é a eficiência da aleta dos microcanais definida pela Eq. 3.32, onde k_{mc} é a condutividade térmica dos microcanais e e_{mc} é a espessura de parede entre canais.

$$\eta = \frac{\tanh\left(\sqrt{\frac{2 \cdot h_{mt}}{k_{mc} \cdot e_{mc}}} \cdot H_{mc}\right)}{\left(\sqrt{\frac{2 \cdot h_{mt}}{k_{mc} \cdot e_{mc}}} \cdot H_{mc}\right)} \quad (3.32)$$

Entretanto, outros autores como Lee, *et al.* (2005) e Yazawa e Ishizuka (2005), afirmam que a Eq. 3.31 pode ser simplificada na Eq. 3.33, se considerado que a parede dos

microcanais é isotérmica, especialmente para microcanais fabricados a partir de materiais com alta condutividade térmica.

$$R_{mc-f} = \frac{1}{h_{mt} \cdot A_w} \quad (3.33)$$

Onde A_w é a área dos microcanais que está em contato com o fluido (Fig. 3.15) e pode ser calculada mediante a Eq. 3.34.

$$A_w = N_{mc} \cdot L_{mc} (W_{mc} + 2 \cdot H_{mc}) \quad (3.34)$$

Neste trabalho, optou-se então por trabalhar com a simplificação da Eq. 3.33 devido ao fato de que o material do qual foi fabricado o trocador de calor de microcanais ser alumínio, que possui uma condutividade térmica de 237 W/m K para uma temperatura de referência 27 °C.

Na Tabela. 3.3 são apresentados os valores dos parâmetros geométricos do trocador de calor de microcanais mostrados na Fig. 3.15.

Tabela 3.3 – Principais parâmetros geométricos do trocador de calor de microcanais

Descrição	Notação	
Largura da área ocupada pelos microcanais	W_{mt}	13,28 mm
Largura de um microcanal	W_{mc}	400 μ m
Altura de um microcanal	H_{mc}	945 μ m
Espessura de parede entre microcanais	e_{mc}	160 μ m
Comprimento dos microcanais	L_{mc}	13 mm
Espessura da base do trocador de calor de microcanais	e_{mt}	2,05 mm
Número de microcanais no trocador de calor	N_{mc}	24
Diâmetro hidráulico equivalente Eq. (2.4)	Dh	562 μ m
Razão de aspecto do microcanal Eq. (2.5)	α	2,36
Área transversal de um microcanal	A_{mc}	0,378 mm ²
Área total de troca térmica nos microcanais	A_w	29,77 mm ²

3.4. Bancada Experimental

A fim de avaliar experimentalmente o desempenho térmico dos trocadores de calor para arrefecimento de sistemas HCPV analisados neste estudo, foi construído um equipamento experimental que permitisse verificar as principais características de transferência de calor dos dispositivos sob condições controladas. Assim, a bancada experimental é composta de uma

estrutura que serve como suporte aos dispositivos de resfriamento e também por uma série de equipamentos e instrumentos que possuem características ideais para caracterizar termicamente cada um dos sistemas de arrefecimento testados.

3.4.1. Fonte de calor

Com o intuito de manter as condições de teste controladas, a célula fotovoltaica como fonte de calor é substituída por uma resistência tipo cartucho de 40 W e 12 V com diâmetro de 5,8 mm e 20 mm de altura. A resistência é colocada dentro de uma base de cobre que é formada por um tubo de cobre de $\frac{1}{4}$ " de 15 mm de comprimento soldado a uma placa plana de 35x21 mm² emulando a área de contato da célula multijunção como mostrado na Fig. 3.16. O espaço entre a resistência e o tubo que a contém é preenchido com pasta térmica para facilitar a transferência de calor até a placa plana e posteriormente aos dissipadores de calor. Finalmente, para evitar transferência de calor ao ambiente, foram colocadas duas camadas de isolante (lã de vidro e poliestireno) recobrindo toda a área da base de cobre do aquecedor

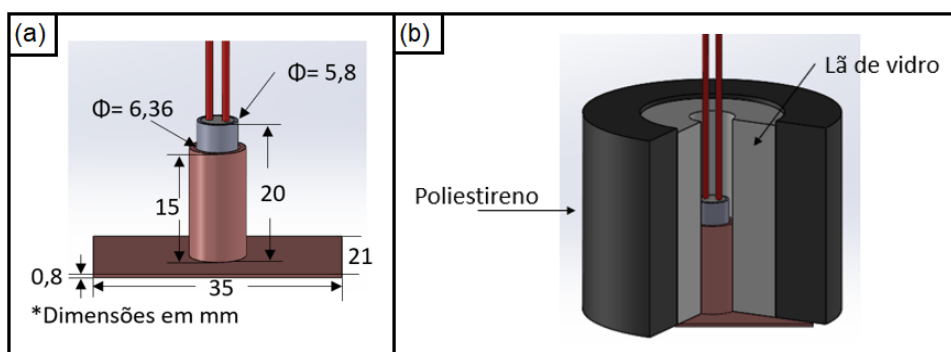


Figura 3.16 – Fonte de calor: (a) Detalhe geométrico. (b) Isolamento.

Em conformidade com a Tab. 3.2. foram utilizados diferentes valores de potência na resistência (taxa de calor fornecido) entre 5W e 15W. A potência elétrica na resistência é controlada de forma manual mediante a fonte D.C. modelo MPC-3006D da empresa Minipa com capacidade de 0-30V e 0-3A. Para a medição desta grandeza foram utilizados dois multímetros Agilent 34411A conectados ao sistema de aquisição de dados mediante protocolo GPIB IEEE488, como observado na Fig. 3.17.



Figura 3.17 - Controle da potência fornecida pela fonte de calor.

3.4.2. Temperaturas no dissipador de calor de aletas

Para a avaliação do desempenho térmico do dissipador de calor de aletas, de acordo com a Eq. 3.3 além do calor aplicado é necessário conhecer a temperatura na interface entre a fonte de calor e a base do dissipador e a temperatura do ambiente. Desta maneira foi realizada uma pequena ranhura de 1 mm de profundidade e 10,5 mm de comprimento na superfície da base do dissipador que fica em contato com a fonte de calor e foi inserido nela um termopar tipo T de 0,8 mm de diâmetro de referência TT-T36SLE da empresa OMEGA Engineering Inc. Foram também realizadas medidas de temperatura no centro e no extremo da superfície posterior do dissipador de calor, como mostrado na Fig. 3.18.

Para a medição da temperatura ambiente, com o interesse de obter uma medida mais estável foi utilizado um termopar tipo T com diâmetro de 1 mm de referência TT-T30SLE inserido dentro de um cubo de latão de $10 \times 10 \times 10 \text{ mm}^3$ aumentando assim sua inércia térmica.

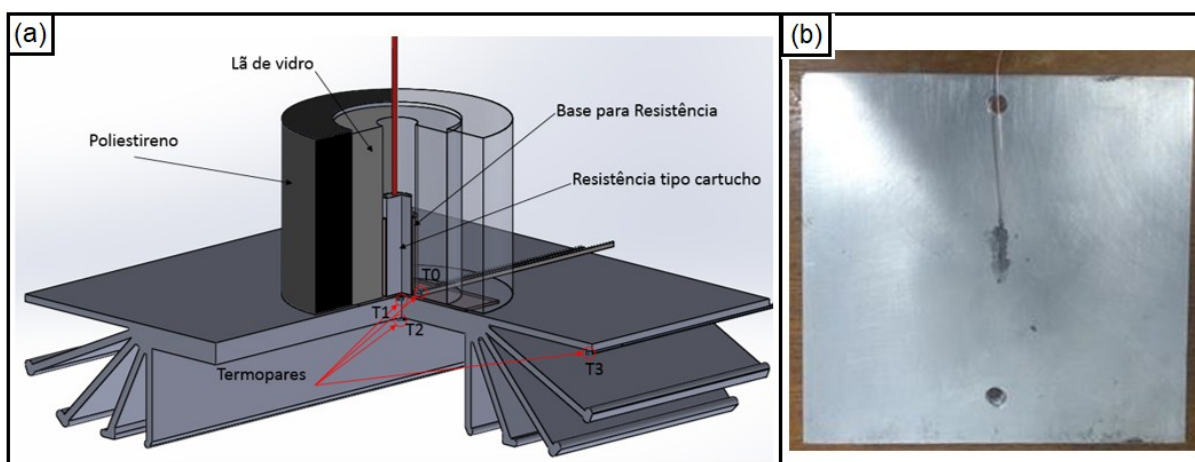


Figura 3.18 - Medição de temperaturas no dissipador de aletas: (a) Esquemático. (b) Detalhe da colocação do termopar para medição da temperatura de base.

3.4.3. Medições no trocador de calor de microcanais

No caso do trocador de calor de microcanais, é importante avaliar o coeficiente de transferência de calor por convecção e a perda de carga dos fluidos escoando em regime monofásico laminar sob a condição de contorno de fluxo de calor uniforme. Portanto, a bancada experimental deve possuir os atributos para originar as condições fluidodinâmicas e térmicas necessárias para respeitar às hipóteses e exigências teoricamente estabelecidas para a solução do problema em questão. Teng *et al.* (2012) sugere que os testes experimentais para avaliação de trocadores de calor de microcanais devem ser realizados de acordo com o diagrama de fluxo mostrado na Fig. 3.19.

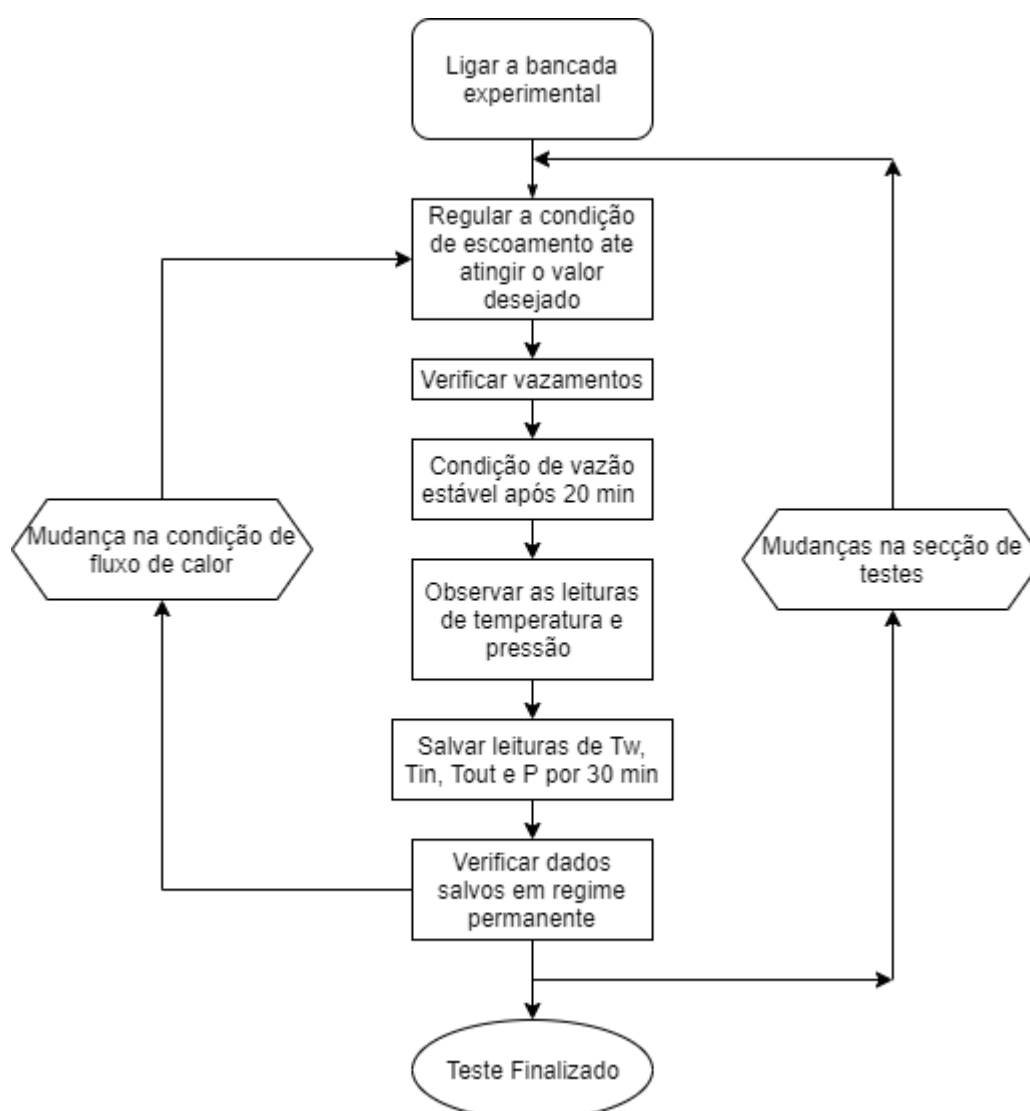


Figura 3.19 - Diagrama de fluxo para avaliação experimental de microtrocadores de calor.

Fonte: Adaptado de Teng, *et al.* (2012)

Desta maneira, a Fig. 3.20 apresenta o diagrama esquematizado da bancada experimental e uma imagem real da instalação. Os componentes da bancada experimental para a análise do trocador de calor de microcanais são escritos a seguir:

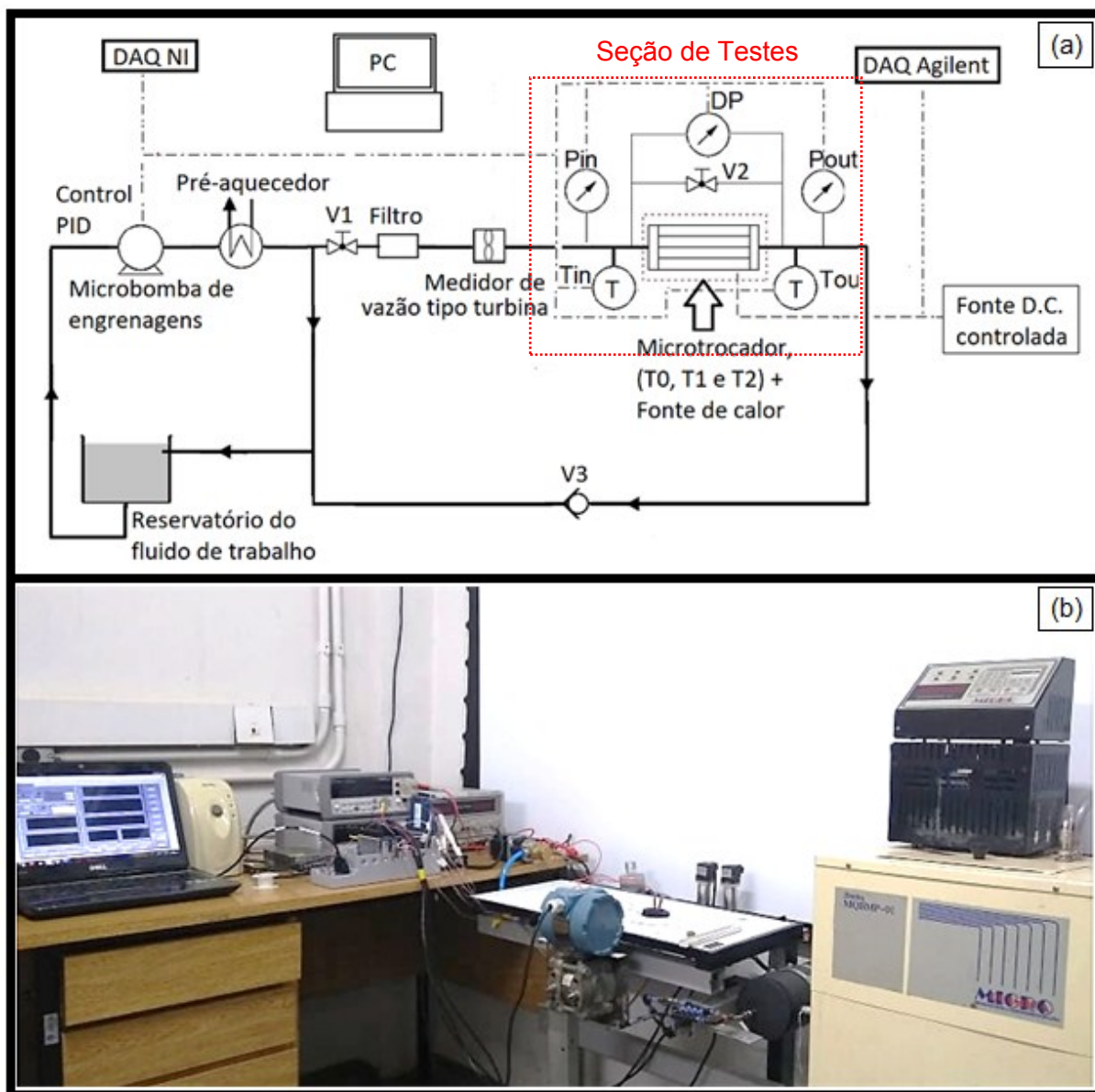


Figura 3.20 - Bancada experimental: (a) Diagrama esquemático. (b) Foto.

- Circuito hidráulico: O fluido de trabalho escoar através de tubos de nylon de 4 mm de diâmetro externo e 2 mm de diâmetro interno, os acessórios como cotovelos e conexões T possuem corpo de plástico com conexão de engate rápido para tubo de 4 mm. As válvulas V1 e V2 no diagrama esquemático são válvulas do tipo agulha. A válvula V1 tem a função de regular de maneira inicial a vazão de entrada no microtrocador, enquanto a válvula V2 serve

para colocar os transmissores de pressão na mesma referência cada vez que o fluido de trabalho é trocado. A válvula V3 é uma válvula de não retorno.

- Reservatório térmico: O fluido inicialmente estático fica contido numa garrafa com capacidade 200 ml, que possui duas conexões de entrada com acessórios de engate rápido de 4mm, e uma conexão de saída à bomba com engate rápido para tubo de 10 mm. Os componentes do circuito hidráulico e o reservatório térmico são apresentados na Fig. 3.21.



Figura 3.21 – (a) Componentes do sistema hidráulico. (b) Reservatório térmico do fluido de trabalho.

- Pré-aquecedor: Para controlar a temperatura de entrada no trocador de calor de microcanais foi implementada uma etapa de “pré-aquecimento” (Fig. 3.22), que na realidade tem capacidade para aquecer ou resfriar o fluido segundo a solicitação exigida. Assim, o fluido de trabalho troca calor com água que escoar a vazão de 5 l/min que fornece o banho térmico modelo MQBMP-01. O banho térmico possui internamente um controle PID que possibilita manter um valor constante de temperatura na água estabelecido pelo usuário de maneira manual. O trocador de calor utilizado é do tipo tubo em tubo, fabricado a partir de tubos de cobre de diferentes diâmetros e posteriormente isolado mediante uma camada de 20 mm de poliestireno. Esta configuração permite obter uma precisão na temperatura de entrada do trocador de calor de microcanais de $\pm 0,2$ °C.

- Microbomba de engrenagens: Foi utilizada uma microbomba DC de 24 V com acoplamento magnético e driver de controle da série 200 da empresa US Solar Pump como mostrado na Fig. 3.23a. A bomba tem capacidade de entregar uma vazão máxima de 3,5 l/min para uma máxima queda de pressão de 7 bar e consumo máximo de energia de 60W. O controlador que possui a microbomba permite manipular de maneira manual mediante um potenciômetro a vazão que a mesma fornece ao sistema. Entretanto, foi realizada uma modificação para que a vazão que fornece a microbomba fosse controlada mediante um sinal

de tensão de 0-5 V proveniente do sistema DAQ. Isto possibilitou a implementação de um controle PID com precisão de $\pm 0,15$ ml/min. Para cumprir a condição de escoamento em regime laminar, estima-se necessário trabalhar com baixos valores de vazão. Desta maneira, para evitar saturar a microbomba em um nível de vazão muito baixo, inicialmente a microbomba é ligada sem controle, a vazão proveniente da microbomba é dividida e mediante a válvula V1 é reduzida a vazão de fluido que circula através do microtrocador até chegar a um valor próximo ao desejado. Após isso é ligado o controle automático que fornece um controle fino da variável e permite que o sistema entre em regime permanente. O fluido que não circula pelo microtrocador retorna ao reservatório térmico após de ter passado pelo sistema de preaquecimento.

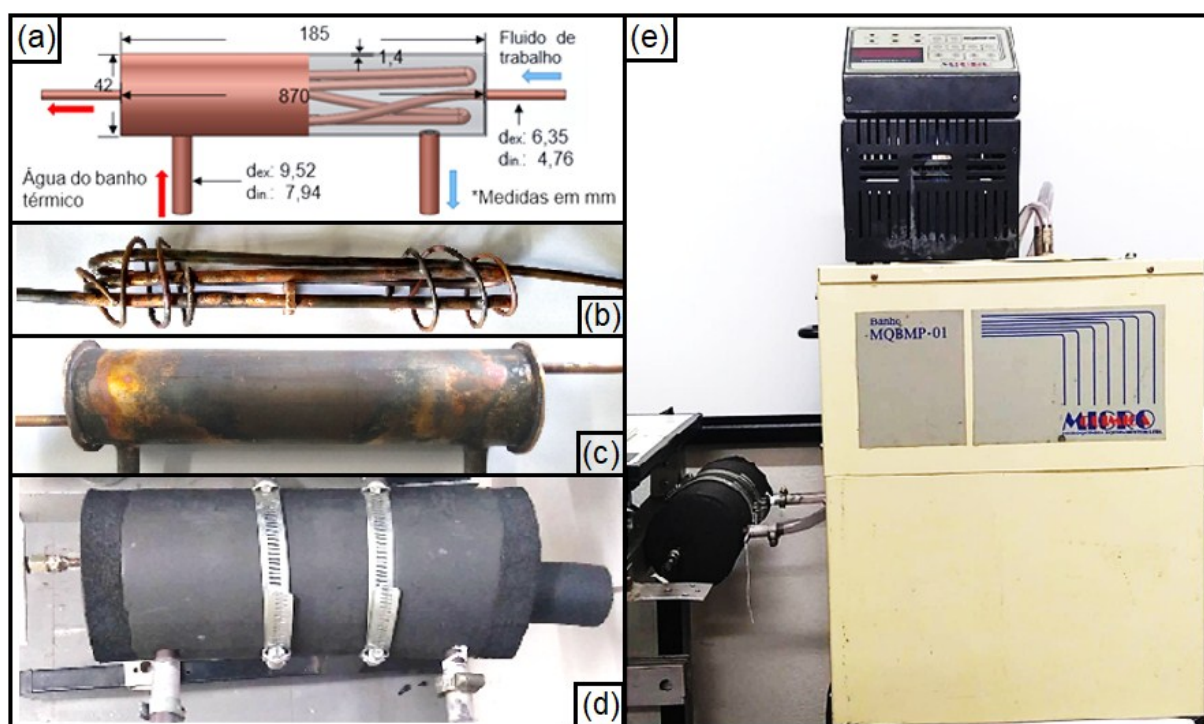


Figura 3.22 - Etapa de pré-aquecimento: (a) Detalhe geométrico do trocador. (b) Serpentina. (c) Fechamento do trocador. (d) Isolamento. (e) Banho térmico.

- **Medidor de vazão e filtro:** Para conhecer o valor da vazão do fluido que circula através do trocador de calor de microcanais e fechar o laço de controle implementado na microbomba, foi utilizado um medidor de vazão tipo turbina modelo FLR1007 da empresa OMEGA Engineering Inc. Entretanto, devido ao seu próprio princípio de funcionamento, o medidor de vazão possui uma restrição para uso de líquidos com partículas maiores a $200\ \mu\text{m}$. Idealmente, isso não seria um problema na utilização de nanofluidos uma vez que as nanopartículas utilizadas possuem comprimentos menores que $100\ \text{nm}$, mas na prática é bem sabido que aglomerações acontecem e podem originar clusters de nanopartículas com

comprimentos maiores à restrição do medidor de vazão. Por este motivo, optou-se pelo uso de um filtro de polipropileno de três camadas com capacidade de filtrar partículas de até 20 μm . O medidor de vazão e o filtro são mostrados na Fig. 3.23b e 3.23c, respectivamente.

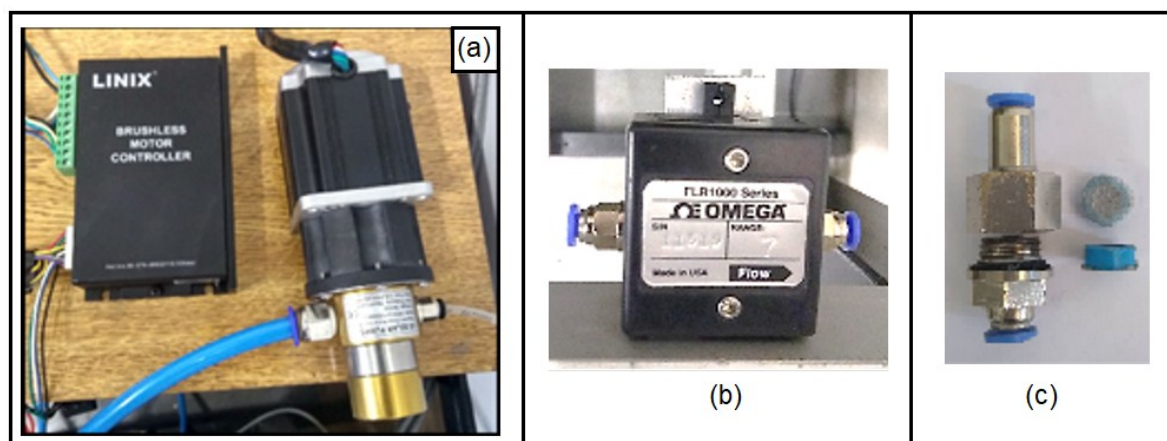


Figura 3.23 – (a) Microbomba de engrenagens. (b) Medidor de vazão. (c) Filtro.

- Queda de pressão: Foi realizada a medição da pressão manométrica na seção de entrada e a saída do trocador de calor de microcanais mediante dois sensores de pressão piezo resistivos do modelo PSI 420 da empresa Zurich. Adicionalmente, a fim de ter uma medida redundante da queda de pressão foi utilizado um sensor de pressão diferencial modelo DR2F12BI da empresa Rosemount (Fig. 3.24).

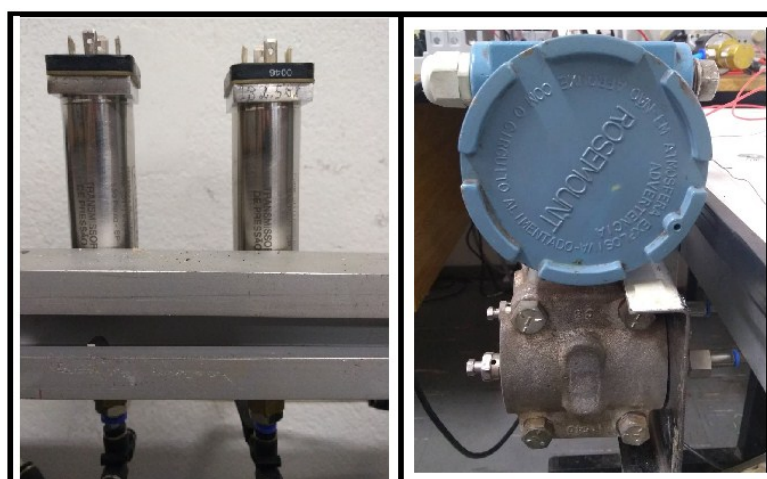


Figura 3.24 – Transmissores de pressão.

3.4.4. Temperaturas no trocador de calor de microcanais:

Similar ao dissipador de calor de aletas, para a medição da temperatura na interface entre a fonte de calor e a base do trocador de calor de microcanais foi realizada uma ranhura

de 1 mm de profundidade e 15 mm de comprimento no centro da peça, onde foi inserido um termopar de 0,8 mm de diâmetro de referência TT-T36SLE fornecido pela OMEGA Engineering Inc. Nos dois casos, foi colocada uma camada de pasta térmica na área de contato com a fonte de calor, preenchendo o espaço livre na ranhura e melhorando a condução de calor

Para o escoamento de um fluido em regime permanente no interior de um trocador de calor, o ganho de calor no fluido (Q_f) dado pelo princípio de conservação de energia pode ser expresso em função da diferença das temperaturas médias de entrada e saída como mostrado na Eq. 3.35.

$$\dot{Q}_f = \dot{m} c_p (T_{out} - T_{in}) \quad (3.35)$$

Assim, foram realizados furos de 1 mm de diâmetro em ângulo de 45° nos tubos de nylon na entrada e na saída do microtrocador, e foram introduzidos termopares de referência TT-T30SLE. Seguidamente os furos foram selados usando cola epóxi. Foram também medidas as temperaturas na posição de centro face posterior do microtrocador e na fonte de calor, de acordo com o mostrado na Fig. 3.25.

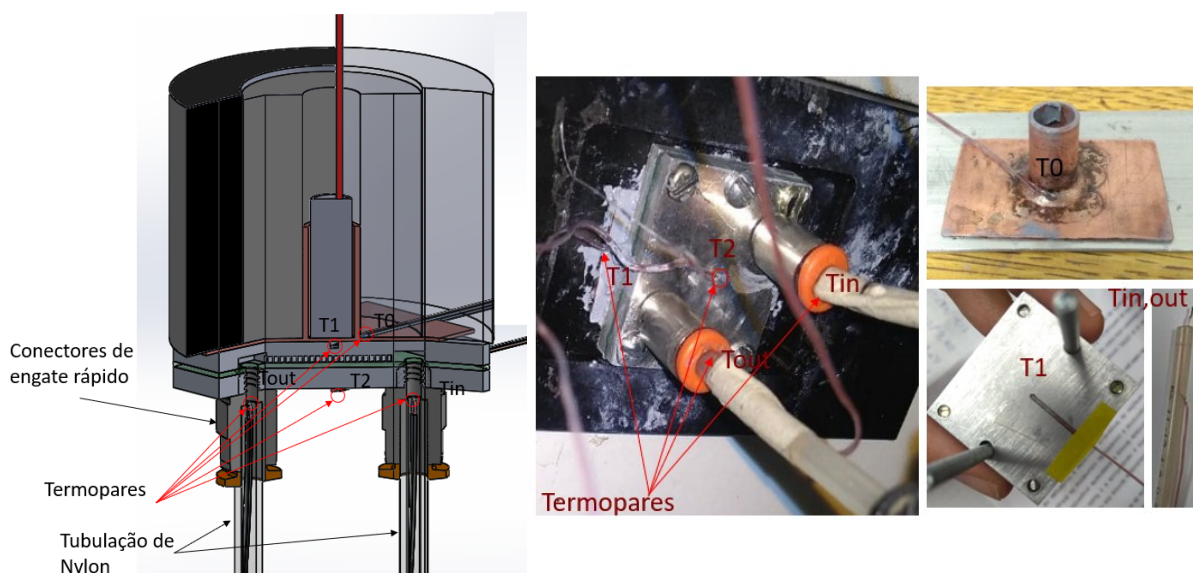


Figura 3.25 - Medição de temperatura no trocador de calor de microcanais.

3.4.5. Monitoramento e aquisição de dados

O sistema de aquisição de dados é composto de um computador para processamento central, dois multímetros Agilent 34411A e um chassi NIcDAQ-9178 Compact DAQ USB de 8 slots conectado a 4 módulos de medição dedicados como mostrado na Fig. 3.26. Os módulos e suas especificações são apresentados na Tab. 3.4. O chassi NI cDAQ-9178

transfere ao PC os sinais elétricos condicionados pelos módulos de aquisição. No computador é registrada uma leitura de dados a cada 3 segundos que são armazenados em um arquivo de planilha eletrônica para seu posterior processamento.

Tabela 3.4 - Módulos e instrumentos que compõem o sistema de monitoramento.

Modulo (E/S)	Instrumento	Grandeza	Sinal
NI9214 (E)	Termopares	Temperatura	μV
NI9203 (E)	Transmissores de pressão	Pressão manométrica	4-20mA
		Pressão manométrica	4-20mA
	Transmissor de pressão diferencial	Pressão diferencial	4-20mA
NI9401 (E)	Medidor de vazão	Vazão volumétrica	0-5V
NI9210 (S)	Microbomba	Tensão	0-5V
Agilent 34411A	Voltímetro	Tensão	0-100V
	Amperímetro	Corrente	0-10A

O monitoramento da bancada é realizado em tempo real mediante uma interface homem-máquina (HMI) desenvolvida no software LabView®, na qual são mostradas todas as variações das variáveis anteriormente mencionadas.

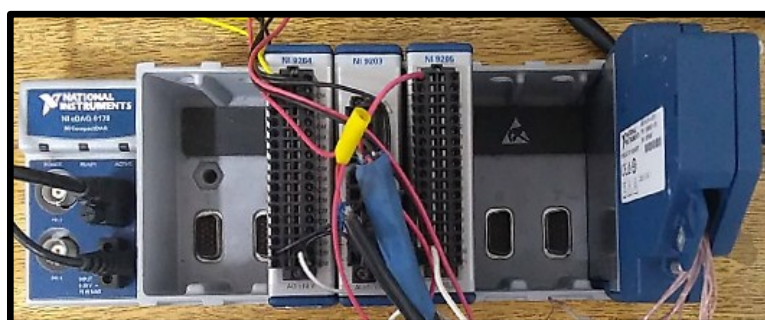


Figura 3.26 – Chassis e módulos de medição dedicados da NI.

3.5. Análise e validação da bancada experimental

Após finalizar a construção da bancada experimental, com o objetivo de validar o funcionamento dos diferentes instrumentos e dispositivos que compõem a seção de avaliação do trocador de calor de microcanais e do dissipador de calor de aletas foram realizados alguns testes preliminares. Assim, foram verificados os seguintes itens: ausência de vazamentos no circuito hidráulico, funcionamento da bomba com acoplamento magnético e do controle de vazão implementado, resposta do sistema de pré-aquecimento, funcionamento dos transmissores de temperatura, vazão e pressão, funcionamento da fonte de calor e a sincronização do sistema de aquisição e armazenamento de dados.

Para o trocador de calor de microcanais, o procedimento experimental e a análise dos dados obtidos da bancada foram inicialmente validados utilizando água destilada como fluido de referência. Isto, em vista que este é o fluido mais amplamente utilizado em estudos experimentais em microcanais reportados na literatura o que oferece a oportunidade de comparação de resultados. Desta maneira, foram realizados testes de caracterização sob diferentes condições de temperatura de entrada do fluido, calor fornecido ao sistema, vazão do escoamento e isolamento da seção de testes, a fim de conhecer os pontos de operação do sistema. A Tab. 3.5 apresenta as condições de teste inicialmente estabelecidas. No total foram realizados testes em 75 regimes de operação diferentes para a condição sem isolamento e 63 para a condição com isolamento. Adicionalmente foram realizadas réplicas aleatoriamente em diferentes condições operação estabelecidas para verificar a repetitividade da bancada experimental.

Para os resultados obtidos foi verificado o balanço de energia e também foram calculados o coeficiente de transferência de calor e o fator de atrito do fluido em escoamento monofásico em regime laminar, como será visto na seção 4.2.1.

Tabela 3.5 - Condições de trabalho para os testes iniciais com o microtrocador.

Fluido	T_{in} [°C]	Q_e [W]	\dot{V} [ml/min]	Isolamento
Água destilada	25	7	15	Não
		9	30	
		11	45	
		13	60	
		15	75	
	15	5	15	Sim
			25	
			30	
			45	
			50	
	25	10	60	
			75	

3.5.1. Balanço de energia

Com o objetivo de verificar o balanço de energia na seção de testes foi realizada uma comparação que relaciona a potência elétrica na resistência tipo cartucho que fornece o fluxo de calor na seção de teste, Q_e , com o calor dissipado no trocador de calor de microcanais Q_c . Desta maneira o erro entre estes dois parâmetros é calculado mediante a Eq. 3.36.

$$erro = \left[1 - \frac{Q_c}{Q_e} \right] * 100 \quad (3.36)$$

Seguindo a metodologia implementada no Trabalho de Fernandes de Sousa (2017), para a condição sem isolamento foram também considerados o calor cedido ao ambiente por convecção (Eq. 3.8) e radiação (Eq. 3.20), como mostrado na Eq. 3.37:

$$Q_c = Q_f + Q_{conv} + Q_{rad} \quad (3.37)$$

Assim para o cálculo das perdas de calor por convecção foi calculado o número de Rayleigh a partir da Eq. 3.17 e o coeficiente de transferência de calor por convecção ao ambiente mediante a Eq. 3.13, onde o comprimento característico L_d , nas paredes verticais e na superfície horizontal foram calculados mediante as Eq. 3.38 e 3.39.

$$L_{d,v} = 2 \cdot H_{mt} \quad (3.38)$$

$$L_{d,h} = \frac{4 \cdot A}{P} \quad (3.39)$$

Onde H_{mt} é a altura da base e da tampa do microtrocaador, ou seja, a altura da lateral; A e P são a área e o perímetro da superfície horizontal, respectivamente.

O número de Nusselt nas paredes verticais e horizontal do microtrocaador foi estimado de acordo com as Eq. 3.40 e 3.41.

$$Nu_v = 0,68 + \frac{0,67 \cdot Ra^{1/4}}{\left[1 + (0,492 / Pr)^{9/16}\right]^{4/9}} \quad (3.40)$$

$$Nu_h = 0,54 \cdot Ra^{1/4} \quad (3.41)$$

A perda total de calor por convecção é dada então pela soma do calor perdido nas paredes verticais e na superfície horizontal do microtrocaador de calor, como estabelecido na Eq. 3.42.

$$Q_{conv} = Q_{conv,v} + Q_{conv,h} \quad (3.42)$$

Desta maneira, as Fig. 3.27a e 3.27b apresentam os resultados da comparação entre a o calor fornecido ao sistema Q_e e o calor calculado no trocador de calor de microcanais Q_c , para os testes realizados com isolamento e sem isolamento, respectivamente. Os desvios representam o resultado do balanço de energia sendo que para a condição com isolamento foi menor que $\pm 5\%$ para todos os testes realizados, apresentando uma média 3,89%.

Entretanto, para a condição sem isolamento, os desvios ficaram na faixa de $\pm 15\%$, sendo 9,27% o desvio médio.

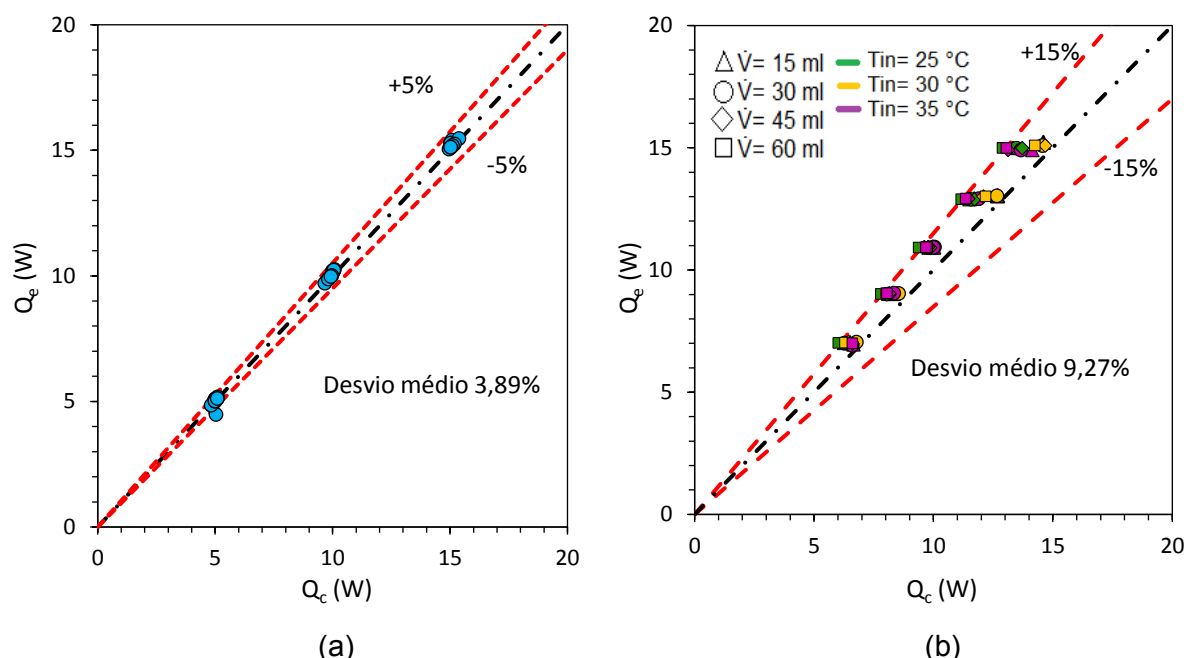


Figura 3.27 – Comparação entre o calor fornecido ao sistema (Q_e) e o calor no trocador de calor de microcanais (Q_c) para água destilada: (a) Testes com isolamento. (b) Testes sem isolamento.

No caso dos testes sem isolamento, foi calculado quanto do calor dissipado pelo trocador de calor de microcanais (Q_c) foi realmente transferido ao fluido. Desta maneira, a Fig. 3.28 apresenta a porcentagem de calor ganho pelo fluido (Q_f) nos diferentes testes realizados nesta configuração, lembrando que foi considerado uma temperatura ambiente de 25 °C.

Como pode ser observado na Fig. 3.28, a variável que mais influência no aproveitamento de calor no microtrocador pelo fluido é a temperatura de entrada do mesmo. A maior taxa de transferência de calor ao fluido foi obtida para a temperatura de entrada de 25 °C, seguido das temperaturas de 30 °C e 35 °C, respectivamente. Isto é um comportamento esperado uma vez que para uma mesma condição de fluxo de calor e vazão, uma temperatura maior na entrada do fluido promove uma maior temperatura no material dos componentes do microtrocador (base e tampa), que de acordo com as Eqs. 3.8 e 3.20 faz com que o calor cedido ao ambiente por convecção e radiação aumente. Por outro lado, também é possível notar que incrementos na vazão e no fluxo de calor favorecem a transferência de calor ao fluido.

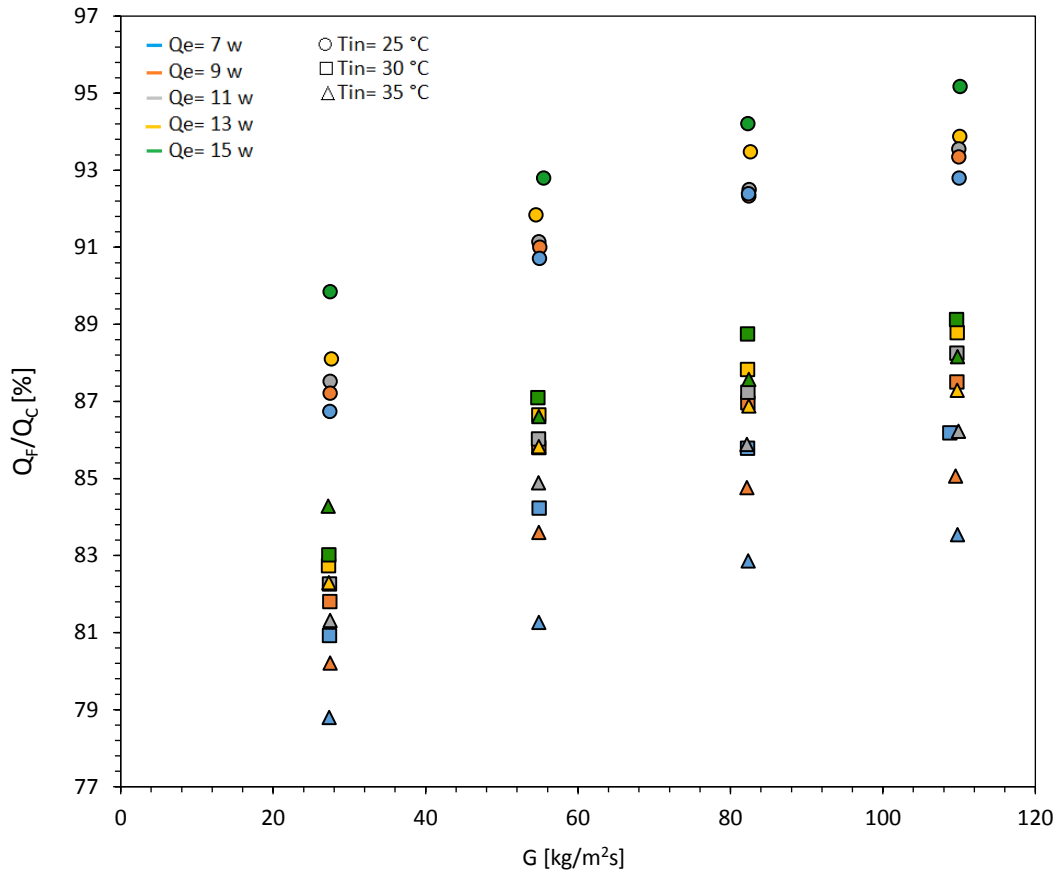


Figura 3.28 – Calor transferido ao fluido no trocador de calor de microcanais para os testes sem isolamento.

3.5.2. Comprimento de desenvolvimento hidrodinâmico e térmico

Uma vez que para análise de transferência de calor aplicada no trocador de calor de microcanais foi considerado que o escoamento está em regime laminar plenamente desenvolvido, faz-se necessário comprovar essa hipótese. Isto é realizado verificando que tanto a camada limite hidrodinâmica quanto a térmica estejam nos limites do plenamente desenvolvido. Para isto, de acordo com Lee, Garimella e Liu (2005), em microcanais o comprimento de desenvolvimento hidrodinâmico (L_{hy}) e térmico (L_{th}) para a condição de contorno de fluxo de calor constante pode ser calculado segundo as Eqs. 3.43 e 3.44, respectivamente

$$L_{hy} = 0,05 \cdot Re \cdot Dh \quad (3.43)$$

$$L_{th} = 0,05 \cdot Re \cdot Pr \cdot Dh \quad (3.44)$$

Nas Eqs. 3.43 e 3.44, Re é o número de Reynolds que representa a razão entre as forças inerciais e as forças viscosas do fluido e pode ser calculado mediante a Eq. 3.45.

$$Re = \frac{\rho \cdot V \cdot Dh}{\mu} \quad (3.45)$$

Neste trabalho, o comprimento de desenvolvimento hidrodinâmico para todas as condições de operação testadas nesta secção foi menor ao comprimento dos microcanais, o que indica que a camada limite hidrodinâmica pode ser considerada como completamente desenvolvida. No entanto, para o comprimento de desenvolvimento térmico foram encontrados valores maiores ao comprimento dos microcanais para as condições de $Re > 2100$ e $Pr > 6$. Desta maneira foi observado que em algumas condições de teste a camada limite térmica estava em desenvolvimento.

3.5.3. Coeficiente de transferência de calor

Aplicando o princípio do balanço de energia na superfície interna dos microcanais é possível afirmar que o calor transferido do microtrocador ao fluido por convecção é igual ao calor ganho pelo fluido calculado mediante a Eq. 3.35. Desta maneira o coeficiente de transferência de calor por convecção do fluido é dado pela Eq. 3.46, onde a diferença de temperatura média logarítmica para o cálculo do coeficiente de calor por convecção é definida pela Eq. 3.47

$$h_f = \frac{Q_f}{A_w \cdot LTDM} \quad (3.46)$$

$$LMTD_{conv} = \frac{(T_{bi} - T_{in}) - (T_{bi} - T_{out})}{\ln \left(\frac{T_{bi} - T_{in}}{T_{bi} - T_{out}} \right)} \quad (3.47)$$

onde T_{bi} é a temperatura interna da parede do microcanal que se relaciona com a temperatura da base superior T_{bs} de acordo com a Eq. 3.48, obtida a partir do conceito de resistência térmica que modela o processo difusivo do calor transferido na base do dissipador de calor.

$$T_{bi} = T_{bs} - \frac{Q_e \cdot A_{mt} \cdot e_{mt}}{k_{mt}} \quad (3.48)$$

Finalmente, o número de Nusselt é calculado mediante a Eq. 3.49, onde k_f é a condutividade térmica do fluido de trabalho.

$$Nu = \frac{h_f \cdot Dh}{k_f} \quad (3.49)$$

Todas as propriedades dos fluidos utilizados neste trabalho foram estimadas considerando a temperatura média do fluido na seção de teste: $T_{mf} = (T_{in} + T_{out})/2$, como temperatura de referência. Para a água destilada, as propriedades termofísicas foram determinadas através de um polinômio em função da temperatura obtido pelo software ESS.

A validação da transferência de calor por convecção em escoamento plenamente desenvolvido em regime laminar da bancada consistiu em comparar os dados experimentais com resultados teóricos obtidos dos modelos de (SIEDER e TATE, 1936), apresentado pela Eq. 3.50, que considera os efeitos de desenvolvimento na camada limite térmica, para uma faixa de aplicação de $0,48 \leq Pr \leq 16700$, $(Dh/L) \cdot Pr \cdot Re \geq 10$, e $0,0044 \leq (\mu/\mu_s) \leq 9,75$; onde μ_{bi} é a viscosidade dinâmica do fluido estimada considerando como referência a temperatura interna da parede do microcanal T_{bi} .

$$Nu = 1,86 \cdot \left[\left(\frac{Dh}{L_{mc}} \right) \cdot Re \cdot Pr \right]^{1/3} \cdot \left(\frac{\mu}{\mu_{bi}} \right)^{0,14} \quad (3.50)$$

A comparação entre os resultados do coeficiente de transferência de calor por convecção obtido mediante os dados experimentais e o obtido aplicando o modelo de (SIEDER e TATE, 1936) é apresentado na Fig. 3.29.

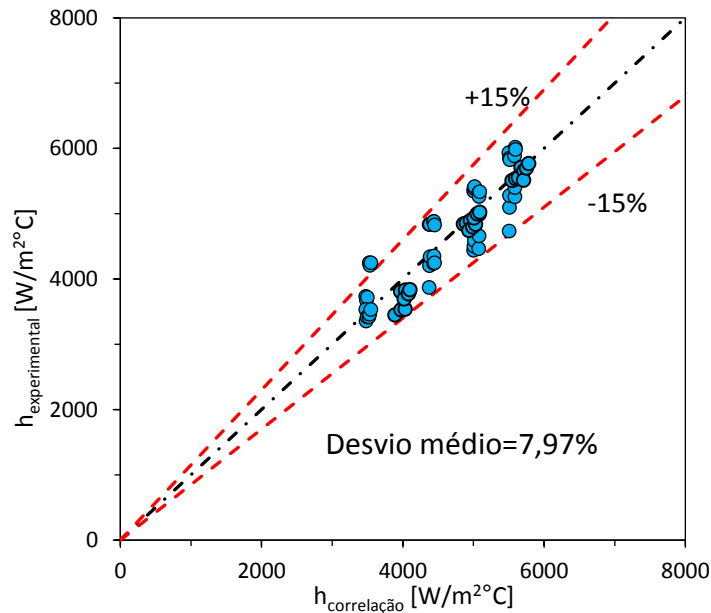


Figura 3.29 - Comparação entre o coeficiente de transferência de calor avaliado experimentalmente versus correlação de (SIEDER e TATE, 1936).

Como pode ser observado na Fig. 3.29, os resultados experimentais do coeficiente de transferência de calor estão majoritariamente dentro da faixa de erro de $\pm 15\%$, apresentando

um desvio máximo de 24% e um desvio médio de 7,97% em relação ao modelo teórico. Na seção 4.2.2 é apresentada uma análise mais aprofundada sobre o coeficiente de transferência de calor onde são consideradas outras correlações da literatura.

3.5.2. Fator de atrito

A partir dos dados obtidos dos transmissores de pressão posicionados na seção entrada e saída do trocador de calor de microcanais e em comparação com os valores fornecidos pelo transdutor diferencial, foi calculado o fator do atrito de Darcy do fluido escoando no trocador de calor de microcanais mediante a Eq. 3.51, onde V é a velocidade média do fluido.

$$f_{\text{exp}} = \frac{\Delta P_{\text{exp}} \cdot Dh}{2 \cdot L_{mc} \cdot \rho \cdot V^2} \quad (3.51)$$

Os valores calculados para o fator de atrito em base aos dados experimentais foram comparados com a distribuição de Hagen-Poiseuille descrita pela Eq. 3.52 e outros modelos da literatura como será visto na seção 4.2.2.

$$f = \frac{64}{\text{Re}} \quad (3.52)$$

A Figura 3.30 apresenta os resultados experimentais para o fator de atrito experimental comparado com a distribuição de Hagen-Poiseuille. Como pode ser observado a maior parte dos resultados para o fator de atrito experimental apresenta desvios na faixa de $\pm 15\%$, entretanto o desvio médio calculado foi de $-3,078\%$. Isto indica que o fator de atrito experimental obtido na bancada para avaliação do trocador de calor de microcanais apresenta resultados aceitáveis em comparação com o modelo clássico dado pela distribuição de Hagen-Poiseuille. Entretanto, na Fig. 3.30 é possível observar que para valores de Reynolds maiores a 1700 o desvio entre o fator de atrito experimental e o do modelo tende a aumentar. Este comportamento também foi observado no trabalho de Garimella e Singhal (2004) em que mediante testes de visualização de escoamento para um trocador de calor de microcanais com diâmetro hidráulico de $470 \mu\text{m}$, foi comprovado que a partir de valores de Reynolds superiores a 1800 o regime do escoamento passa a ser de transição, e para valores de Reynolds de mais de 2200 pode ser considerado que o escoamento está em regime turbulento. Devido ao diâmetro hidráulico do trocador de calor de microcanais estudado neste trabalho ($562 \mu\text{m}$) ser próximo ao do trabalho de Garimella e Singhal (2004), foram considerados esses valores de Reynolds para definir o regime de escoamento. Desta maneira, a vazão de 75ml/min que corresponde a valores de Reynolds entre 2000 e 2600 foi

excluída da análise de transferência de calor e dos testes realizados posteriormente com outros fluidos.

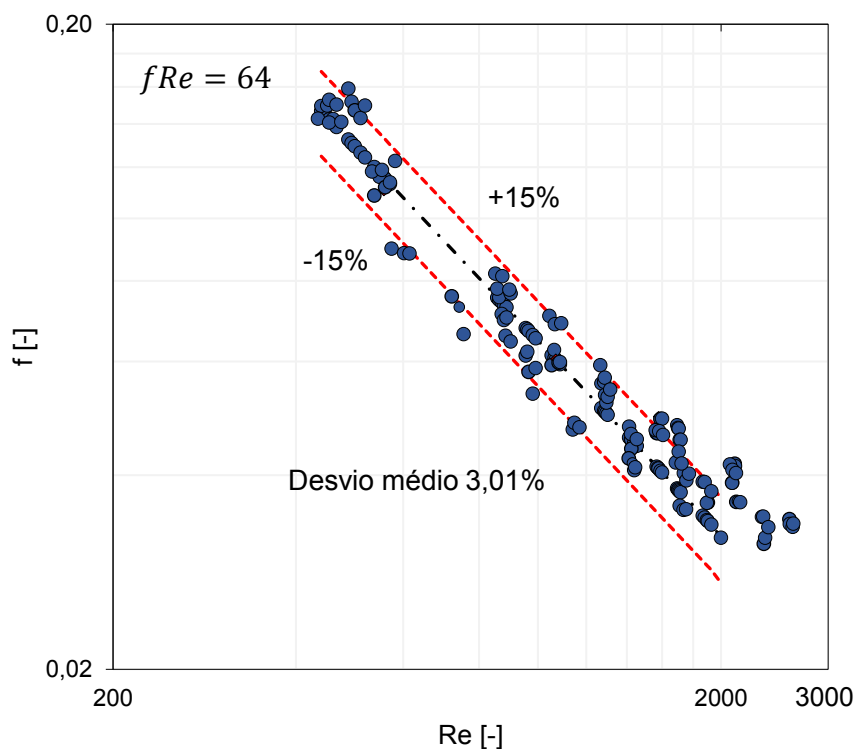


Figura 3.30 - Fator de atrito experimental em função do número de Reynolds.

3.6. Preparação das amostras de nanofluido

Segundo Murshed e Nieto de Castro (2016) um dos maiores desafios da pesquisa com nanofluidos é alcançar a estabilidade a longo prazo dos nanofluidos, pois isto depende principalmente dos métodos utilizados na preparação. A síntese ou produção de nanofluidos pode ser realizada através de duas maneiras - método de um passo e dois passos. No método de um passo, nanopartículas e fluido base são sintetizados simultaneamente aplicando vários métodos químicos ou físicos, como deposição de vapor químico. No método dois passos, inicialmente são obtidas as nanopartículas na forma de pó e depois são dispersadas no fluido base mediante a aplicação de energia externa. Nesse sentido, os nanofluidos analisados neste trabalho foram produzidos com a aplicação do método de dois passos. Foram utilizadas nanopartículas de prata (Ag) de 80nm e 20nm de diâmetro, adquiridas em forma de pó e nanopartículas de prata de 20nm funcionalizadas¹ com PVP (polivinilpirolidona) em

¹ A funcionalização de nanopartículas é um processo mediante o qual a superfície da nanopartícula é revestida com um polímero que facilita a dispersão nos fluidos base.

concentração de 75%, fornecidas pela empresa NanoAmor (Nanostructured & Amorphous Materials, Inc.). Os fluidos base utilizados para a dispersão das nanopartículas foram água destilada e uma mistura de água e etilenoglicol com 50% de concentração em massa de cada substância (H₂O+EG). As características geométricas e morfológicas das nanopartículas fornecidas pelo fabricante são apresentadas na Tab. 3.6.

Tabela 3.6 Características das nanopartículas utilizadas na produção de nanofluido.

Nanopartículas	Nomenclatura	Formato de Procedência	Morfologia	d [nm]	ρ_{np} [g/cm ³]	C_{pnp} [kJ/kg.K]
Prata (Ag)	Ag_20	Pó	Esférica	20	10,49	0,2343
Prata (Ag)	Ag_80	Pó	Esférica	80	10,49	0,2343
Prata (Ag)	Ag_PVP	Conglomerado	Esférica	20	10,49	0,2343

A fim de verificar a influência da concentração de nanopartícula dos nanofluidos nos mecanismos de transferência de calor no trocador de calor de microcanais, foi estabelecido trabalhar com três concentrações de nanopartícula ($\Phi = 0,0005\%$, $0,001\%$ e $0,005\%$) para cada fluido base e tipo de nanopartícula utilizada. As concentrações escolhidas foram baixas pois, segundo Zhang e Shao (2013), é mais provável que aconteça aglomeração em fluidos com altas concentrações de nanopartículas, o que resultaria em sérios danos aos microcanais. Consequentemente, concentrações mais baixas são mais adequadas para este tipo de aplicação. Concentrações dentro ou perto dessa faixa têm sido utilizadas em estudos recentes sobre nanofluidos em microcanais (ŞİMŞEK, COSKUN, *et al.*, 2018), (SARAFRAZ, NIKKHAH, *et al.*, 2018), (ZHAO, GUO, *et al.*, 2019). Desta maneira, antes de iniciar o processo de produção dos nanofluidos, foram calculadas as massas de nanopartícula e fluido base necessárias para obter as concentrações em volume de nanopartícula desejadas para cada nanofluido através da Eq. 3.53.

$$\phi = \frac{m_n / \rho_n}{m_n / \rho_n + m_{fb} / \rho_{fb}} \quad (3.53)$$

Onde m_n , ρ_n , m_{fb} e ρ_{fb} são a massa e massa específica da nanopartícula e a massa e massa específica do fluido base, respectivamente. Considerando que o volume de fluido requerido para a realização dos testes na bancada experimental é de aproximadamente 200 ml, foi estabelecido um volume final de produção de nanofluido de 1000 ml. Desta maneira, o restante do fluido poderia ser utilizado para realizar as medições das propriedades termofísicas como viscosidade e condutividade térmica, e para realizar testes de repetitividade na bancada.

3.6.1. Síntese dos nanofluidos

De acordo com Hwang, *et al.* (2008) na produção de nanofluidos contendo nanopartículas de prata são obtidos melhores resultados quando utilizado o processo de sonicação de alta frequência. Assim, na Fig. 3.31 são mostradas as imagens obtidas por Hwang, *et al.* (2008) com o microscópio eletrônico de transmissão (MET) para nanofluidos de prata em óleo de silicone obtidos a partir de diferentes processos de sintetização, onde pode ser notado que o método que apresenta menos aglomerações de partículas é o de sonicação de alta frequência.

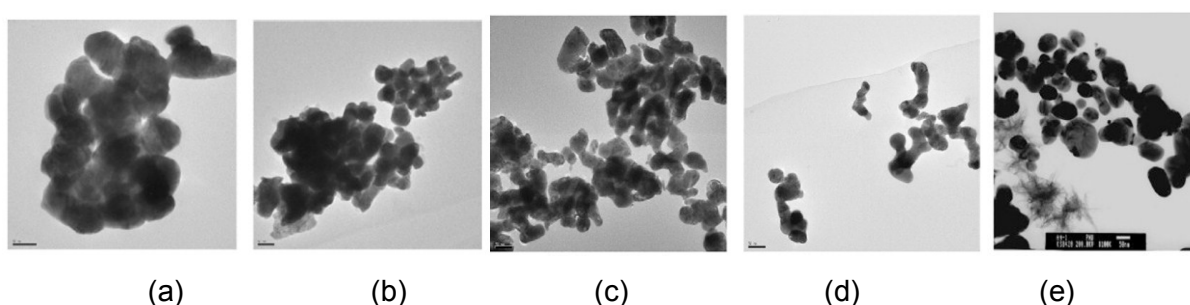


Figura 3.31 – Microscopia (MET) para nanofluidos de prata em óleo de silicone produzidos mediante o método de dois passos por: (a) Agitação manual. (b) Agitação mecânica. (c) Banho ultrassônico. (d) Sonicador de alta frequência. (e) Homogeneizador de alta pressão. (Barra de escala de 50 nm).

Fonte: (HWANG, LEE, *et al.*, 2008)

Desta maneira, na produção dos nanofluidos de prata a base água destilada (H₂O) e a mistura água com etilenoglicol (H₂O+EG) foi utilizado o sonicador de alta frequência seguindo a metodologia aplicada nos diferentes trabalhos realizados no Laboratório de Energia Sistemas Térmicos e Nanotecnologia (LEST-Nano) descrita na Fig. 3.32. Assim, inicialmente foram medidas as massas de nanopartícula e fluido base utilizadas no processo de produção do nanofluido. Seguidamente, fluido base e nanopartículas são misturados, primeiro manualmente com um agitador e posteriormente com o uso de um sonicador de alta frequência.

Como mostrado na Fig. 3.33, no processo de sonicação foi utilizado o sonicador da marca Qsonica, modelo Q500 que possui uma frequência de trabalho de 20 kHz e potência de até 500 W. O sonicador utilizado oferece a possibilidade de controlar o tempo total de sonicação, os períodos de funcionamento On/Off, e a intensidade de potência aplicada. Desta maneira cada nanofluido foi sonicado em períodos de 5s/2s durante 40 min com 75% da potência máxima do equipamento. Para evitar o aquecimento do nanofluido durante a sonicação, o recipiente contendo o nanofluido foi colocado dentro de um banho de água gelada.

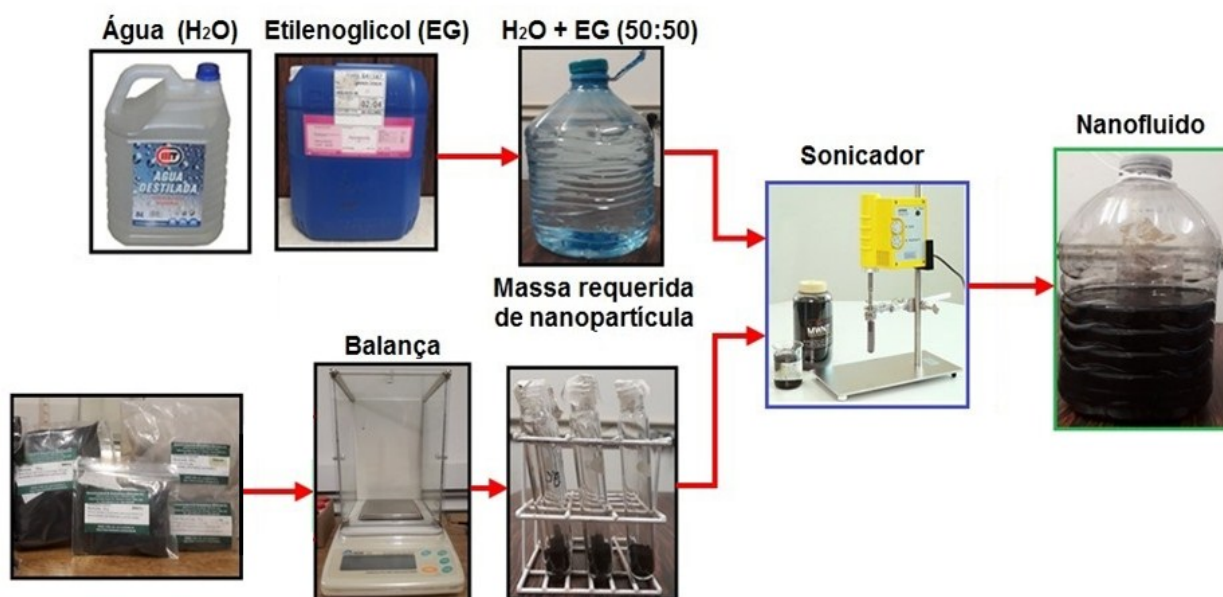


Figura 3.32 - Processo de produção de nanofluidos.

Adaptado de: (CÁRDENAS, 2019)

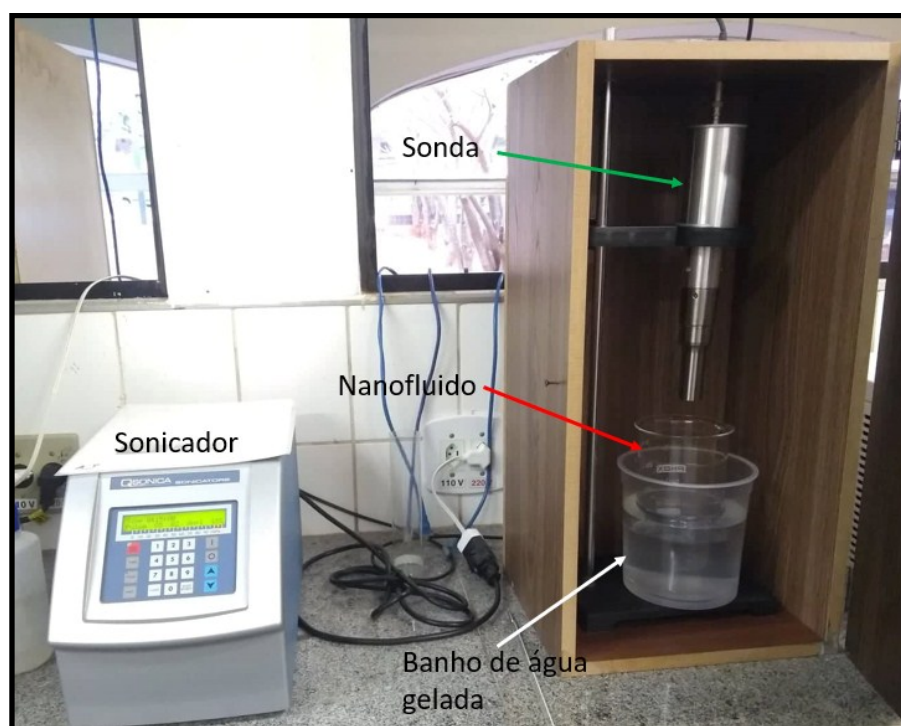


Figura 3.33 - Sonicação dos nanofluidos.

Na Tabela 3.7 são apresentados a concentração e composição dos nanofluidos produzidos para serem testados na bancada experimental

Tabela 3.7 – Descrição das amostras de nanofluido produzidas.

Nome da amostra	Nanopartícula /diâmetro [nm]	Fluido de base	[% Vol.] ϕ	[% massa] wt
Ag_20_1	Ag/20	H2O	0,0005	0,00526
Ag_20_2	Ag/20	H2O	0,0010	0,01052
Ag_20_3	Ag/20	H2O	0,0050	0,05260
Ag_80_1	Ag/80	H2O	0,0005	0,00526
Ag_80_2	Ag/80	H2O	0,0010	0,01052
Ag_80_3	Ag/80	H2O	0,0050	0,05260
Ag_PVP_1	Ag/20	H2O	0,0005	0,00526
Ag_PVP_2	Ag/20	H2O	0,0010	0,01052
Ag_PVP_3	Ag/20	H2O	0,0050	0,05260
EG_Ag_20_1	Ag/20	H2O+EG	0,0005	0,00493
EG_Ag_20_2	Ag/20	H2O+EG	0,0010	0,00986
EG_Ag_20_3	Ag/20	H2O+EG	0,0050	0,04915
EG_Ag_80_1	Ag/80	H2O+EG	0,0005	0,00493
EG_Ag_80_2	Ag/80	H2O+EG	0,0010	0,00986
EG_Ag_80_3	Ag/80	H2O+EG	0,0050	0,04915
EG_Ag_PVP_1	Ag/20	H2O+EG	0,0005	0,00493
EG_Ag_PVP_2	Ag/20	H2O+EG	0,0010	0,00986
EG_Ag_PVP_3	Ag/20	H2O+EG	0,0050	0,04915

Para verificar que os nanofluidos obtidos mediante a metodologia implementada possuam a concentração volumétrica inicialmente estabelecida, foram realizados testes de gravimetria por evaporação de amostras de pequeno volume (100 ml) para os fluidos de maior concentração. A Tab. 3.8, apresenta os resultados dos testes de gravimetria com a percentagem de decrementos médios de concentração volumétrica (ϕ_{vol}) de nanopartículas por amostra de nanofluido avaliado.

Tabela 3.8 - Comparação entre a concentração volumétrica estimada e a medida após da produção dos nanofluidos.

Amostra	ϕ_{vol} [%] (Estimada)	ϕ_{vol} [%] (Após preparação)	Decremento de ϕ_{vol} [%]
Ag_20_3	0,005	0,0047	6
Ag_80_3	0,005	0,0046	8
Ag_PVP_3	0,005	0,0046	8
EG_Ag_20_3	0,005	0,0046	8
EG_Ag_80_3	0,005	0,0045	10
EG_Ag_PVP_3	0,005	0,0047	6

Com o objetivo de comprovar a estabilidade dos nanofluidos produzidos, foram separadas pequenas quantidades (<100 ml) em recipientes de plástico transparentes e deixadas em repouso. Na Fig. 3.34 é mostrado o registro fotográfico realizado para os nanofluidos a base da mistura de água e etilenoglicol (H₂O+EG), onde as Figs. 3.34a e 3.34c apresentam as amostras de nanofluido após o processo de produção e as Figs. 3.34b e 3.34d apresentam as amostras de nanofluido após dois meses da produção para as nanopartículas

de prata de 20 e 80 nm (Ag_20, e Ag_80), respectivamente. Nas imagens pode ser observado que todas as amostras possuem aspecto visualmente estáveis após a produção, no entanto a estabilidade das amostras é degradada ao longo do tempo. Entretanto, a Fig. 3.35 mostra as amostras de nanofluido de prata com PVP (Ag_PVP), para as quais não foram observadas mudanças de estabilidade após 2 meses.

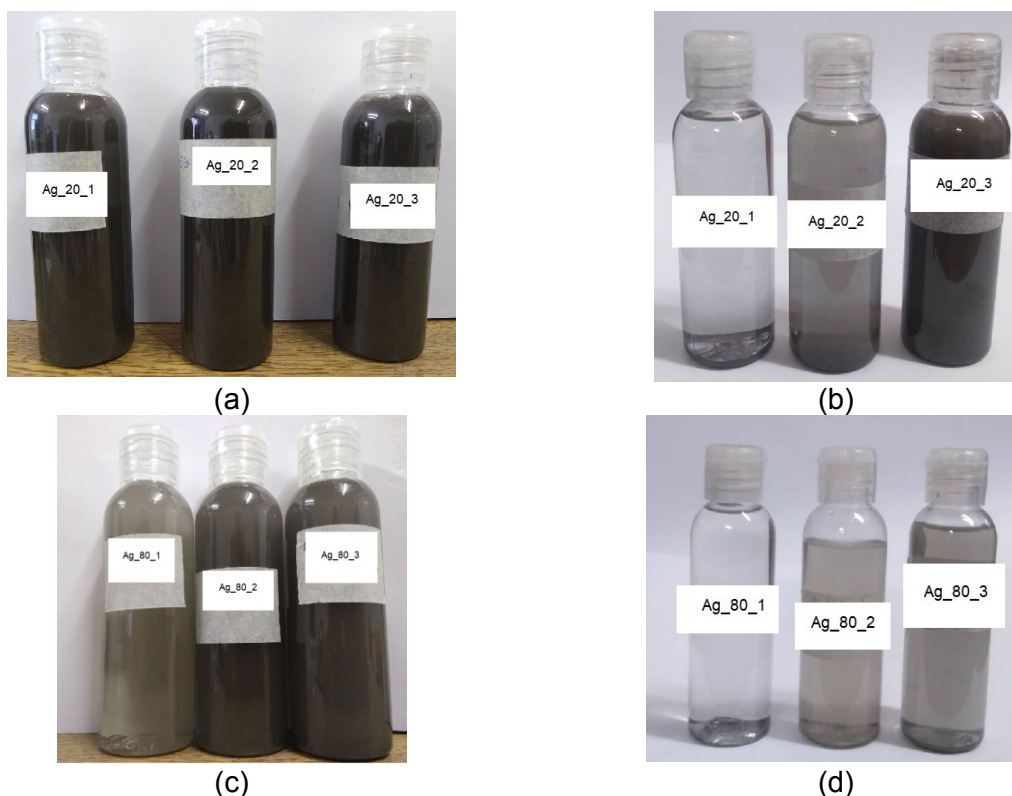


Figura 3.34 – Nanofluidos de prata a base da mistura de água com etilenoglicol (a) Amostras (Ag_20) após produção. (b) Amostras (Ag_20) após dois meses produzidas. (c) Amostras (Ag_80) após produção. (d) Amostras (Ag_80) após dois meses produzidas.

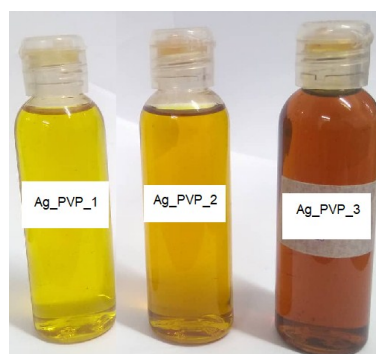


Figura 3.35 – Nanofluidos de prata com PVP.

Na Figura 3.34 é possível observar que as amostras de nanofluido com nanopartículas de prata de 80 nm apresentaram maior sedimentação de nanopartículas após dois meses de

sua produção do que as amostras de nanofluido com nanopartículas de prata de 20 nm. De acordo com Ghadimi et al, (2011) isto pode ser devido ao tamanho da nanopartícula que favorece o aumento da velocidade de sedimentação, e pode ser descrito mediante a Lei de Stokes mostrada na Eq. 3.54,

$$V_s = \frac{2 \cdot r^2}{9 \cdot \mu_{fb}} (\rho_{np} - \rho_{fb}) g \quad (3.54)$$

onde V_s é a velocidade de sedimentação das partículas; r é o raio das partículas; μ_{fb} é a viscosidade do meio líquido; ρ_{np} e ρ_{fb} são a massa específica das partículas e do meio líquido, respectivamente; g é a aceleração devido à gravidade. Desta maneira de acordo com a Eq. 3.54, a velocidade de sedimentação pode ser reduzida usando partículas de menor tamanho. Porém, no trabalho de Wu, *et al.*, (2009) é afirmado que quanto menores as nanopartículas, maior será a energia da superfície e a possibilidade de aglomeração o que pode gerar problemas de estabilidade na utilização do nanofluido em diferentes aplicações.

Por outro lado, no caso dos nanofluidos sintetizados a base de água destilada, foi observado o mesmo comportamento de degradação da estabilidade ao longo do tempo. Contudo, o processo de sedimentação das nanopartículas aconteceu em um período menor de tempo, de aproximadamente 13 dias. Isto pode ser devido ao fato que no processo de produção dos nanofluidos foi utilizado somente uma metodologia mecânica sem a aplicação de algum tratamento químico que possa melhorar a compatibilidade entre o fluido base e nanopartícula. Resultados similares de estabilidade de nanopartículas de prata de diferentes diâmetros usando água destilada como fluido base foram obtidos no trabalho de (IYAHRAJA e RAJADURAI, 2016)

3.7. Caracterização das propriedades termofísicas dos nanofluidos

Após a produção dos nanofluidos foi realizado o processo de medição de suas propriedades termofísicas com os equipamentos disponíveis no laboratório LEST-Nano. Assim, foram medidas e avaliadas experimentalmente a massa específica, a condutividade térmica e a viscosidade dinâmica de todas as amostras produzidas.

3.7.1. Condutividade térmica

Para a medição da condutividade térmica foi utilizado o analisador de propriedades térmicas (THB1 - Transient Hot Bridge) da empresa Linseis. O método THB ou método

transiente da ponte quente, é uma evolução do método transiente de fio quente (THW) que segue a diretriz da norma (DIN EN 993-14, DIN EN 993-15). O método THB utiliza uma sonda que é essencialmente uma resistência de fio de níquel isolada com kapton, que funciona como uma fonte de calor contínua, e também possui um sensor de temperatura. Desta maneira, a sonda emite um fluxo de calor constante durante um intervalo de tempo e adquire simultaneamente os valores da temperatura do material ou fluido sob teste. Portanto, a condutividade térmica é estabelecida em função da relação temperatura-tempo e das características geométricas da sonda, sob a hipótese que a sonda é uma fonte de calor pontual que está imersa em um meio homogêneo e isotrópico (OLIVEIRA, 2018). O equipamento possui uma faixa de medição de condutividade térmica de 0,1 a 1 W/m K com incerteza menor a 2%. A configuração do equipamento experimental é apresentada na Fig. 3.36. As medições de condutividade térmica para as amostras de fluido foram realizadas em uma faixa de temperatura de 10 a 50 °C com incrementos de 10 °C. Para atingir e manter as condições de temperatura desejadas foi utilizado um banho térmico. As amostras de fluido são depositadas em uma cuba com volume de 20 ml fabricada em aço inox com dupla parede que possibilita a troca de calor com o fluido à temperatura controlada pelo banho térmico. A sonda de medição é inserida na amostra de fluido contida na cuba. A medição é realizada de modo automático uma vez que as condições de teste são atingidas. Os dados são adquiridos e processados através do software THB Measurement desenvolvido pelo fabricante que está instalado no computador que opera em conjunto com o condutivímetro (CÁRDENAS, 2019).

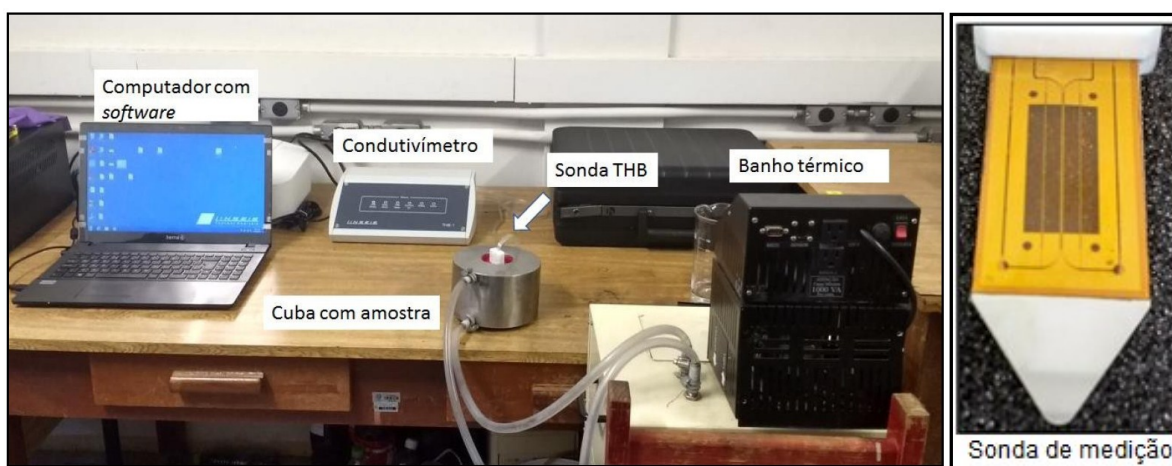


Figura 3.36- Aparato experimental para medição de condutividade térmica no laboratório LEST-Nano.

Fonte: (OLIVEIRA, 2018).

Para cada valor de temperatura foram realizadas 20 medições. Portanto, os valores apresentados da condutividade térmica para cada valor de temperatura são resultado de uma

média aritmética das 20 medições realizadas. Os resultados das medições experimentais são apresentados no capítulo 4.

3.7.2. Viscosidade e massa específica

A massa específica e a viscosidade dinâmica das amostras de nanofluido e do fluido base foram medidas utilizando o viscosímetro Modelo Stabinger™ SVM™ 3000 da empresa Anton Paar apresentado na Fig. 3.37. As incertezas de medição da viscosidade, massa específica e temperatura fornecidas pelo fabricante, são apresentadas na Tab. 3.9

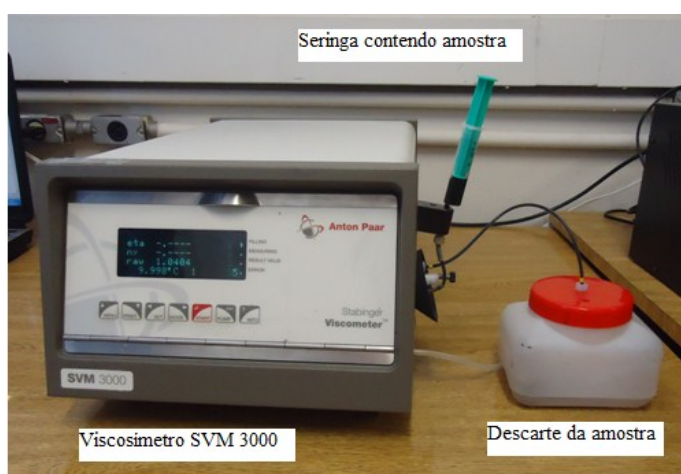


Figura 3.37.-Equipamento experimental para determinar a massa específica e da viscosidade dinâmica das amostras.

Fonte: (CÁRDENAS, 2019)

Tabela 3.9- Incerteza de medição fornecidas pelo fabricante.

Parâmetro	Faixa de medição	Incerteza de medição
Viscosidade dinâmica	0,2 a 20.000 [mPa.s]	±0,35%
Massa específica	0,65 a 3 [g/cm³]	±0,0005 g/cm³
Temperatura	-56 a 105 [°C]	±0,02 °C

O equipamento possui controle de temperatura interno mediante uma célula peltier e precisa de um pequeno volume de amostra (~2,5 ml) para executar as medições de viscosidade dinâmica e da massa específica. Desta maneira, similar as medições de condutividade térmica, a viscosidade dinâmica e a massa específica dos nanofluidos produzidos foram medidas em uma faixa de temperatura de 10 a 50°C com incrementos de 10 °C. Para cada valor de temperatura foram realizadas 6 medições. Portanto, os valores apresentados de viscosidade dinâmica e da massa específica para cada valor de temperatura

são resultado de um média aritmética das 6 medições realizadas. É importante destacar que com intuito de eliminar a presença de ar dentro das amostras foi realizada uma agitação com banho ultrassônico com duração de 5 minutos antes de cada medição.

3.7.3. Calor específico

O calor específico das amostras de nanofluido foi determinado empregando um modelo baseado no equilíbrio térmico entre as partículas e o fluido circundante dado pela Eq. 3.55.

$$c_{p,nf} = \frac{(1-\phi)(\rho \cdot c_p)_{fb} + \phi(\rho \cdot c_p)_{np}}{(1-\phi)\rho_{fb} + \phi \cdot \rho_{np}} \quad (3.55)$$

onde, a massa específica do fluido base, ρ_{fb} , foi determinada por medições experimentais e o calor específico do fluido base, $c_{p,fb}$, foi obtido da base de dados do software EES e os valores das propriedades físicas das nanopartículas, calor específico, $c_{p,np}$, e massa específica, ρ_{np} , foram fornecidos pelo fabricante das nanopartículas (Tab. 3.6).

3.5. Análise de incertezas

As incertezas das variáveis medidas ou parâmetros primários são fornecidas pelos fabricantes dos instrumentos utilizados nas medições das grandezas. Assim, a Tab. 3.10 apresenta a faixa de medição e incertezas destes equipamentos. É importante ressaltar que o intervalo de confiança adotado para as incertezas nas variáveis independentes foi de 95%.

Tabela 3.10 - Incertezas dos parâmetros primários ou variáveis medidas pelos instrumentos.

Parâmetro	Instrumento	Faixa de medição	Incerteza
T	Termopar tipo T	-200 a 350 °C	$\pm 0,2$ °C
P_{in} e P_{out}	Transmissor de pressão	0 a 50 kPa	$\pm 0,125$ kPa
ΔP	Transmissor de pressão diferencial	0 a 50 kPa	$\pm 0,2$ %
\dot{V}	Medidor de vazão tipo turbina	13 a 100 ml/min	$\pm 0,8$ %
I	Agilent 34411A	0 a 10A	$\pm 0,001A$
V	Agilent 34411A	0 a 100V	$\pm 0,01V$
m	Balança BK-500	0,01 a 510g	$\pm 0,001g$

A análise de incertezas dos parâmetros secundários restantes 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

$$y = f(x_1, x_2, x_3, \dots, x_n) \quad (3.56)$$

sendo,

$$y = y_m \pm \delta y \quad (3.57)$$

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

$$x_i = x_{mi} \pm \delta x_i \quad (3.58)$$

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:

$$\delta y = \sqrt{[(Sx_1)(\delta x_1)]^2 + [(Sx_2)(\delta x_2)]^2 + [(Sx_3)(\delta x_3)]^2 + \dots + [(Sx_n)(\delta x_n)]^2} \quad (3.59)$$

onde, Sx_i , é a denominada sensibilidade de y com relação ao parâmetro x_i , expresado por:

$$Sx_i = \frac{\partial y}{\partial x_i} \quad (3.60)$$

Para o cálculo das incertezas das variáveis associadas ao desempenho termo-hidráulico dos fluidos testados no trocador de calor de microcanais foram utilizados modelos da literatura para análise de microcanais de seção retangular. Assim, no trabalho de Steinke e Kandlikar (2005) é proposta uma metodologia para determinar as incertezas relacionadas ao cálculo do fator de atrito e do número de Nusselt de acordo com as Eq. 3.61 e 3.62.

$$\begin{aligned} \frac{U_{fRe}}{fRe} = & \left[2 \left(\frac{U_\rho}{\rho} \right)^2 + \left(\frac{U_\mu}{\mu} \right)^2 + \left(\frac{U_{\Delta P}}{\Delta P} \right)^2 + \left(\frac{U_{L_{mc}}}{L_{mc}} \right)^2 + 3 \left(\frac{U_{Q_f}}{Q_f} \right)^2 \right. \\ & \left. + 5 \left(\frac{U_{W_{mc}}}{W_{mc}} \right)^2 + 5 \left(\frac{U_{H_{mc}}}{H_{mc}} \right)^2 + 2 \left(\frac{U_{W_{mc}}}{W_{mc} + H_{mc}} \right)^2 + 2 \left(\frac{U_{H_{mc}}}{W_{mc} + H_{mc}} \right)^2 \right]^{1/2} \end{aligned} \quad (3.61)$$

$$\frac{U_{Nu}}{Nu} = \left[\left(\frac{U_{k_f}}{k_f} \right)^2 + \left(\frac{U_I}{I} \right)^2 + \left(\frac{U_V}{V} \right)^2 + 4 \left(\frac{U_{T_b}}{T_b} \right)^2 + 2 \left(\frac{U_{T_{in}}}{T_{in}} \right)^2 + 2 \left(\frac{U_{T_{out}}}{T_{out}} \right)^2 + \left(\frac{U_{L_{mc}}}{L_{mc}} \right)^2 + 5 \left(\frac{U_{W_{mc}}}{W_{mc}} \right)^2 + 5 \left(\frac{U_{H_{mc}}}{H_{mc}} \right)^2 \right]^{1/2} \quad (3.62)$$

Como pode ser observado nas Eq. 3.61 e 3.62, as incertezas relacionadas ao cálculo do fator de atrito e do número de Nusselt são altamente dependentes das incertezas de medição dos parâmetros geométricos dos microcanais, tais como largura (W), altura (H) e comprimento (L). Entretanto, neste trabalho foram consideradas as medições realizadas por Fernandes de Sousa (2017) desses parâmetros, em que foi utilizado um microscópio digital modelo KH-8700 da empresa Hirox que possui uma incerteza de medição de 0,05 μm .

Assim, as incertezas relacionadas ao cálculo dos parâmetros secundários são apresentadas na Tab. 3.11.

Tabela 3.11 - Incertezas de parâmetros secundários ou variáveis calculadas dependentes das medições

Parâmetro	Incerteza
\dot{Q}_e	$\pm 1,15\%$
\dot{Q}_f	$\pm 4,2\%$
R_T	$\pm 4,6\%$
T_{mf}	$\pm 0,3^\circ\text{C}$
Re	$\pm 3,8\%$
f	$\pm 5,7\%$
h_f	$\pm 8,9\%$
Nu_f	$\pm 9,2\%$

CAPÍTULO IV

ANÁLISE DE RESULTADOS

4.1. Método de arrefecimento passivo (dissipador de calor de aletas)

4.1.1. Resultados em laboratório

Para o dissipador de calor de aletas foram realizados testes em laboratório que permitissem verificar o valor de resistência térmica declarada pelo fabricante. Assim, todos os testes foram realizados mantendo a temperatura do ambiente em 25 °C e variando a condição de fluxo de calor em aproximadamente 450 W/m², 670 W/m², 910 W/m², e 1150 W/m². Para o cálculo do fluxo de calor no dissipador de calor de aletas foi tomada como referência a área de contato superior do dissipador.

Como mostrado na Fig. 4.1, inicialmente os testes em cada condição de fluxo de calor foram realizados em períodos de tempo diferentes com o objetivo de determinar o tempo de estabilização dos perfis de temperaturas, para as quais é apresentada a definição da notação utilizada na Tab. 4.1.

Tabela 4.1 - Variáveis medida no dissipador de calor de aletas.

Variável	Definição
T_{fc}	Temperatura na fonte de calor
T_{int}	Temperatura na interface entre a fonte de calor e o dissipador
T_{inf-c}	Temperatura na face inferior do dissipador localizada no centro geométrico do mesmo
T_{inf-bb}	Temperatura na face inferior do dissipador deslocada do centro na direção da base
T_{inf-ba}	Temperatura na face inferior do dissipador deslocada do centro na direção das aletas
T_{amb}	Temperatura ambiente
q''	Fluxo de calor

Assim, com base na Fig. 4.1 foi possível estabelecer que o sistema demora em média 32,7 min para entrar em estabilidade após ligada a fonte de calor. Para calcular o tempo de estabilização foi tomado como referência o critério de variação de 1% para cada variável. Assim, quando as temperaturas atingem 99% do seu valor final é considerado que o sistema entrou em regime permanente.

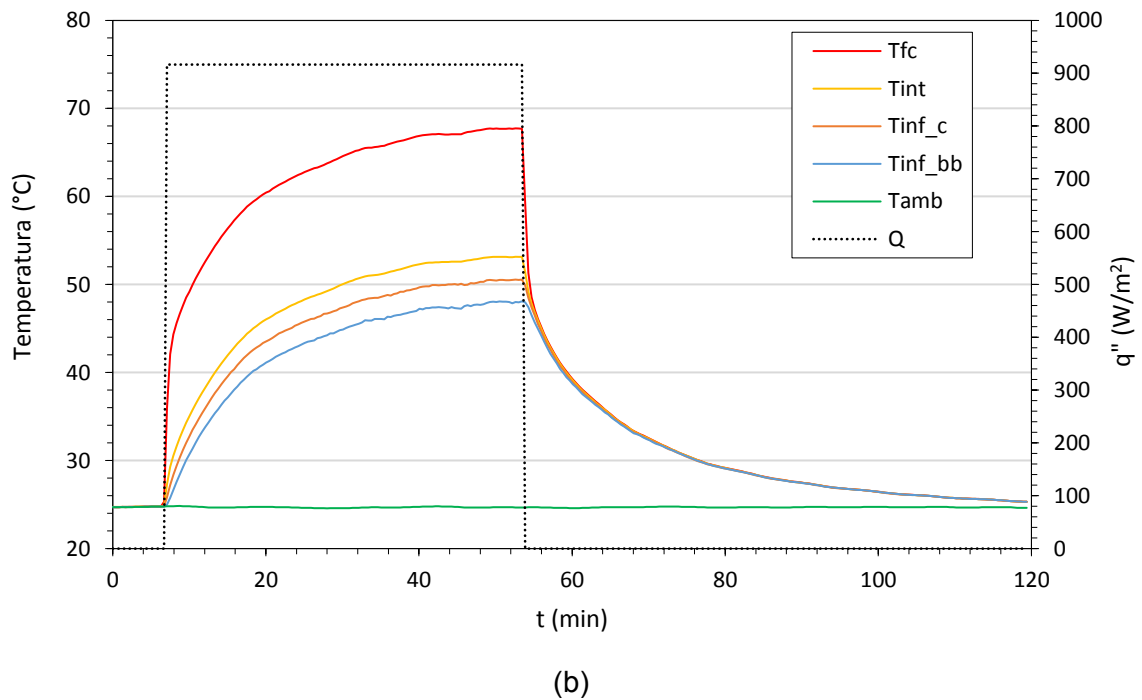
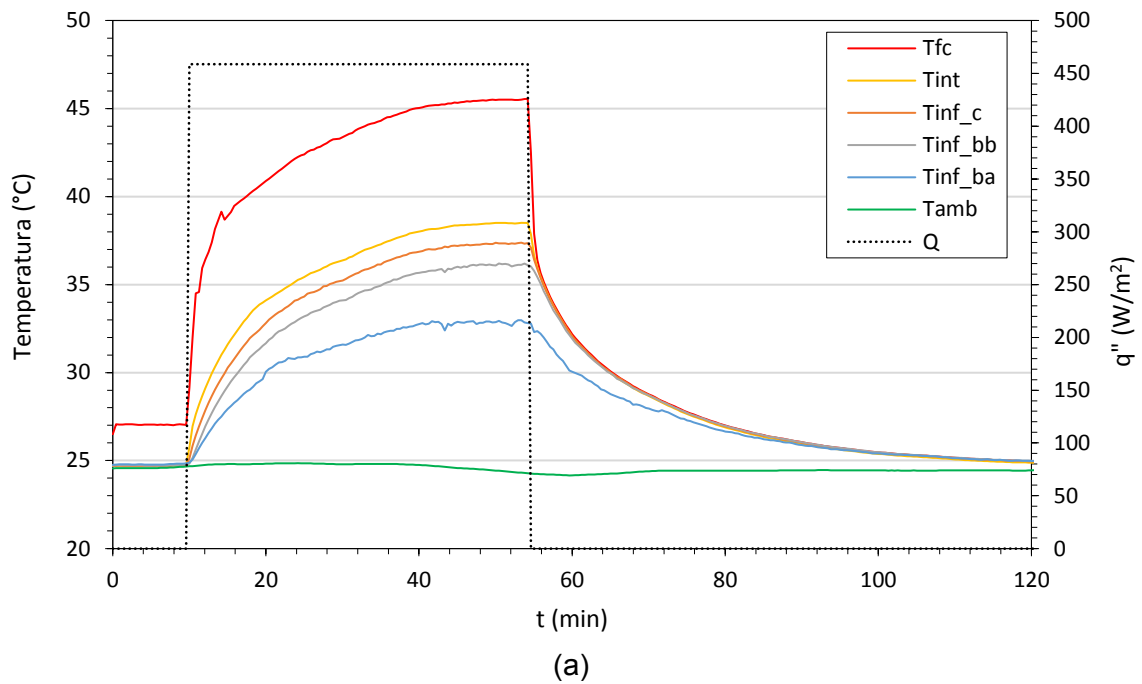


Figura 4.1 - Tempo de estabilização das temperaturas para fluxo de calor: (a) 450 W/m². (b) 910 W/m².

Após conhecer o tempo que o sistema precisa para entrar em estabilidade foram realizados testes de maneira sequencial para cada condição de fluxo de calor, com uma duração média de 45 min por teste. A Fig. 4.2 mostra a diferença de temperatura (ΔT) entre a temperatura da base do dissipador de calor (T_{int}) e a temperatura ambiente (T_{amb}) para os diferentes valores de fluxo de calor testados. Pode ser observado que a diferença de temperatura apresenta uma variação linear com o fluxo de calor. A representação matemática da resistência térmica total do dissipador de calor pode ser considerada então como a inclinação da reta apresentada na Fig. 4.2b.

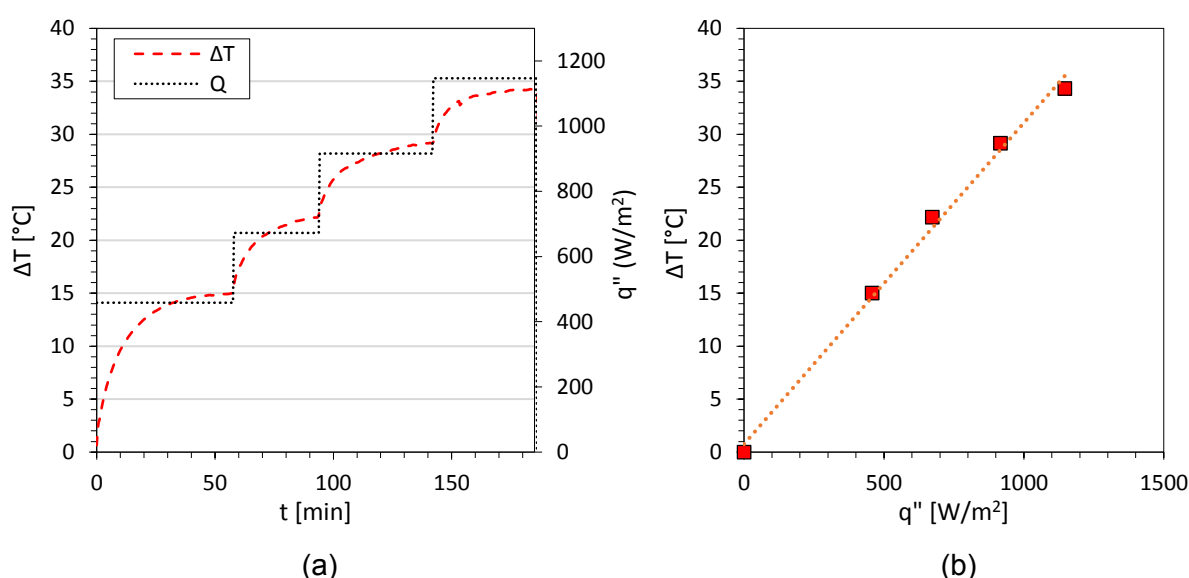


Figura 4.2 – Variação da diferença de temperatura em função do: (a) tempo de teste. (b) Fluxo de calor.

Desta maneira a Fig. 4.3a apresenta o valor da resistência térmica determinada experimentalmente e a resistência térmica total obtida com base nos cálculos realizados em função do ΔT , onde os valores médios de resistência térmica experimental e teórica foram de $2,99\text{ }^{\circ}\text{C/W}$ e $3,06\text{ }^{\circ}\text{C/W}$, respectivamente. Entretanto, de acordo com a Fig. 4.3b a maioria dos desvios entre os valores experimentais e os obtidos a partir do modelo matemático ficaram numa faixa menor ao 5%, em que a média foi de 1,14% e o máximo de 5,25%.

Tanto os valores calculados a partir do modelo matemático quanto os obtidos experimentalmente apresentaram um desvio maior a 20% quando comparado com o valor de resistência térmica declarado pelo fabricante do dissipador de calor de aletas ($2,47\text{ }^{\circ}\text{C/W}$). Contudo, os resultados desta análise foram obtidos considerando só o cenário de convecção natural.

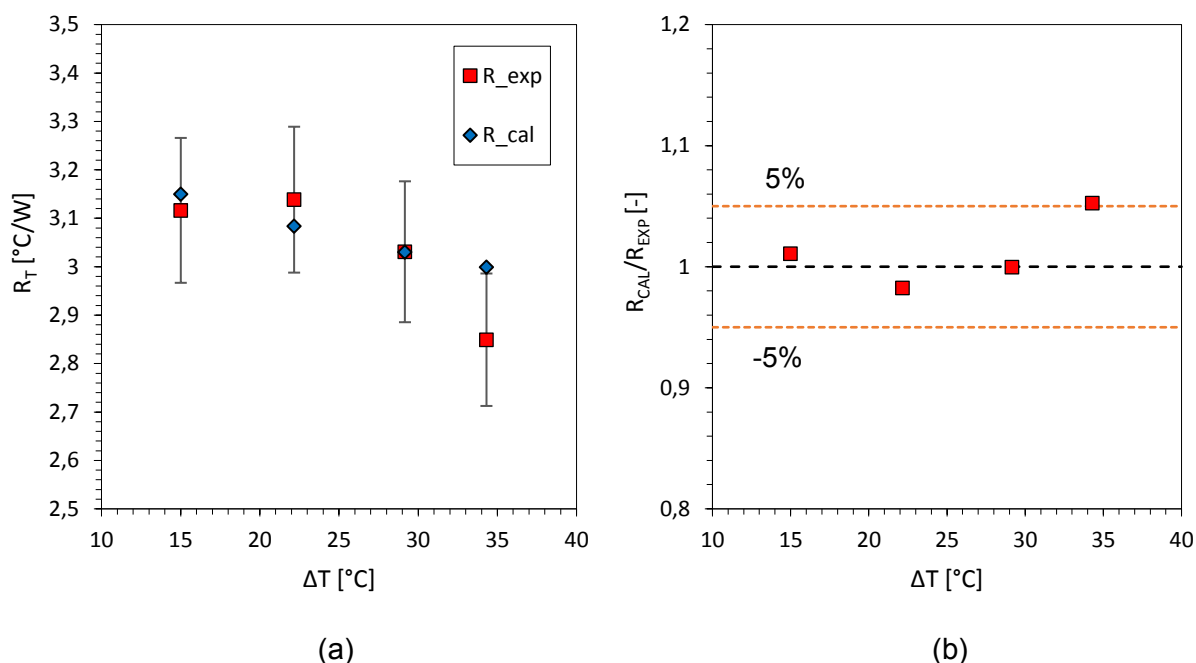


Figura 4.3 – (a) Resistência térmica do dissipador de calor de aletas (b) Comparação entre os valores calculados e os obtidos experimentalmente.

As componentes da resistência térmica total (R_T) calculada mediante o modelo implementado em função do ΔT são mostradas na Tab. 4.2, lembrando que R_{ba} é a resistência de condução de calor entre a base do dissipador e as aletas, R_{sp} é a resistência de dissipação de calor na base do dissipador devido a diferença entre as áreas de contato da fonte de calor e o dissipador de calor e $R_{d\infty}$ é a resistência entre o dissipador de calor e ambiente devido ao calor cedido por convecção e radiação.

Tabela 4.2 - Componentes da resistência térmica total calculada.

ΔT [$^{\circ}\text{C}$]	R_{ba} [$^{\circ}\text{C}/\text{W}$]	R_{sp} [$^{\circ}\text{C}/\text{W}$]	$R_{d\infty}$ [$^{\circ}\text{C}/\text{W}$]	R_T [$^{\circ}\text{C}/\text{W}$]
15,00	0,000604	0,029939	3,1196	3,1502
22,16	0,000602		3,0529	3,0834
29,16	0,000601		2,9995	3,0301
34,31	0,000600		2,9684	2,9989

Para o cálculo da resistência $R_{d\infty}$, a média da eficiência das aletas foi estimada em 56,23% e os coeficientes de transferência de calor por convecção e radiação para a base (h_b) e as aletas (h_a) do dissipador de calor são mostrados na Tab. 4.3. É possível observar que todos os coeficientes de transferência de calor calculados são diretamente proporcionais às mudanças no ΔT . Entretanto, pode ser destacado o baixo valor obtido para o coeficiente equivalente de transferência de calor por radiação para as aletas, onde o fator de vista F foi

estimado em 0,017 devido principalmente à proximidade entre aletas. Por outro lado, é possível verificar que o coeficiente global de transferência de calor por convecção (h_G) estimado, está em concordância com outros trabalhos da literatura. Por exemplo, nos trabalhos de Silva (2015) e Ahmed e Khalifa (2014), foram obtidos experimentalmente valores similares no coeficiente de transferência de calor por convecção para a mesma faixa de ΔT , para um dissipador de calor de aletas retas paralelas e um dissipador de calor com aletas forma de pinos “*pin fin*”, respectivamente.

Tabela 4.3 – Coeficientes de transferência de calor calculados para o dissipador de calor de aletas.

	ΔT [°C]	h_G [$W/m^2\text{°C}$]	h_b [$W/m^2\text{°C}$]	h_a [$W/m^2\text{°C}$]
Convecção	15,00	5,7057	4,9794	7,2736
	22,16	5,8170	6,0075	7,6876
	29,16	5,9028	6,0434	8,0732
	34,31	5,9550	6,0576	8,3502
Radiação	15,00	0,5187	5,8140	0,1387
	22,16	0,5366	6,0145	0,1506
	29,16	0,5581	6,2556	0,1620
	34,31	0,5696	6,3843	0,1694

A comparação entre o fluxo de calor calculado mediante o modelo matemático e os dados experimentais é mostrada na Fig. 4.4, onde pode ser notado que a maioria dos pontos avaliados apresentaram um desvio menor que 5%. Os desvios médio e máximo entre o fluxo de calor calculado e o experimental foram de 4,87%, e 8,17%, respectivamente.

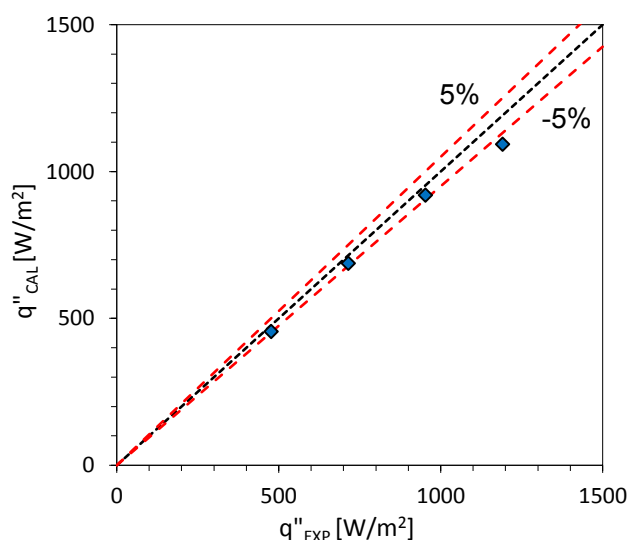


Figura 4.4 - Comparação entre o fluxo de calor calculado e o experimental.

Os aportes da convecção e radiação ao fluxo de calor total calculado em função do ΔT são mostrados na Fig. 4.5, onde é possível observar que com o incremento do ΔT , a taxa de transferência de calor por radiação aumenta enquanto a taxa de transferência de calor por convecção diminui. Contudo o fluxo de calor por radiação não supera o 9% do fluxo de calor total.

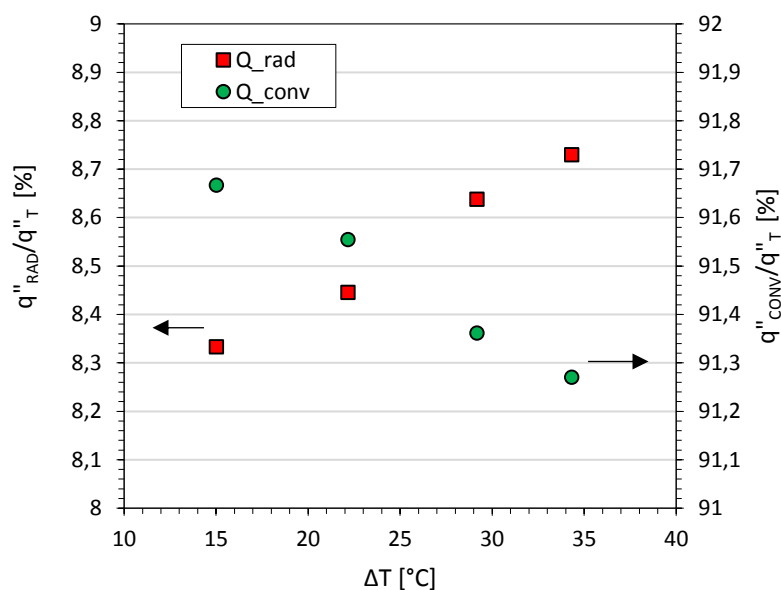


Figura 4.5 – Aportes da convecção e da radiação ao fluxo de calor total.

Adicionalmente, a Tab. 4.4 apresenta as contribuições na transferência de calor por convecção da base e das aletas do dissipador de calor para cada ΔT obtido.

Tabela 4.4 – Aportes da base e aletas do dissipador de calor à convecção.

ΔT [°C]	Calor na Base do dissipador (%)	Calor nas Aletas (%)
15,00	13,25	86,75
22,16	14,40	85,60
29,16	14,34	85,66
34,31	14,29	85,71

No caso da transferência de calor por radiação, os aportes da base e das aletas do dissipador de calor foram de 80,33 % e 19,67%, respectivamente, para todos os testes, uma vez que a transferência de calor por radiação depende somente da emissividade e dos parâmetros geométricos do corpo.

4.1.2. Resultados em campo

Para a análise térmica do dissipador de calor em campo foi necessário adicionar as camadas dos diferentes materiais que compõem a célula multijunção no parâmetro de resistência por condução, pois diferentemente da metodologia abordada para os testes em laboratório, não foi medida a temperatura de base do dissipador de calor. A Fig. 4.6. mostra as diferentes camadas que devem ser consideradas para o cálculo da temperatura de base (T_b) a partir da temperatura medida (T_m) nas proximidades da célula fotovoltaica. As temperaturas T_s e T_∞ representam a temperatura de superfície do dissipador e a temperatura ambiente, respectivamente. Na Tab. 4.5 são apresentados os valores de condutividade térmica e a espessura da camada de cada material considerado na Fig. 4.6

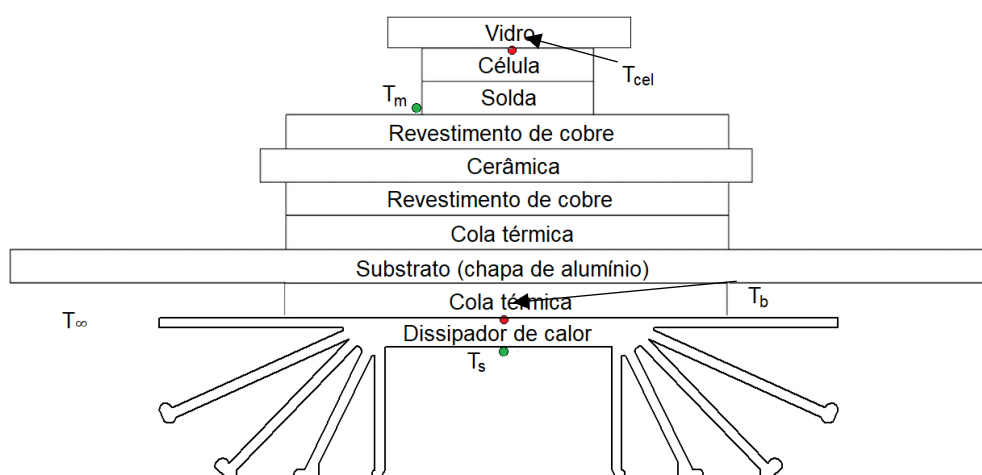


Figura 4.6 - Secção transversal do receptor HCPV.

Adaptado de: (MICHELI, FERNÁNDEZ, *et al.*, 2016)

Tabela 4.5 - Condutividade térmicas consideradas na análise em campo.

Camada	Material	Espessura (mm)	Condutividade térmica [W/m K]
Célula	Ge	0,18	60
Solda	SnAgCu	0,125	78
R. cobre	Cu	0,25	400
Cerâmica	AlNi	0,32	285
R. cobre	Cu	0,25	400
Cola térmica	Al ₂ O ₃ -	0,05	2,5
Substrato	Al	1,5	229
Cola térmica	Al ₂ O ₃ -	0,05	2,5

Adaptado de: (MICHELI, FERNÁNDEZ, *et al.*, 2016)

A fim de determinar a eficiência de produção de energia elétrica da célula fotovoltaica, faz-se necessário determinar a sua temperatura (T_{cel}). Desta maneira, a resistência total por condução calculada entre os pontos T_m e T_b e entre os pontos T_m e T_{cel} foi de 0,3864 °C/W e 0,1152 °C/W, respectivamente. Consequentemente, conhecendo os valores de T_b e T_{cel} é possível aplicar a análise de transferência de calor descrita na seção 3.2.2.

O sistema fotovoltaico de alta concentração descrito na seção 3.1, foi testado por um período de 30 dias consecutivos, entretanto durante os testes foram verificados a existência de pequenos desalinhamentos no controle do seguidor causados principalmente por folgas mecânicas na estrutura do mesmo. A Fig. 4.7 mostra o funcionamento do sistema de alta concentração fotovoltaico em um dos dias de teste, onde pode ser claramente notado que há descontinuidade na produção de potência elétrica devido aos erros de alinhamento por parte do seguidor solar. No caso das temperaturas também são percebidas irregularidades, representadas pela alta dispersão nos perfis de temperatura das células.

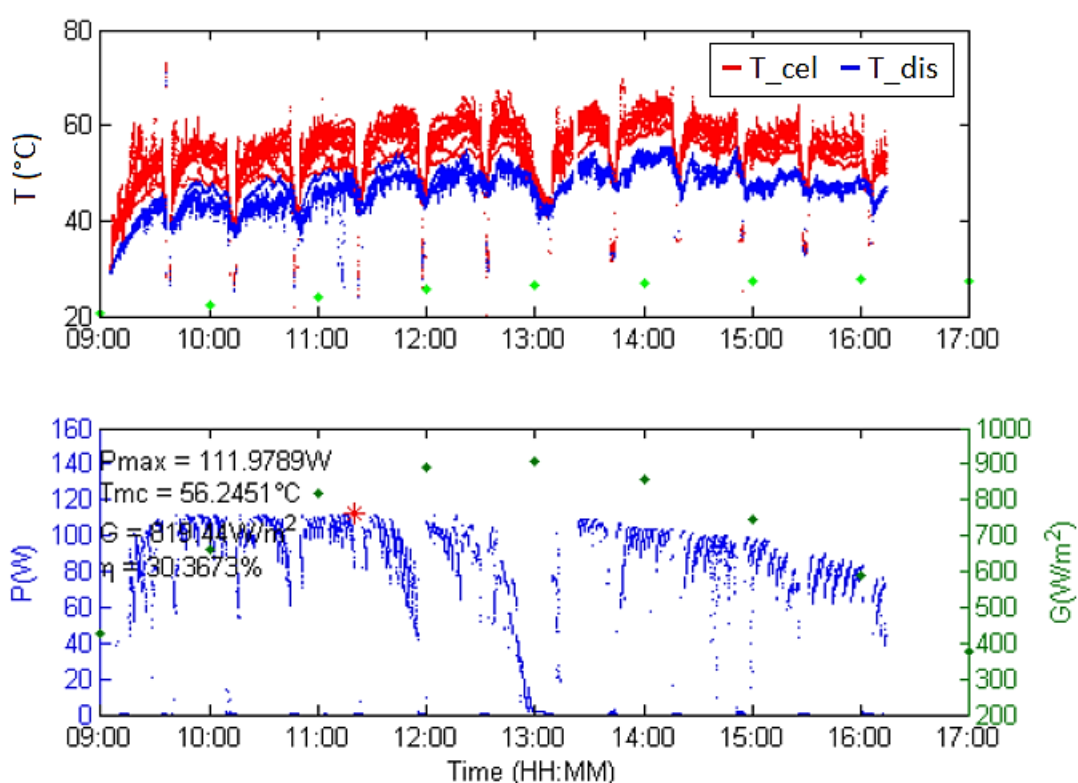


Figura 4.7 – Exemplo de funcionamento do sistema de alta concentração fotovoltaico (dia 21/09/2018).

Contudo, foi possível analisar alguns períodos de operação em diferentes dias de teste a fim de avaliar o comportamento térmico do dissipador de calor aplicado a um sistema HCPV em condições reais de operação. Os períodos de teste selecionados, tiveram uma duração

mínima de 30 minutos em que foi obtido um perfil estável de funcionamento do sistema e todos aconteceram na faixa horária de 11-13h, que corresponde ao tempo de operação no qual o suporte do modulo está em uma posição semi-horizontal. Isto, com intenção de minimizar os erros por causa de folgas mecânicas na estrutura de seguimento.

A partir dos testes realizados em campo foram extraídas as seguintes informações: potência elétrica gerada pelo modulo HCPV (P_m), radiação solar (H), eficiência elétrica do sistema HCPV (η_{sis}), velocidade do vento (V_v), temperatura medida próxima à célula (T_{mcel}), temperatura na superfície inferior do dissipador de calor (T_{sd}) e temperatura do ambiente (T_{∞}). Estes dados foram sumarizados na Tab. 4.6, onde o valor da radiação solar (G) e da velocidade do vento (V_v) foram tomados da estação meteorológica da Universidade Federal de Uberlândia, localizada ao lado do local de ensaios.

Tabela 4.6 - Informações dos testes.

Teste	P_m [W]	S [W/m ²]	η_{sis} [%]	V_v [m/s]	T_{mcel} [°C]	T_{sd} [°C]	T_{∞} [°C]
1	116,03	830,99	31,02	2,0	63,14	54,79	29,9
2	108,60	837,50	28,82	1,9	65,84	58,71	30
3	121,61	906,90	29,79	2,0	65,17	56,04	28,2
4	111,26	815,00	30,33	1,4	64,68	57,26	30,9
5	108,70	832,20	29,02	2,0	66,95	56,84	31,1
6	106,60	808,11	29,31	3,4	57,56	48,67	29,6
7	109,14	905,80	26,77	3,2	62,88	54,09	30,4
8	114,703	911,7	27,95	3,5	58,57	50,83	28,5

Como observado na Tab. 4.6, o valor da velocidade do vento para todos os testes foi maior que zero. Isto pode implicar que, diferentemente dos testes em laboratório, a transferência de calor por convecção não seja mais livre e sim mista ou forçada. Um parâmetro que ajuda na identificação do mecanismo de transferência de calor por convecção, é conhecido como o número de Richardson (Eq. 4.1).

$$Ri = \frac{Gr}{Re^2} \quad (4.1)$$

onde Gr é o número de Grashof, que é a razão entre as forças de empuxo e as forças viscosas de um fluido, e pode ser calculado através da Eq. 4.2, onde β é o coeficiente de expansão térmica do fluido.

$$Gr_L = \frac{g \cdot \beta (T_s - T_{amb}) L^3}{\nu^2} = Ra / Pr \quad (4.2)$$

Assim, se $Ri > 1$ prevalecem os efeitos da convecção natural no processo de transferência de calor; se $Ri = 1$ existe convecção de calor mista e o coeficiente de convecção do processo de transferência de calor é dado então pela adição do coeficiente de convecção natural e forçada; por último, se $Ri < 1$, convecção de calor forçada é a dominante no processo de transferência de calor.

Na convecção mista, o número de Nusselt do calor transferido ao ambiente por convecção forçada foi calculado mediante a Eq. 4.3 que é a solução clássica para escoamento externo sobre uma placa plana aquecida em regime laminar.

$$Nu_F = 0,664 \cdot Re^{1/2} \cdot Pr^{1/3} \quad (4.3)$$

Finalmente, o número de Nusselt da convecção mista foi calculado de acordo com a Eq. 4.4, onde n é um coeficiente de correlação que de acordo com Incropera e Dewitt (1996) pode adquirir valores entre 3 e 4, entretanto a melhor correlação dos dados é obtida com $n = 3$.

$$Nu^n = Nu_N^n + Nu_F^n \quad (4.4)$$

A análise térmica foi aplicada para apenas uma célula do modulo HCPV. Desta maneira, a primeira parte da metodologia consiste em determinar experimental e teoricamente o balanço de energia (elétrica e calor) na célula fotovoltaica. Estas informações são apresentadas na Tab. 4.7, onde E_l é a energia solar que atinge a superfície da lente concentradora, E_{cel} é a energia que atinge a célula fotovoltaica considerando a eficiência ótica do concentrador, η_{cel} é a eficiência elétrica da célula calculada a partir da temperatura da célula (T_{cel}), P_{cel_exp} é a potência elétrica da célula calculada de maneira experimental a partir da potência do módulo (P_m) HCPV, P_{cel_teo} é a potência elétrica da célula calculada de maneira teórica mediante a eficiência elétrica calculada na célula, \dot{Q}_{cel_exp} e \dot{Q}_{cel_teo} são a taxa de transferência dissipado na célula fotovoltaica dado pelo balanço de energia na célula para os valores experimental e teórico, respectivamente.

Segundo Zhang, Yin e Jin (2019) em todos os sistemas de rastreamento solar sempre existe um erro de rastreamento que pode ser minimizado mediante a aplicação de diferentes estratégias, assim, foi considerado um erro mínimo de rastreamento de $0,3^\circ$ para o qual é dada uma eficiência ótica de 85,51% (Tab. 3.1). Além disto, de acordo com os resultados mostrados no estudo de Ferrer-Rodríguez, *et al.* (2018) também deve ser levada em conta a eficiência do segundo concentrador que para o caso da geometria utilizada em este trabalho

corresponde a 95,3%. Desta maneira a eficiência ótica total utilizada nos cálculos foi de 81,5%.

Na Tabela 4.7 é possível notar que a maioria dos valores experimentais de potência elétrica gerada ficaram abaixo dos valores teóricos, isto indica que alguma das variáveis de eficiência pode estar sendo sobrestimada com respeito a seu valor real.

Tabela 4.7 - Balanço de energia na célula fotovoltaica.

Teste	E_l [W]	E_{cel} [W]	η_{cel} [%]	P_{cel_exp} [W]	P_{cel_teo} [W]	\dot{Q}_{cel_exp} [W]	\dot{Q}_{cel_teo} [W]
1	18,70	15,24	39.24	5.80	5.98	9.44	9.26
2	18,84	15,36	39.11	5.43	6.01	9.93	9.35
3	20,41	16,63	39.14	6.08	6.51	10.55	10.12
4	18,34	14,94	39.17	5.56	5.85	9.38	9.09
5	18,72	15,26	39.06	5.44	5.96	9.82	9.30
6	18,18	14,82	39.50	5.33	5.85	9.49	8.96
7	20,38	16,61	39.25	5.46	6.52	11.15	10.09
8	20,51	16,72	39.46	5.74	6.60	10.98	10.12

A Tabela 4.8 mostra as principais variáveis calculadas na análise de transferência de calor para os diferentes testes avaliados, onde h_{conv} é o coeficiente de transferência de calor por convecção.

No cálculo do h_{conv} apresentado na Tab. 4.8, foi considerado convecção natural para os pontos de teste de 1 a 5, onde o Ri foi consideravelmente maior que um. Para os pontos de teste de 6 a 8 foi considerado convecção mista.

Tabela 4.8 – Variáveis calculadas na análise da transferência de calor por convecção.

Teste	T_{cel} [°C]	T_b [°C]	Re [-]	Ri [-]	h_{conv} [W/°C m²]
1	64,90	58,45	891,35	3,69	5,748
2	67,61	59,55	844,47	4,22	5,792
3	67,09	60,13	892,43	4,14	5,912
4	66,41	60,90	618,16	7,94	5,823
5	68,71	60,64	883,62	3,80	5,789
6	59,66	52,35	1541,96	0,99	7,261
7	64,80	58,41	1426,93	1,37	7,316
8	60,50	55,08	1582,73	1,09	7,447

Os resultados da transferência de calor para o ambiente calculados são apresentados na Tab. 4.9, onde \dot{Q}_{conv} e \dot{Q}_{rad} são as taxas de transferência de calor cedido ao ambiente por convecção e radiação, respectivamente; Q_G é o calor global dissipado e $1 - Q_G/Q_{cel_exp}$ representa os desvios entre o calor calculado mediante o modelo e o calor estimado experimentalmente. Desta maneira, comparando os valores da Tab. 4.8 com os resultados da

Tab. 4.9, pode ser observado que os menores desvios foram obtidos para os números de Richardson correspondentes ao maior (convecção natural pura) e ao mais próximo de um. Isto pode implicar que o processo de transferência de calor por convecção para os números de Richardson calculados na faixa de 3 a 5 sofreriam uma influência muito leve da convecção forçada. Contudo, todos os desvios ficaram numa faixa menor a $\pm 4\%$ com média de 0,8%.

Tabela 4.9 – Calor dissipado na célula em condições reais de operação.

Teste	\dot{Q}_{conv} [W]	\dot{Q}_{rad} [W]	\dot{Q}_G [W]	$1 - \dot{Q}_G/\dot{Q}_{cel_exp}$ [%]
1	8,41	0,71	9,13	3,26
2	8,78	0,78	9,56	3,71
3	9,68	0,79	10,47	0,72
4	8,96	0,63	9,59	-2,23
5	8,77	0,79	9,56	2,68
6	8,72	0,57	9,29	2,07
7	10,82	0,68	11,50	-3,15
8	10,45	0,60	11,06	-0,70

A Figura 4.8 mostra a variação da resistência térmica total em função do número de Reynolds, onde os quadrados vermelhos representam os dados experimentais e os losangos azuis representam os dados calculados mediante o modelo implementado.

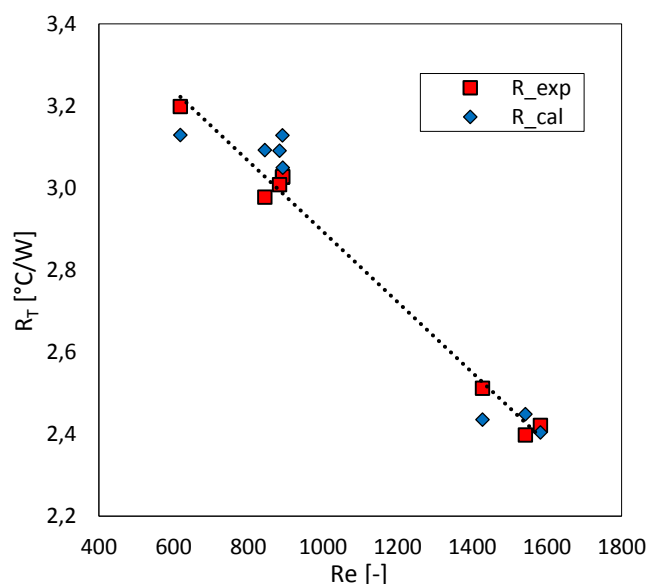


Figura 4.8 – Variação da resistência térmica.

Os dados experimentais mostraram que a resistência térmica total diminui linearmente com os incrementos no número de Reynolds. Similar com o mostrado na Tab. 4.9, os maiores desvios entre os valores calculados de maneira teórica e os dados experimentais foram

encontrados para valores intermediários entre o menor e maior Reynolds. A média aritmética da resistência térmica total para Reynolds menores que 1000 (somente convecção natural) foi de 3,10 °C/W e 3,05 °C/W para os dados teóricos e experimentais, respectivamente. Por outro lado, a média da resistência térmica para Reynolds maiores que 1400 (convecção mista) foram de 2,43 °C/W e 2,44 °C/W, respectivamente para os dados teóricos e experimentais. Cabe destacar que estes valores são bastante semelhantes com o valor de resistência declarada pelo fabricante do dissipador de calor (2,47 °C/W).

4.2. Método de arrefecimento ativo (trocador de calor de microcanais)

Uma vez verificado o balanço de energia da bancada experimental (secção 3.5.1), foi possível realizar as baterias de testes adquirindo os 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 dos fluidos avaliados no microtrocador de calor. Os experimentos foram realizados conforme as condições operacionais descritas na Tab. 4.10. Portanto, para cada fluido foram realizados 24 experimentos, sendo realizados um total de 384 experimentos considerando todas as amostras produzidas de nanofluidos e fluidos base. Na Tab. 4.10, para o cálculo do fluxo de calor fornecido ao sistema (q_e''), é utilizado como valor de referência a superfície aquecida do trocador de calor de microcanais. Os resultados médios das variáveis medidas dos testes realizados para a validação da bancada com os fluidos base são sumarizados no Anexo I.

Inicialmente são apresentados os resultados do coeficiente de transferência de calor por convecção obtido para os fluidos base em comparação com correlações clássicas de transferência de calor em escoamento laminar plenamente desenvolvido. Posteriormente, é apresentada a comparação entre os resultados do coeficiente de transferência de calor por convecção das amostras de nanofluido e dos fluidos base.

Tabela 4.10 - Variação dos parâmetros operacionais de ensaio.

$T_{entrada}$ [°C]	q_e'' [kW/m²]	\dot{V} [ml/min]	Regime
25	≈7,3	15	Laminar
		30	Laminar
35	≈14,5	45	Laminar
		60	Laminar
	≈21,8		

Também é analisada a queda de pressão e o fator de atrito dos diferentes fluidos testados no trocador de calor de microcanais, comparando os resultados obtidos para os fluidos base com resultados experimentais e correlações encontradas na literatura. Por fim, é realizada uma avaliação do desempenho termo-hidráulico das amostras de nanofluido testadas na bancada experimental.

4.2.1. Comprimentos de desenvolvimento hidrodinâmico e térmico

Foram avaliados os comprimentos de desenvolvimento hidrodinâmico e térmico conforme descrito na secção 3.5.2 e os dados obtidos foram comparados com dados da literatura a fim de contextualizar da melhor maneira possível o presente trabalho. Adicionalmente foram também calculados o comprimento hidrodinâmico adimensional (x^*) e o comprimento térmico adimensional (x^+) mediante as Eqs. 4.5 e 4.6, respectivamente. Isto é realizado para verificar que o critério de 0,05 adotado nos cálculos dos comprimentos de desenvolvimento seja adequado para este estudo.

$$x^* = L / (Dh \cdot Re) \quad (4.5)$$

$$x^+ = L / (Dh \cdot Re \cdot Pr) \quad (4.6)$$

A Tabela 4.11 apresenta os resultados obtidos para os comprimentos de desenvolvimento hidrodinâmico e térmico para os maiores Reynolds do regime de escoamento em comparação com outros trabalhos experimentais da literatura com água como fluido de trabalho.

Tabela 4.11 – Comparação do comprimento de desenvolvimento com dados da literatura.

Autor	Dh [μm]	L [mm]	Re	x^*	x^+	L_h/L	L_{th}/L
Rahman e F. Gui, (1993)	435	46	1150	0,092	0,017	0,54	2,99
Peng e Peterson (1996)	343	50	1000	0,146	0,025	0,34	1,99
Harms <i>et al.</i> (1999)	403	25	800	0,077	0,013	0,65	3,75
Qu e Mudawar (2002)	349	44,8	700	0,183	0,037	0,27	1,36
Bucci <i>et al.</i> (2003)	520	70	110	0,122	0,022	0,41	2,25
Lee <i>et al.</i> (2005)	534	25,4	1800	0,015	0,030	3,20	17,59
Presente trabalho ^a	562	13	2070	0,268	0,054	0,18	0,91
Presente trabalho ^b	562	13	690	0,830	0,041	0,06	1,19

^a Dados para água destilada

^b Dados para a mistura de água destilada com etilenoglicol

Adaptado de: (LEE, GARIMELLA e LIU, 2005)

Assim, com base na Tab. 4.11 é possível afirmar que para os testes realizados com água destilada o escoamento é laminar completamente desenvolvido, tanto na camada hidrodinâmica quanto na camada limite térmica pois a razão entre o comprimento de desenvolvimento hidrodinâmico e térmico com respeito ao comprimento dos microcanais (L_h/L e L_{th}/L) foi menor que um nos dois casos.

Por outro lado, para a mistura de água destilada com etilenoglicol, para Reynolds maiores a 400, foi encontrado que só a camada limite hidrodinâmica está completamente desenvolvida enquanto a camada limite térmica está em desenvolvimento. Em comparação com os resultados dos trabalhos citados na Tab. 4.11, é notado que isto é uma característica repetitiva no escoamento laminar em microcanais. De acordo com Lee, Garimella e Liu (2005), este fenômeno não representa nenhum problema em particular enquanto sejam utilizadas, para avaliação dos resultados, correlações que tenham validade também para escoamento em desenvolvimento.

4.2.2. Coeficiente de transferência de calor por convecção

Os resultados do coeficiente de transferência de calor por convecção obtidos através dos dados experimentais para os fluidos de base, água destilada e a mistura de água destilada com etilenoglicol em proporção de massa de 50%, são mostrados na Fig. 4.9.

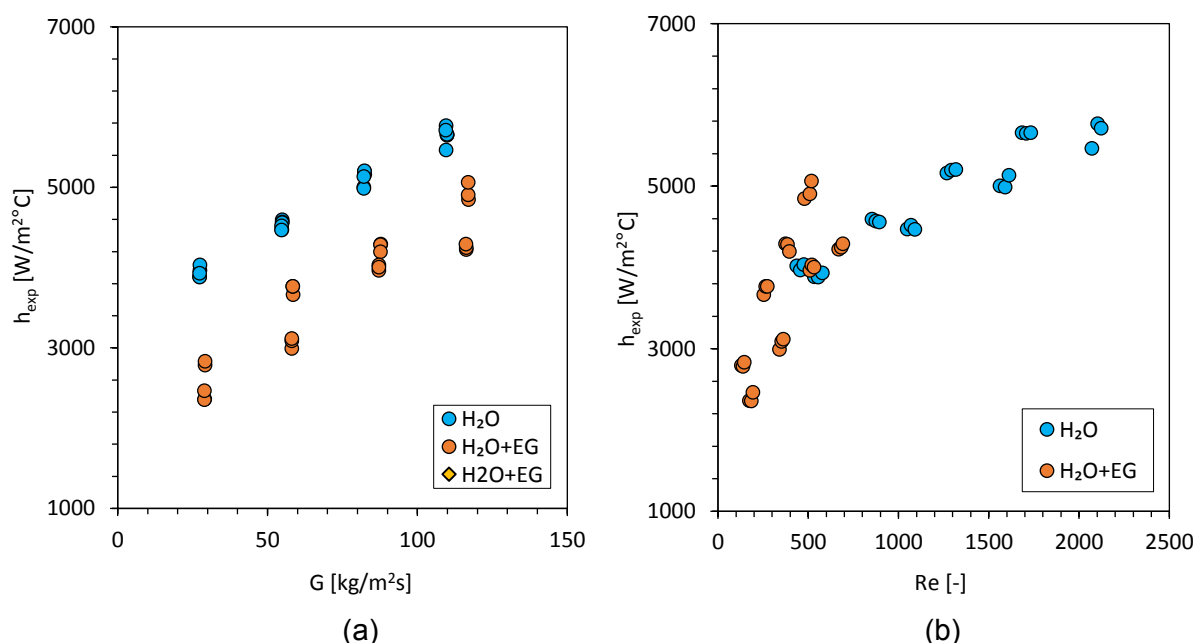


Figura 4.9 - Coeficiente de calor convectivo para fluidos base em função de (a) velocidade mássica. (b) Número de Reynolds.

Na Figura 4.9a é observado que para a mistura de água com etilenoglicol foram obtidos valores menores do coeficiente de transferência de calor por convecção para a mesma velocidade mássica. Isto acontece porque devido à alta viscosidade do fluido foram atingidos menores valores de Reynolds (Fig. 4.9b). Contudo, os resultados de ambos os fluidos apresentam a mesma tendência quando comparados em função do número de Reynolds.

Para a avaliação dos dados experimentais da transferência de calor por convecção em escoamento plenamente desenvolvido e em desenvolvimento em regime laminar, foram realizadas comparações com modelos clássicos da literatura para o cálculo da transferência de calor em escoamento laminar.

Assim, foram selecionados os modelos de (SIDER e TATE, 1936), apresentado pela Eq. 3.49, e o modelo de (SHAH e LONDON, 1978) apresentado na Eq. 4.7.

$$Nu = \begin{cases} 1,953 \left(\frac{Re \cdot Pr \cdot Dh}{L} \right)^{1/3} & \left(\frac{Re \cdot Pr \cdot Dh}{L} \right) \geq 33,3 \\ 4,364 + 0,0722 \left(\frac{Re \cdot Pr \cdot Dh}{L} \right) & \left(\frac{Re \cdot Pr \cdot Dh}{L} \right) \leq 33,3 \end{cases} \quad (4.7)$$

Adicionalmente, foram também implementados para fins de comparação dois modelos para transferência de calor em regime laminar em microcanais de secção retangular. O primeiro deles desenvolvido por Jiang *et al.*, (2001) é mostrado na Eq. 4.8. Este modelo pode ser aplicado para valores de comprimento térmico adimensional dentro da faixa de $X^+ > 0,05$, ou seja, escoamento plenamente desenvolvido. O segundo modelo para microcanais, foi proposto por Mortean *et al.*, (2019), e consiste em uma modificação do modelo de Stephan e Preußer (1979) como mostrado Eq. 4.9.

$$Nu = 2,02 (Re \cdot Pr \cdot Dh / L)^{0,31} \quad (4.8)$$

$$Nu = 3,63 + 0,086 \frac{(1/x^+)^{1,33}}{1 + 0,1 \cdot Pr (Dh \cdot Re/L)^{0,83}} \quad (4.9)$$

Os resultados médios de transferência de calor por convecção em conjunto com os resultados das correlações avaliadas são mostrados nas Fig. 4.10a e 4.10b em termos do coeficiente de transferência de calor por convecção em função da velocidade mássica, e nas Fig. 4.10c e 4.10d em termos adimensionais com o número de Nusselt em função do número de Reynolds para água destilada e a mistura de água destilada e etilenoglicol,

respectivamente. Pode ser claramente percebido que para água destilada os resultados da transferência de calor apresentam maior concordância com as correlações, sendo que a média dos desvios foi de 7,01%, 5,16%, 6,60% e 5,58% para Sieder e Tate, Shah e London, Jiang, et al, e Morteau et al, respectivamente. Isto é esperado pois estas correlações foram formuladas de maneira empírica a partir de resultados numéricos e experimentais para água como fluido de trabalho.

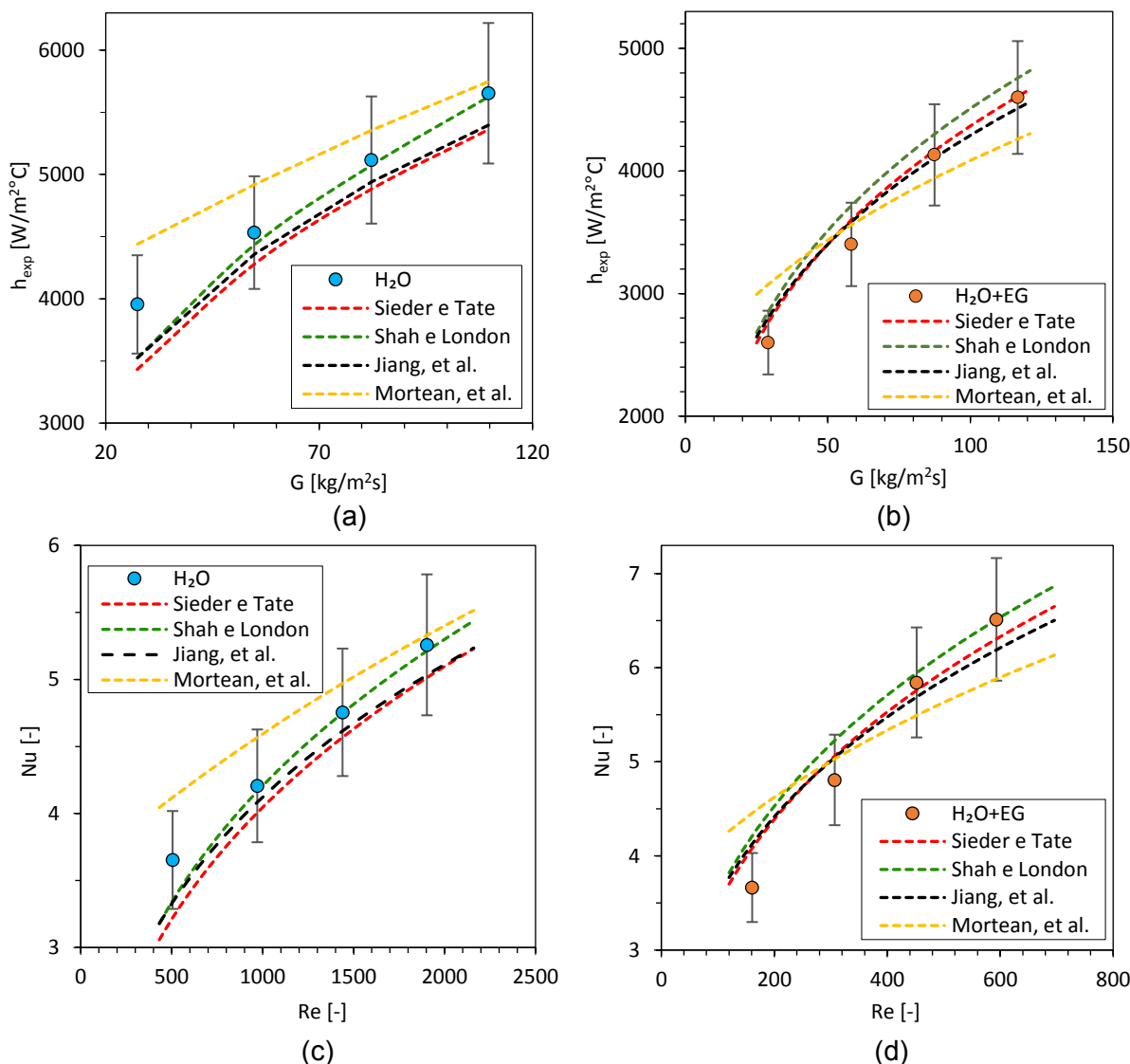


Figura 4.10 – Coeficiente de transferência de calor por convecção em função da velocidade mássica com correlações para: (a) água destilada (b) mistura de água e etilenoglicol; Número de Nusselt em função do número de Reynolds com correlações para: (c) água destilada (d) mistura de água e etilenoglicol.

Por outro lado, a partir da Fig. 4.10b pode ser notado que a mistura de água com etilenoglicol apresenta maiores diferenças entre os resultados de transferência de calor para as duas temperaturas de entrada implementadas, devido principalmente às propriedades

termofísicas do fluido (massa específica, calor específico, viscosidade e condutividade térmica) serem altamente sensíveis à temperatura. Este fenômeno fica mais evidente na Fig. 4.10d. A média dos desvios dos resultados de transferência de calor para a mistura de água com etilenoglicol com respeito às correlações foi de 13,52%, 11,40%, 13,72% e 15,24% para Sieder e Tate, Shah e London, Jiang, et al, e Morteau et al, respectivamente.

Entre as correlações avaliadas é possível observar na Fig. 4.10a, que para água destilada na menor velocidade mássica, as correlações clássicas de Sieder e Tate, Shah e London e a correlação de Jiang *et al.* subestimam o valor do coeficiente de transferência de calor por convecção e que essa tendência é mantida para as correlações de Sieder e Tate e Jiang, et al, enquanto a correlação de Shah e London exibe um aumento gradativo do coeficiente de transferência de calor por convecção até atingir valores semelhantes aos experimentais. Diferentemente, na menor velocidade mássica para água destilada a correlação de Morteau *et al.* apresenta valores maiores aos experimentais e na maior velocidade mássica os resultados exibem valores similares aos experimentais. Os desvios médios globais entre os dados experimentais e os resultados das correlações para os fluidos base foram de 10,26%, 8,28%, 10,15% e 10,41% para Sieder e Tate, Shah e London, Jiang *et al.*, e Morteau *et al.*, respectivamente. Visto que os menores desvios foram obtidos em relação à correlação de Shah e London, a Fig. 4.11 mostra a comparação entre os dados experimentais e os resultados correlacionados para os dois fluidos de base avaliados.

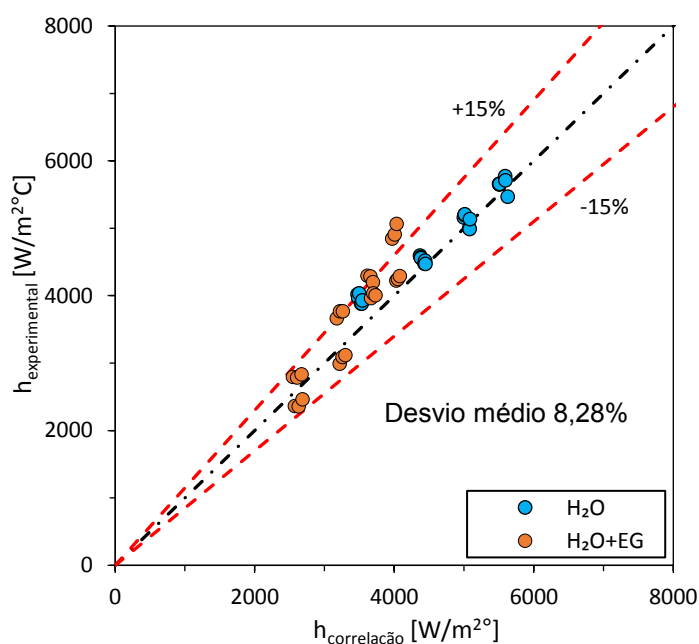


Figura 4.11 – Comparação de dados experimentais com a correlação de Shah e London.

4.2.3. Fator de atrito e queda de pressão

O fator de atrito calculado a partir dos dados experimentais foi comparado com o modelo analítico proposto por Shah e London (1978) para escoamento em regime laminar totalmente desenvolvido em canais retangulares mostrado na Eq. 4.10, onde α_c é o inverso da razão de aspecto ($1/\alpha$). Da mesma maneira, como mencionado na secção 3.5.2 para fins de comparação também foi utilizada a distribuição de Hagen-Poiseuille.

$$f_{SL} Re = 96(1 - 1,3553\alpha_c + 1,9467\alpha_c^2 - 1,7012\alpha_c^3 + 0,9564\alpha_c^4 - 0,2537\alpha_c^5) \quad (4.10)$$

Desta maneira a partir do modelo de Shah e London foi determinado que o fator de atrito e o número de Reynolds estão relacionados mediante $fRe = 64,63$, o que representa um desvio menor a 2% em relação à distribuição de Hagen-Poiseuille. Entretanto, de acordo com Koşar (2010), a característica do fator de atrito em escoamento laminar em microcanais em condições adiabáticas é dada pela Eq. 4.11, que é uma solução mais próxima a correlação clássica para o cálculo do fator de atrito em dutos de seção quadrada em escoamento laminar (SOBHAN e GARIMELLA, 2001).

$$f Re = 56,02 \quad (4.11)$$

Em consequência, a Fig. 4.12 apresenta os resultados para o fator de atrito experimental comparado com o modelo da Eq. 4.11 e com a distribuição de Hagen-Poiseuille.

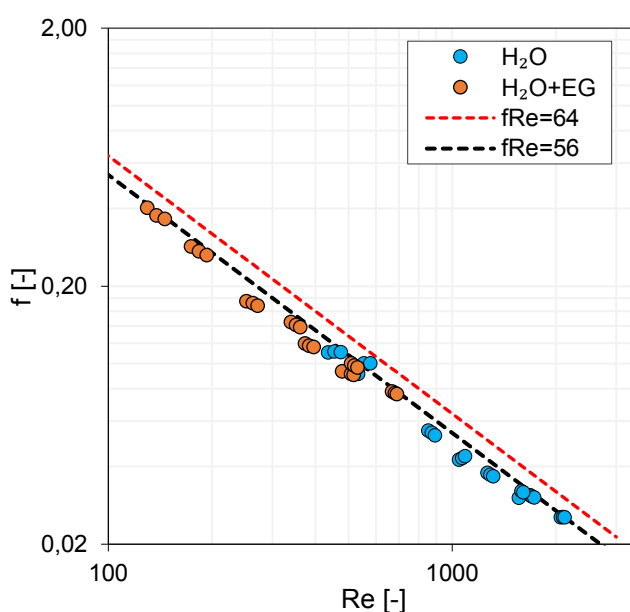


Figura 4.12 - Fator de atrito experimental para os fluidos base em função do número de Reynolds.

Assim, na Fig. 4.12 é observado que os resultados para o fator de atrito experimental se ajustam de melhor maneira à correlação da Eq. 4.11. Entretanto, os dados experimentais apresentaram valores inferiores aos da correlação. Segundo Koşar (2010), isto pode ser devido ao aquecimento fornecido na face horizontal do microtrocador que faz com que a viscosidade do fluido seja reduzida na região da parede reduzindo os efeitos da rugosidade, o que leva a uma queda na diferença de pressão e, portanto, no fator de atrito. Os desvios médios entre os dados experimentais e os resultados da Eq. 4.11 foram de 7,12% para água destilada e 11,03% para a mistura de água destilada com etilenoglicol.

A Figura 4.13a mostra os resultados de queda de pressão total no microtrocador de calor para os fluidos base em relação à velocidade mássica. Como esperado, pode ser visto que a queda de pressão aumenta com os incrementos na velocidade mássica e que para a mistura de água e etilenoglicol a queda de pressão apresenta diferenças significativas nos resultados quando comparados aos da água destilada, sendo que estas diferenças são incrementadas em função da velocidade do escoamento. Assim, considerando a velocidade máxima do escoamento à temperatura de entrada de 25 °C, a queda de pressão para a mistura de água com etilenoglicol foi 318,14% maior que a queda de pressão para água destilada na mesma condição de operação.

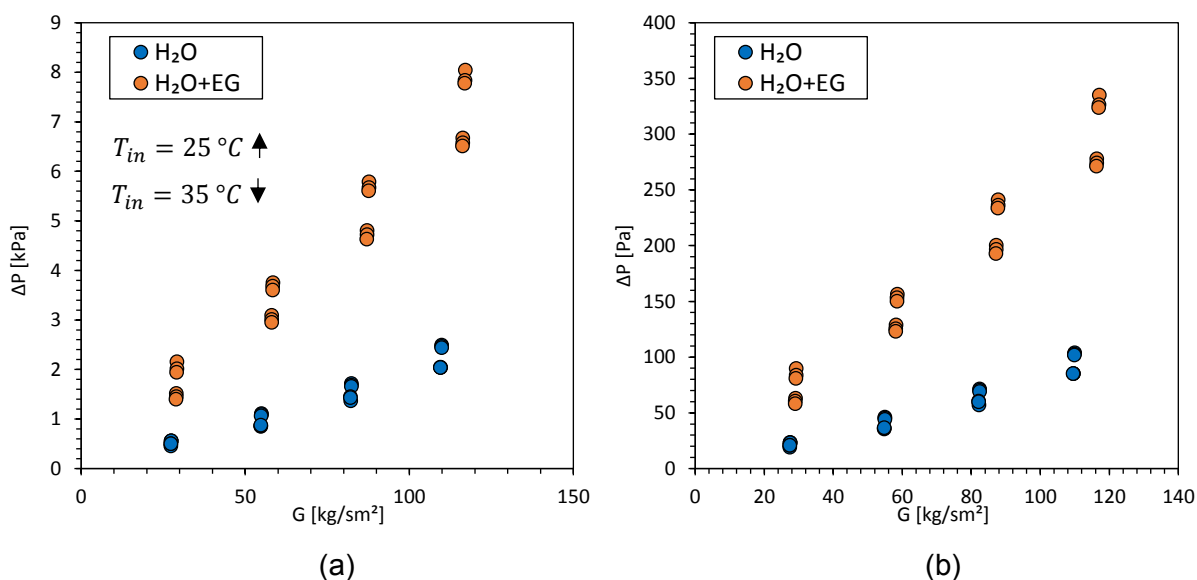


Figura 4.13 - Queda de pressão em função da velocidade mássica para os fluidos de base em: (a) Microtrocador. (b) Microcanal.

A partir da Fig. 4.13 também é possível observar os efeitos gerados pela variação da temperatura de entrada na queda de pressão dos fluidos. Foi verificado que, de maneira similar aos resultados no coeficiente de transferência de calor por convecção, a mistura de água destilada com etilenoglicol apresenta maior dispersão nos resultados da queda de

pressão em função desta variável devido às propriedades termofísicas serem altamente sensíveis às mudanças na temperatura.

Os valores da queda de pressão por microcanal da Fig. 4.13b para água destilada foram comparados com os casos de estudo 1 e 4 do trabalho de Correa (2013). Visto que o diâmetro hidráulico é igual para os dois trabalhos, é esperada uma queda de pressão semelhante. Assim, a Tab. 4.12 apresenta os pontos de comparação utilizados em função do número de Reynolds por canal. Desta maneira pode ser comprovado que os valores de queda de pressão por microcanal obtidos no trabalho de Correa (2013) mediante aplicação de modelos matemáticos foram muito próximos aos dados experimentais de queda de pressão obtidos no presente trabalho.

Tabela 4.12 - Comparação da queda de pressão com o trabalho de Correa (2013)

Autor	Re_c [-]	ΔP_c [Pa]	Re_c [-]	ΔP_c [Pa]
Correa (2013)	17,43	23,47	41,3	39,50
Presente Trabalho	18,15	23,21	37,18	44,29

4.2.4. Desempenho termo-hidráulico

Um dos parâmetros mais utilizados na avaliação do desempenho térmico de um trocador de calor é a resistência térmica. Assim, os resultados de resistência térmica dos fluidos base em função da velocidade mássica e do número de Reynolds são apresentados na Fig. 4.14a e 4.14b, respectivamente.

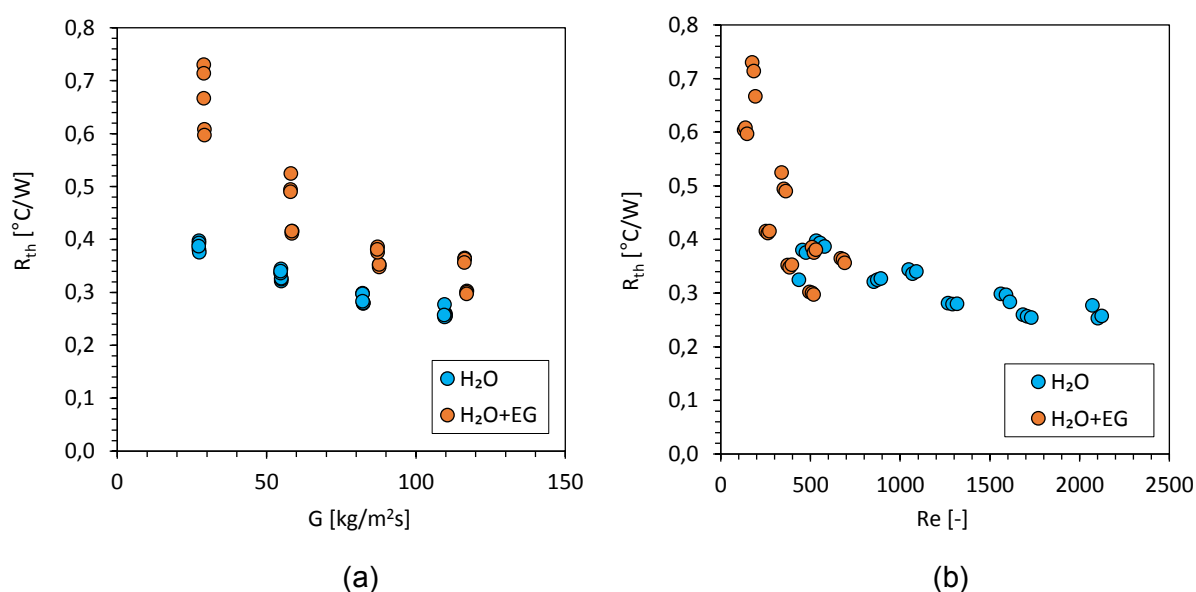


Figura 4.14 – Resistência térmica dos fluidos base em função de: (a) Velocidade mássica. (b) Número de Reynolds.

Na Figura 4.14a é observado que a resistência térmica da mistura de água destilada com etilenoglicol foi significativamente maior que a da água e similar aos resultados do coeficiente de transferência de calor por convecção e queda de pressão. A temperatura de entrada do fluido foi uma variável de grande influência nos resultados. Entretanto, a Fig. 4.14a mostra que para ambos os fluidos a resistência térmica decresce com os incrementos na velocidade mássica.

Os resultados em função do número de Reynolds apresentados na Fig. 4.14 b, mostram uma queda vertiginosa nos valores de resistência térmica para a mistura de água com etilenoglicol, enquanto para a água destilada a resistência térmica decresce de maneira gradativa até chegar ao valor de Reynolds de 1200; após isso, os valores de resistência térmica apresentam pouca variações, exibindo um comportamento praticamente constante.

A fim de verificar os efeitos das variáveis controladas, a Fig. 4.15 mostra os resultados da resistência térmica dos fluidos base para todas as condições de teste. É observado que a resistência térmica aumenta com o incremento na temperatura de entrada, diminui com os incrementos de calor fornecido ao sistema e diminui com o aumento da velocidade mássica. Os valores médios de resistência térmica foram 0,3161 °C/W e 0,4524 °C/W para água destilada e a mistura de água destilada com etilenoglicol, respectivamente.

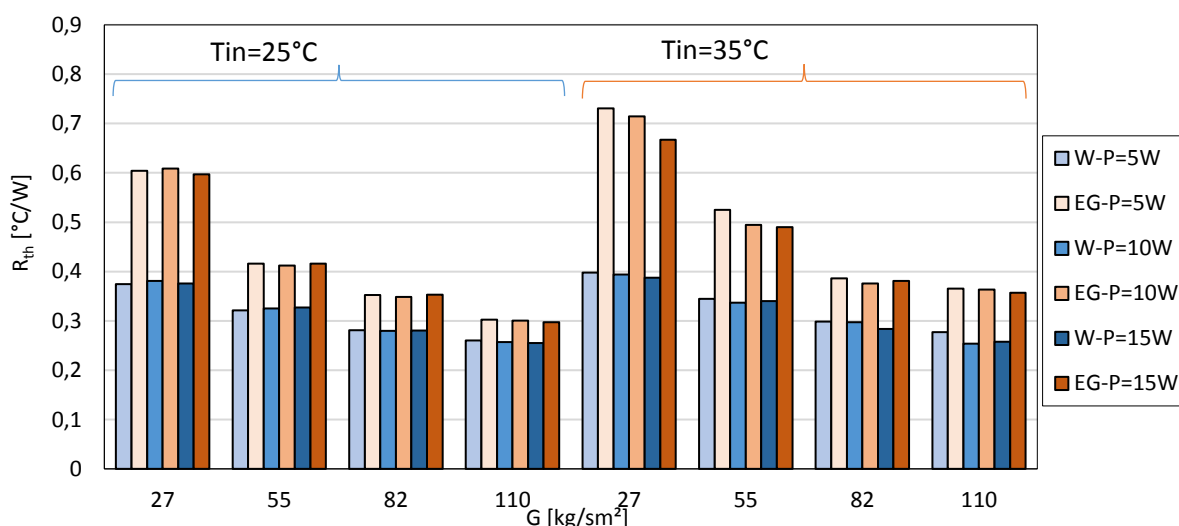


Figura 4.15 – Resistência térmica dos fluidos base.

Outro parâmetro de grande importância para analisar o desempenho termo-hidráulico do sistema é a potência de bombeamento requerida para o escoamento do fluido. A potência de bombeamento está diretamente relacionada à queda de pressão e à vazão volumétrica mediante a Eq. 4.12.

$$\dot{P} = \dot{V} \Delta p \quad (4.12)$$

A Figura 4.16 apresenta os resultados da potência de bombeamento para os fluidos de base. Pode ser notado que a potência de bombeamento apresenta o mesmo comportamento que a queda de pressão em relação aos incrementos da velocidade mássica. Contudo, os valores obtidos no cálculo da potência de bombeamento foram da ordem de 10^{-3} , sendo a potência de bombeamento máxima obtida de 2,5 mW e 8,0 mW para a água destilada e a mistura de água com etilenoglicol, respectivamente.

Na literatura é possível encontrar trabalhos onde foram obtidos valores de potência de bombeamento similares a este trabalho para trocadores de calor de microcanais em regime de escoamento laminar. Por exemplo, no trabalho de Rahimi, *et al.* (2013), foi calculada uma potência de bombeamento de 1,3 mW a 8,8 mW para um trocador de calor de microcanais de 500 μm de diâmetro hidráulico. Para um trocador de calor de microcanais com diâmetro hidráulico de 267 μm , Bahiraei e Heshmatian (2018) calcularam uma potência de bombeamento máxima de 210 mW.

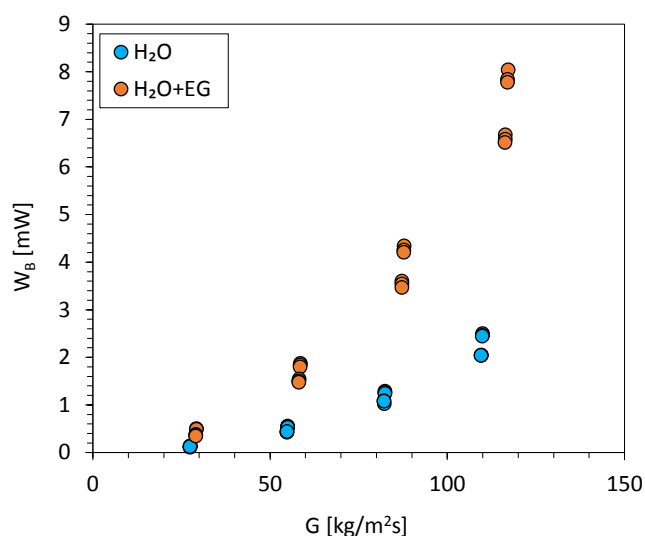


Figura 4.16 – Potência de bombeamento requerida para os fluidos base.

4.2.5. Análise de eficiência

Em relação aos resultados obtidos em campo para o dissipador de calor de aletas é possível realizar uma estimativa da eficiência elétrica que poderia ser atingida na célula fotovoltaica com a implementação do dissipador de calor de microcanais como sistema de arrefecimento. Desta maneira, a partir da Tab. 4.7 pode ser observado que em condições reais de operação a média da taxa de calor que é necessário remover da célula é de 10 W para uma temperatura ambiente média de 30 °C. A Tab. 4.13 mostra os resultados do teste N° 2 dos experimentos em campo para dissipador de calor de aletas, que foram utilizados como dados de referência nesta análise. Na Tab. 4.13, S é a radiação solar incidente, E_l é a

energia que atinge à lente de Fresnel (energia total do sistema), E_{cel} é a energia que atinge à célula fotovoltaica considerando uma eficiência ótica total (POE e SOE) de 81,5% (ver secção 4.1.2), $P_{cel,exp}$ é a potência elétrica gerada na célula, \dot{Q}_d é a taxa de calor a ser dissipada na célula, $\eta_{cel,calc}$ é a eficiência da célula calculada a partir da Eq. 3.2 e $\eta_{cel,exp}$ é a eficiência elétrica obtida experimentalmente considerando como referência a energia que atinge a célula (E_{cel}). Pode ser observado que a diferença entre as eficiências calculada e experimental da célula fotovoltaica é de aproximadamente 4%. Isto pode ser devido a outro tipo de perdas que ainda não foram consideradas, como perdas ocasionadas por conexões e soldas elétricas, poeira, etc.

Tabela 4.13 – Dados de referência na análise de eficiência

T_{cel} [°C]	S [W/m ²]	E_l [W]	E_{cel} [W]	$P_{cel,exp}$ [W]	\dot{Q}_d [W]	$\eta_{cel,calc}$ [%]	$\eta_{cel,exp}$ [%]
67,6	837,5	18,84	15,35	5,43	9,93	39,11	35,36

Considerando os resultados obtidos em laboratório para o trocador de calor de microcanais, apenas para água destilada, na condição de fluxo de calor imposto de $\sim 14,5 \text{ kW/m}^2$ (equivalente à taxa de transferência de calor de 10 W) e de temperatura de entrada de 35 °C (mais próxima do ambiente real) foram obtidos os resultados apresentados na Tab. 4.14.

Desta maneira, na Tab. 4.14 T_{cel} representa a temperatura da célula que na prática é a temperatura medida na fonte de calor (Fig. 3.25). Portanto, inicialmente pode ser observado que com a implementação do trocador de calor de microcanais houve uma diminuição média na temperatura de operação da célula de 20,6 °C. Entretanto, quando comparadas a eficiência $\eta_{cel,calc}$ das Tabs. 4.13 e 4.14 é possível notar que mesmo para a maior redução na temperatura da célula não foram obtidos grandes ganhos na eficiência, isto acontece principalmente por causa do coeficiente de redução de eficiência devido à temperatura da célula ser muito baixo (-0,048%/K).

Tabela 4.14 – Análise de eficiência para o trocador de calor de microcanais com $E_{ref} = E_{cel}$

\dot{V} [ml/min]	T_{cel} [°C]	$\eta_{cel,calc}$ [%]	\dot{Q}_f [W]	\dot{W}_B [mW]	η_{th} [%]	$\eta_{cel,cor}$ [%]	$P_{cel,cor}$ [W]	η_G [%]
15	49.99	39.96	8.43	0.14	54.95	35.96	5.52	90.91
30	46.84	40.11	8.54	0.43	55.62	36.11	5.54	91.73
45	45.95	40.15	8.94	1.09	58.22	36.15	5.55	94.37
60	45.21	40.19	9.21	2.05	60.03	36.19	5.56	96.21

As outras variáveis apresentadas na Tab. 4.14 são descritas a seguir: \dot{Q}_f é a taxa de calor transferido ao fluido (Eq. 3.35), \dot{W}_B é a potência de bombeamento requerida, η_{th} é a eficiência térmica do microtrocaador dada pela Eq. 4.13, $\eta_{cel,cor}$ é a eficiência da célula corrigida admitindo que a diferença observada entre as eficiências calculada e experimental da célula fotovoltaica (Tab. 4.13) é sistemática e portanto constante, $P_{cel,cor}$ é a potência elétrica na célula calculada considerando a eficiência $\eta_{cel,cor}$ e η_G é a eficiência global do sistema calculada pela Eq. 4.14.

$$\eta_{th} = \frac{\dot{Q}_f}{E_{ref}} \cdot 100 \quad (4.13)$$

$$\eta_G = \frac{(P_{cel,cor} + \dot{W}_B)}{E_{ref}} \cdot 100 \quad (4.14)$$

O termo E_{ref} nas Eq. 4.13 e 4.14 representa a energia de referência utilizada para o cálculo das eficiências, que pode ser apenas a energia que atinge a célula (E_{cel}) (Tab. 4.14), ou a energia total que atinge o sistema HCPV (E_l) (Tab. 4.15). É importante destacar que os resultados obtidos na Tab. 4.15 são similares aos do trabalho de Mariz (2017), que realizou experimentos em campo com um trocador de calor de microcanais de características idênticas ao utilizado neste trabalho.

Tabela 4.15 – Análise de eficiência para o trocador de calor de microcanais com $E_{ref} = E_l$

\dot{V} [ml/min]	η_{th} [%]	$\eta_{cel,cor}$ [%]	η_G [%]
15	45.00	29.45	74.45
30	45.55	29.57	75.12
45	47.68	29.61	77.28
60	49.16	29.64	78.79

A seguir é realizada a análise dos resultados obtidos no trocador de calor de microcanais com a implementação dos nanofluidos de prata a base de água destilada com etilenoglicol em proporção de 50% em massa e de água destilada, onde inicialmente são apresentados os dados das medições das propriedades termofísicas dos nanofluidos destacando os incrementos ou decrementos resultantes em referência ao fluido base. Na sequência, são analisados os resultados de transferência de calor e comportamento hidrodinâmico dos fluidos, enfatizando no desempenho termo-hidráulico em função das concentrações de nanopartícula utilizadas, a fim de avaliar a viabilidade de uso destes fluidos em trocadores de calor de microcanais para resfriamento de sistemas HCPV.

4.3. Propriedades termofísicas dos nanofluidos

Uma vez finalizada a etapa de produção dos nanofluidos admitindo uma boa dispersão das nanopartículas no fluido de base e concentração volumétrica constante e uniforme, foi realizada a aferição das propriedades termofísicas de cada fluido. Como mencionado, para a medição da viscosidade e massa específica foi empregado o viscosímetro da marca Anton Paar (Modelo Stabinger™ SVM™ 3000); já a condutividade térmica foi medida através do analisador de propriedades térmicas da Linseis (THB1 - Transient Hot Bridge). O valor do calor específico foi calculado a partir de um modelo matemático baseado no equilíbrio térmico entre as partículas e o fluido circundante (Eq. 3.55). Assim, os resultados obtidos das propriedades termofísicas para os nanofluidos a base da mistura de água destilada com etilenoglicol e de água destilada são apresentados a seguir.

4.3.1. Nanofluidos de prata a base da mistura de água destilada e etilenoglicol

A viscosidade dinâmica e a massa específica em função da temperatura do fluido para todas as amostras de nanofluido com concentrações volumétricas de $\Phi_1=0,0005\%$, $\Phi_2=0,001\%$ e $\Phi_3=0,005\%$ produzidos a base da mistura de água destilada com etilenoglicol são mostradas nas Fig. 4.17 e 4.18, respectivamente. Assim, pode ser observado que tanto a viscosidade dinâmica quanto a massa específica das amostras decrescem com o aumento da temperatura. Entretanto, o decréscimo na viscosidade dinâmica acontece de maneira exponencial enquanto a da massa específica apresenta um comportamento linear.

As Figuras 4.17b, 4.17d e 4.17f apresentam os resultados da viscosidade dinâmica relativa à viscosidade dinâmica do fluido base em função da temperatura do fluido para as amostras de nanofluido Ag_80, Ag_PVP e Ag_20, respectivamente. Do mesmo modo, as Figs. 4.18b, 4.18d e 4.18f mostram a massa específica das amostras de nanofluido relativa à massa específica do fluido base também em função da temperatura do fluido. Desta maneira é possível observar que enquanto a massa específica relativa se manteve constante com respeito as mudanças na temperatura do fluido para a maioria das amostras avaliadas, a viscosidade relativa dos nanofluidos apresentou variações em relação à temperatura do fluido sem uma tendência definida. O único comportamento que foi possível identificar é que os maiores incrementos em viscosidade dinâmica dos nanofluidos em relação à viscosidade dinâmica do fluido base foram obtidos para a menor temperatura e vice-versa. Os incrementos médios da massa específica e da viscosidade dinâmica para todas as amostras de nanofluidos foram sumarizados na Tab. 4.16.

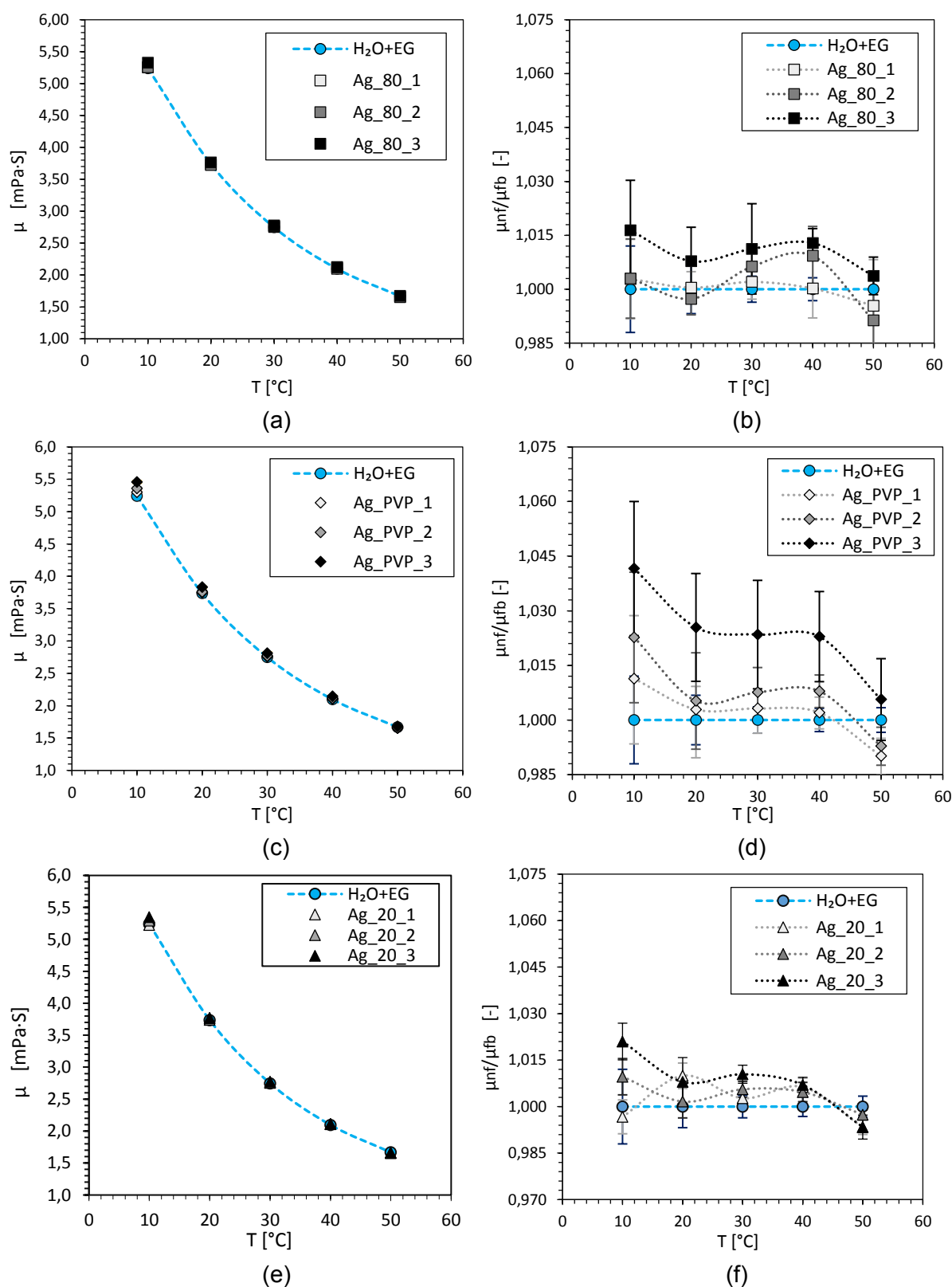


Figura 4.17 - Viscosidade dinâmica e relativa dos nanofluidos (H₂O_EG_Ag) em função da variação da temperatura do fluido: (a) Viscosidade dinâmica, Ag com d=80 nm. (b) Viscosidade dinâmica relativa, Ag com d=80 nm. (c) Viscosidade dinâmica, Ag_PVP com d=20 nm. (d) Viscosidade dinâmica relativa, Ag_PVP com d=20 nm. (e) Viscosidade dinâmica, Ag com d=20 nm. (f) Viscosidade dinâmica relativa, Ag com d=20 nm.

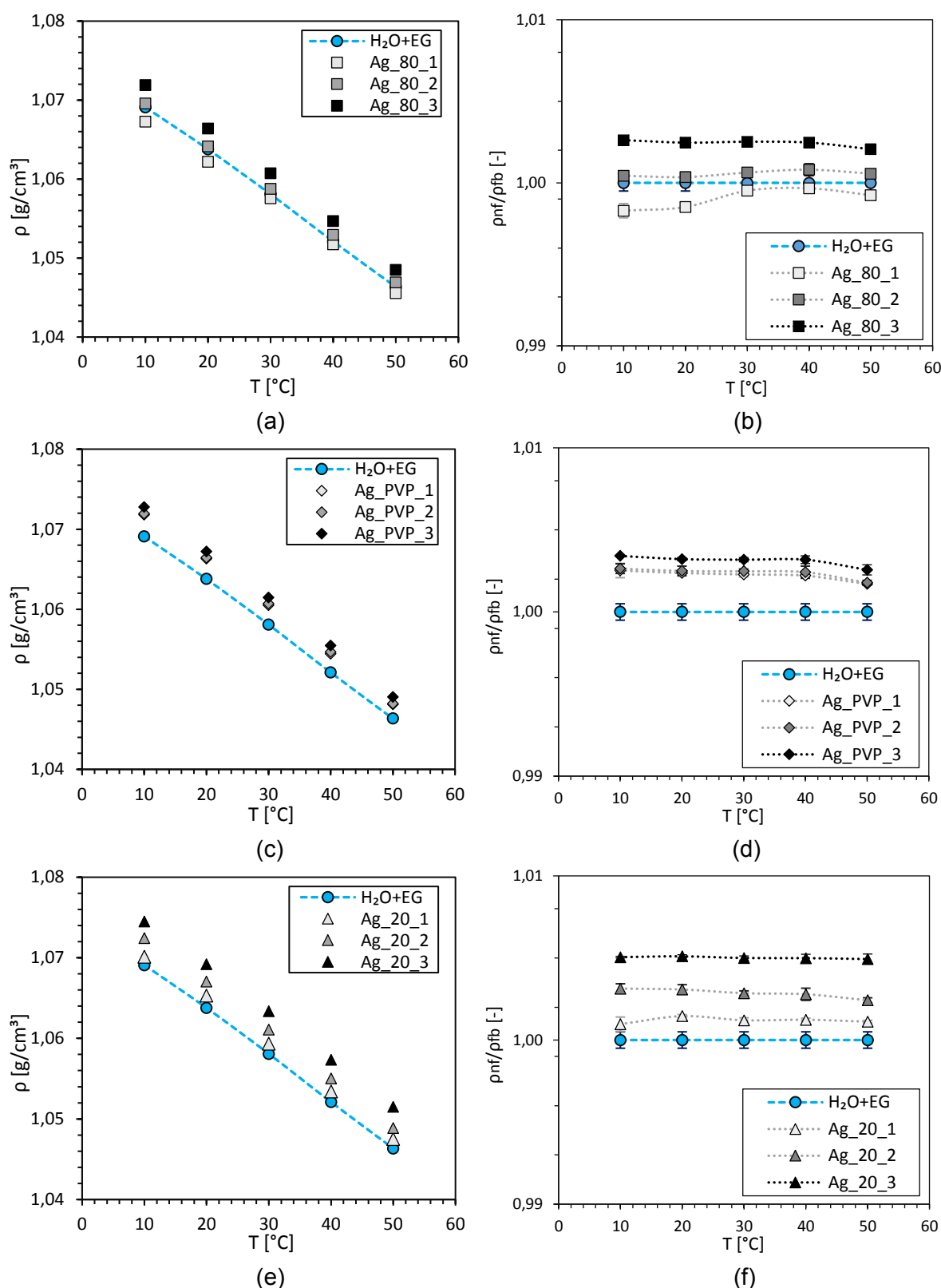


Figura 4.18 – Massa específica e massa específica relativa dos nanofluidos (H₂O_EG_Ag) em função da variação da temperatura do fluido: (a) Massa específica, Ag com d=80 nm. (b) Massa específica relativa, Ag com d=80 nm. (c) Massa específica, Ag_PVP com d=20 nm. (d) Massa específica relativa, Ag_PVP com d=20 nm. (e) Massa específica, Ag com d=20 nm. (f) Massa específica relativa, Ag com d=20 nm.

Entretanto, devido às baixas concentrações de nanopartícula, os incrementos da viscosidade dinâmica e da massa específica dos nanofluidos em relação ao fluido base foram pouco representativos.

Tabela 4.16 – Média dos incrementos de viscosidade dinâmica e massa específica dos nanofluidos de prata a base da mistura de água destilada com etilenoglicol.

	μ_{nf}/μ_{fb} [%]			ρ_{nf}/ρ_{fb} [%]		
	Φ_1	Φ_2	Φ_3	Φ_1	Φ_2	Φ_3
Ag_80	0,01	0,24	1,10	-0,08	0,06	0,24
Ag_PVP	0,16	0,77	2,33	0,21	0,23	0,30
Ag_20	-0,02	0,43	0,79	0,11	0,28	0,49

Os resultados do calor específico e da condutividade térmica em função da temperatura dos nanofluidos de prata a base da mistura de água destilada com etilenoglicol são apresentados na Fig. 4.19 e 4.20, respectivamente. Pode ser observado que as duas propriedades termofísicas apresentam uma tendência de incremento linear com o aumento da temperatura. Na Tabela 4.17 são apresentados os valores médios dos incrementos na condutividade térmica e dos decrementos no calor específico dos nanofluidos em relação ao fluido base.

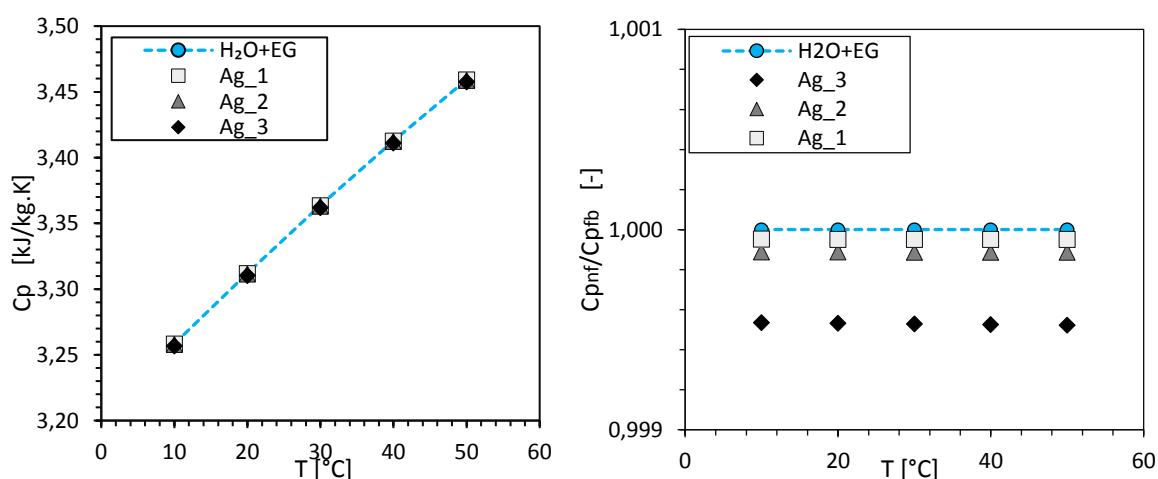


Figura 4.19 – Calor específico e calor específico relativo dos nanofluidos (H₂O_EG_Ag) em função da variação da temperatura do fluido.

Tabela 4.17 – Média dos incrementos da condutividade térmica e dos decrementos do calor específico dos nanofluidos de prata a base da mistura de água destilada com etilenoglicol.

	k_{nf}/k_{fb} [%]			Cp_{nf}/Cp_{fb} [%]		
	Φ_1	Φ_2	Φ_3	Nanofluidos de Prata (Ag)		
Ag_80	0,11	0,47	4,08	Φ_1	Φ_2	Φ_3
Ag_PVP	0,66	0,40	0,08	0,004	0,011	0,047
Ag_20	0,40	0,87	3,28			

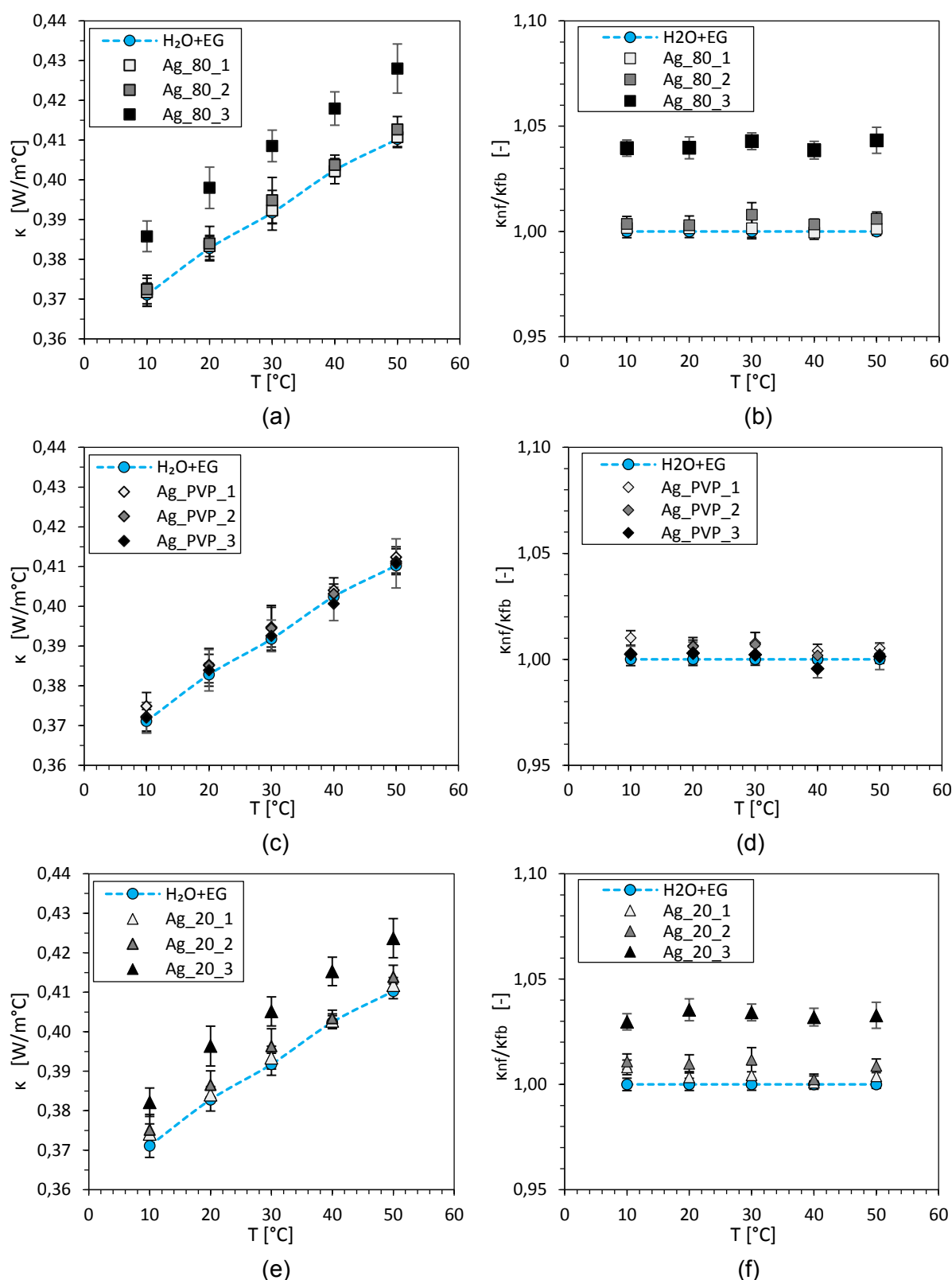


Figura 4.20 – Condutividade térmica e condutividade térmica relativa dos nanofluidos (H₂O_EG_Ag) em função da variação da temperatura do fluido: (a) Condutividade térmica, Ag com d=80 nm. (b) Condutividade térmica relativa, Ag com d=80 nm. (c) Condutividade térmica, Ag_PVP com d=20 nm. (d) Condutividade térmica relativa, Ag_PVP com d=20 nm. (e) Condutividade térmica, Ag com d=20 nm. (f) Condutividade térmica relativa, Ag com d=20 nm.

A partir da Tab. 4.17 é possível observar que para as amostras Ag_80 e Ag_20 os incrementos na condutividade térmica ficaram diretamente relacionados à concentração volumétrica de nanopartículas em cada fluido, ou seja o menor incremento foi para a amostra de menor concentração volumétrica enquanto a amostra mais concentrada atingiu o valor mais alto de condutividade. Porém, para as amostras Ag_PVP foi observado uma tendência oposta onde a amostra de menor concentração volumétrica de nanopartículas atingiu o maior valor de condutividade térmica relativa e os resultados obtidos para a amostra de maior concentração não mostraram nenhuma melhora significativa com respeito ao fluido base. Este comportamento foi também registrado no trabalho de Dias Vaz (2019), onde foi avaliada a condutividade térmica de nanofluidos de prata com PVP a base de uma mistura de água destilada com etilenoglicol em proporção de 50% em massa com concentrações volumétricas de 0,001%, 0,002% e 0,003%. Dias Vaz concluiu que aumentar a concentração de nanopartículas se mostrou ineficaz para valores acima de 0,002% pois para a maior concentração testada houve uma degradação na condutividade térmica. Similar à massa específica relativa, na Fig. 4.20 pode ser notado que a condutividade térmica relativa apresentou pouca variação em função da temperatura podendo ser considerada constante para a maioria das amostras avaliadas.

Por outro lado, dado que o modelo empregado para o cálculo do calor específico depende só da concentração volumétrica da nanopartícula e da capacidade térmica dos elementos envolvidos na suspensão, $(\rho c_p)_{fb}$ e $(\rho c_p)_{np}$, mas não do tamanho da nanopartícula o calor específico calculado foi igual para todos os tipos de nanopartícula utilizado, conforme apresentado na Tab. 4.17.

4.3.2. Nanofluidos de prata a base de água destilada

Devido às irregularidades detectadas na estabilidade dos nanofluidos de prata com diâmetro de 20 nm sem PVP a base de água destilada durante os testes de transferência de calor, foi decidido descartar o fluido desta análise.

Os resultados da viscosidade dinâmica e da viscosidade dinâmica relativa ao fluido base em função da temperatura do fluido para as amostras de nanofluido de prata Ag_80 e Ag_PVP são mostrados na Fig. 4.21. Desta maneira, foi possível verificar que a viscosidade dinâmica dos fluidos a base de água destilada decresce de maneira exponencial com o incremento na temperatura do fluido, tendência similar a apresentada pelos fluidos a base da mistura de água destilada com etilenoglicol. A viscosidade dinâmica dos fluidos a base de água destilada apresentou variações numa faixa de 0,55-1,35 mPa·s, enquanto a faixa de variação dos fluidos a base da mistura de água destilada com etilenoglicol foi de 1,5-5,5 mPa·s.

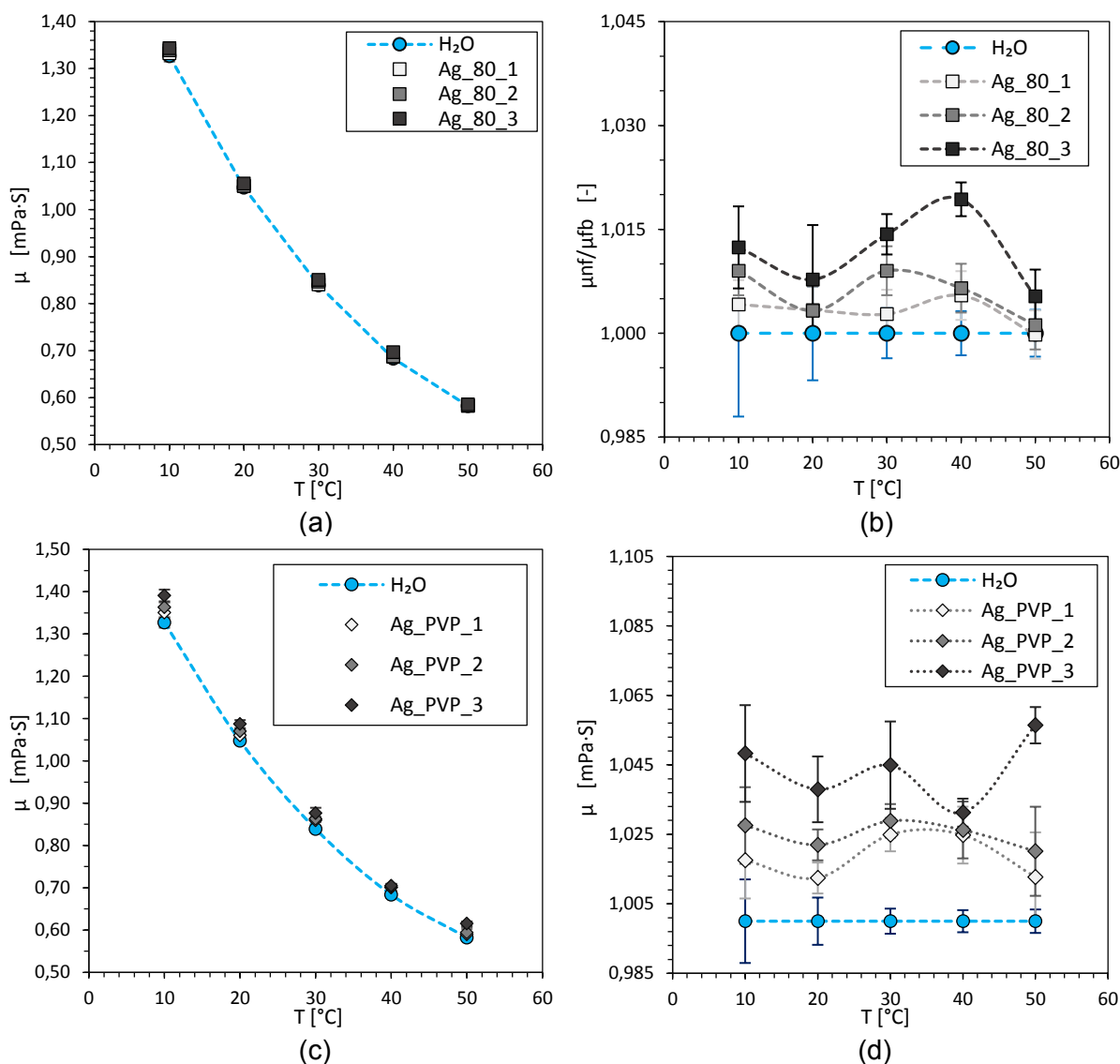


Figura 4.21 - Viscosidade dinâmica e relativa dos nanofluidos (H₂O_ Ag) em função da variação da temperatura do fluido: (a) Viscosidade dinâmica, Ag com d=80 nm. (b) Viscosidade dinâmica relativa, Ag com d=80 nm. (c) Viscosidade dinâmica, Ag_PVP com d=20 nm. (d) Viscosidade dinâmica relativa, Ag_PVP com d=20 nm.

Na Fig. 4.22 são mostrados os resultados de massa específica e massa específica relativa ao fluido base em função da temperatura dos fluidos a base de água destilada. A massa específica dos fluidos a base de água destilada decresce com o aumento na temperatura do fluido, porém, diferentemente dos fluidos a base da mistura de água destilada com etilenoglicol, isto não acontece de maneira linear. Os valores médios dos incrementos na viscosidade dinâmica e massa específica dos nanofluidos em relação ao fluido base são apresentados na Tab. 4.18. Desta maneira, se comparados os resultados da Tab. 4.16 e 4.18 pode ser notado que os incrementos na viscosidade dinâmica ficaram maiores para os nanofluidos a base de água destilada, enquanto os maiores incrementos de massa específica

foram obtidos para os nanofluidos a base da mistura de água destilada com etilenoglicol.

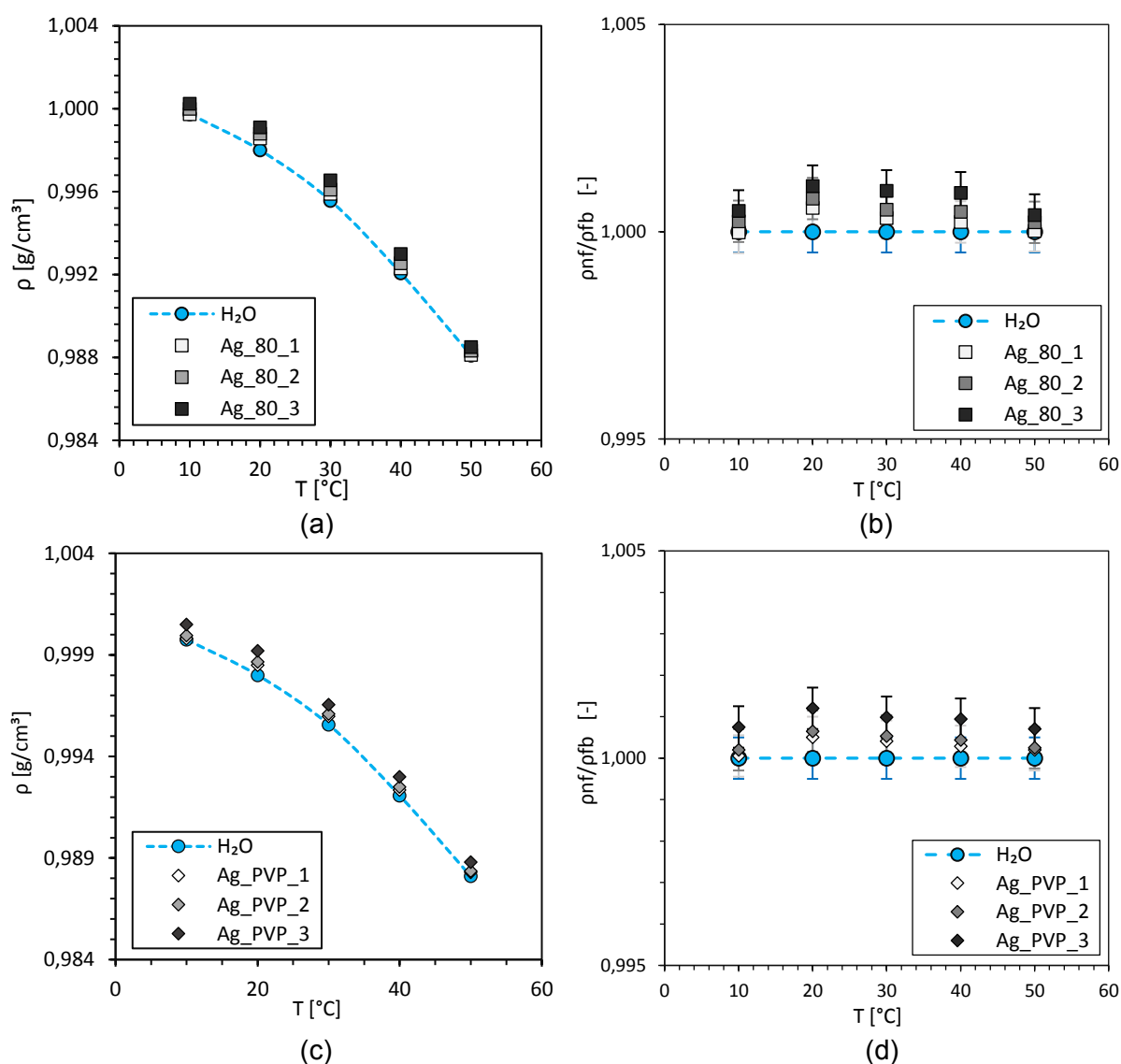


Figura 4.22 - Massa específica e massa específica relativa dos nanofluidos (H₂O_Ag) em função da variação da temperatura do fluido: (a) Massa específica, Ag com d=80 nm. (b) Massa específica relativa, Ag com d=80 nm. (c) Massa específica, Ag_PVP com d=20 nm. (d) Massa específica relativa, Ag_PVP com d=20 nm.

Tabela 4.18 – Média dos incrementos de viscosidade dinâmica e massa específica dos nanofluidos de prata a base de água destilada.

	μ_{nf}/μ_{fb} [%]			ρ_{nf}/ρ_{fb} [%]		
	Φ_1	Φ_2	Φ_3	Φ_1	Φ_2	Φ_3
Ag_80	0,30	0,64	1,283	0,01	0,03	0,07
Ag_PVP	2,00	2,57	4,52	0,02	0,03	0,08

Na Figura 4.23 são mostrados os resultados obtidos para a condutividade térmica e condutividade térmica relativa ao fluido base dos fluidos a base de água destilada. Pode ser observado que a condutividade térmica dos fluidos a base de água destilada apresenta uma tendência crescente com os incrementos da temperatura do fluido semelhante à das amostras de fluido a base da mistura de água destilada com etilenoglicol.

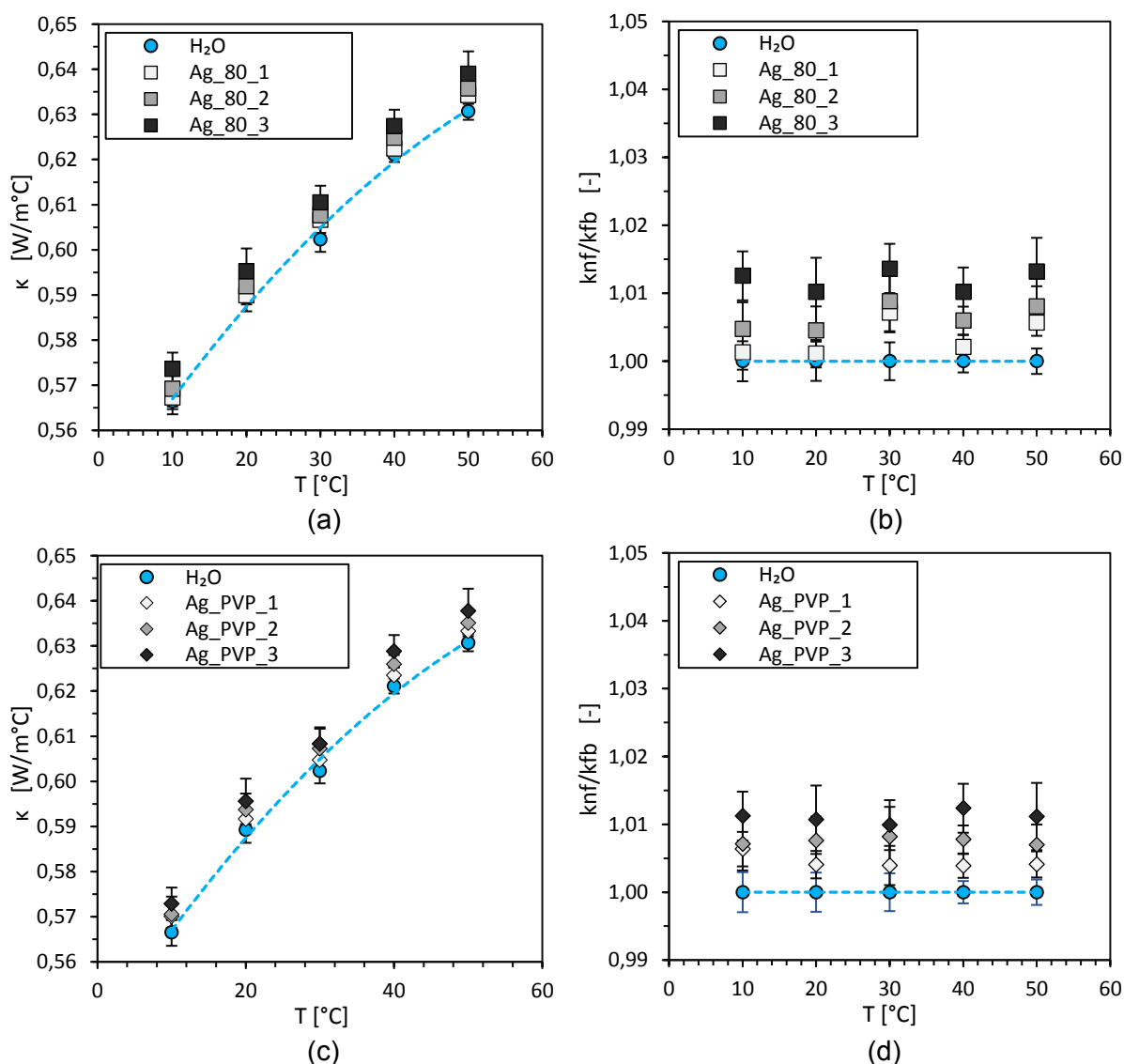


Figura 4.23 – Condutividade térmica e condutividade térmica relativa dos nanofluidos (H₂O_Ag) em função da variação da temperatura do fluido: (a) Condutividade térmica, Ag com d=80 nm. (b) Condutividade térmica relativa, Ag com d=80 nm. (c) Condutividade térmica, Ag_PVP com d=20 nm. (d) Condutividade térmica relativa, Ag_PVP com d=20 nm.

O calor específico e calor específico relativo calculado para os fluidos a base de água destilada são apresentados na Fig. 4.24. Desta maneira pode ser percebido que diferente dos fluidos a base da mistura de água destilada com etilenoglicol, o calor específico dos fluidos a

base de água destilada tem uma tendência decrescente com os incrementos na temperatura do fluido.

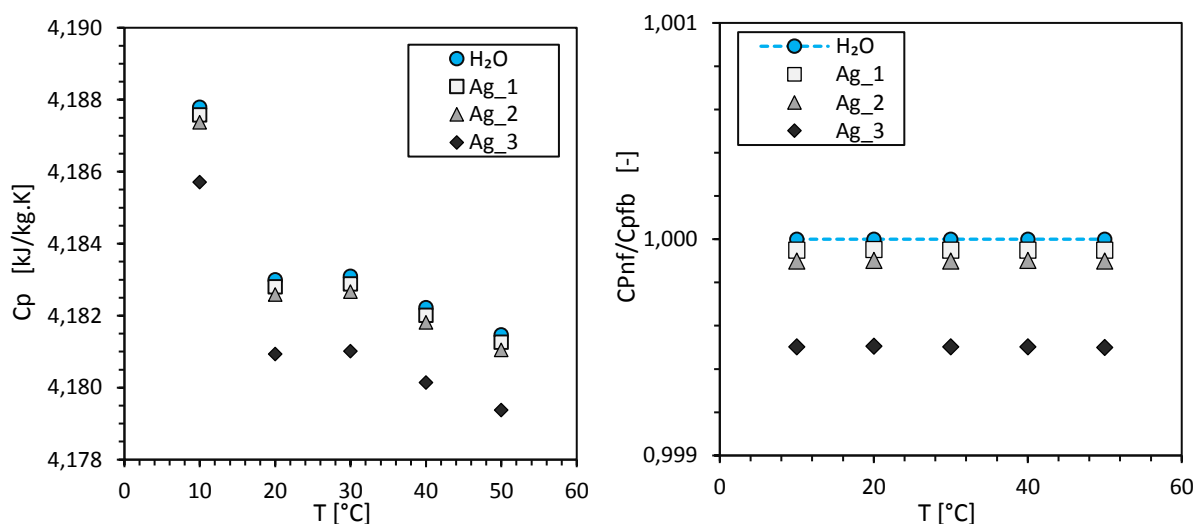


Figura 4.24 – Calor específico e calor específico relativo dos nanofluidos ($\text{H}_2\text{O_Ag}$) em função da variação da temperatura do fluido.

O valor médio dos incrementos na condutividade térmica e dos decrementos no calor específico dos nanofluidos a base de água destilada são apresentados na Tab. 4.19. Comparando os resultados da Tab. 4.17 e 4.19 é observado que os decrementos obtidos no calor específico para todos os nanofluidos foram semelhantes. Já no caso dos incrementos na condutividade térmica, pode ser percebido que para os nanofluidos com nanopartículas de prata de diâmetro de 80 nm foi mantida a tendência de incrementos relacionados à concentração volumétrica de nanopartícula. Entretanto, foi verificado que foram obtidos maiores incrementos nas concentrações volumétricas Φ_1 e Φ_2 para os nanofluidos a base de água destilada enquanto o incremento da concentração Φ_3 foi maior para o nanofluido a base da mistura de água destilada com etilenoglicol. Os incrementos na condutividade térmica dos nanofluidos de prata com nanopartículas de diâmetro de 20 nm com PVP a base de água destilada ficou diretamente relacionado à concentração volumétrica de nanopartículas. Esta tendência foi contrária à obtida nos nanofluidos a base da mistura de água destilada com etilenoglicol.

Tabela 4.19 – Média dos incrementos da condutividade térmica e dos decrementos do calor específico dos nanofluidos de prata a base da mistura de água destilada.

	k_{nf}/k_{fb} [%]			C_{pnf}/C_{pfb} [%]		
	Φ_1	Φ_2	Φ_3	Nanofluidos de Prata (Ag)		
Ag_80	0,39	0,67	1,18	Φ_1	Φ_2	Φ_3
Ag_PVP	0,44	0,75	1,10	0,004	0,009	0,049

4.4. Coeficiente de transferência de calor por convecção dos nanofluidos

Nesta secção são apresentados resultados do coeficiente de transferência de calor por convecção das amostras de nanofluido a base da mistura de água destilada e etilenoglicol e das amostras a base de água destilada em comparação com o próprio fluido base e com dados da literatura.

4.4.1. Nanofluidos de prata a base da mistura de água destilada e etilenoglicol

A Figura 4.25 mostra os resultados do coeficiente de transferência de calor por convecção para os nanofluidos de prata a base da mistura de água destilada com etilenoglicol em função da velocidade mássica para as temperaturas de entrada do fluido de 25 °C e 35 °C. De modo similar ao observado no fluido base, o coeficiente de transferência de calor dos nanofluidos aumenta com a temperatura do fluido.

Os resultados experimentais das Figs. 4.25a e 4.25b correspondem ao coeficiente de transferência de calor na condição de temperatura de entrada de 25 °C e 35 °C para os nanofluidos sintetizados com nanopartícula de prata de diâmetro de 80 nm. Pode ser notado que para a temperatura de entrada de 25 °C somente a amostra de maior concentração volumétrica apresentou incrementos para todos os pontos de velocidade mássica, enquanto para a temperatura de entrada de 35 °C foram obtidos incrementos para todas as amostras de nanofluidos. Os resultados obtidos para os nanofluidos com nanopartículas de prata de 20 nm de diâmetro com PVP são apresentados nas Figs. 4.25c e 4.25d para a condição de temperatura de entrada de 25 °C e 35 °C, respectivamente, e pode ser observado que para todas as condições de teste foram obtidos incrementos em relação ao fluido base. Finalmente, as Figs. 4.25e e 4.25f mostram os resultados do coeficiente de transferência de calor por convecção para as amostras de nanofluido com nanopartícula de 20 nm sem PVP. Cabe destacar que a amostra Ag_20_3 foi excluída do estudo pois a diferença de pressão produzida danificou a vedação do microtrocador, por teste motivo decidiu-se limitar a análise às menores concentrações deste tipo de nanofluido. Entretanto, também pode ser observado que foram obtidos melhores resultados no coeficiente de transferência de calor para a amostra de menor concentração (Ag_20_1), enquanto os resultados para a amostra Ag_20_2 ficaram menores que os do fluido base.

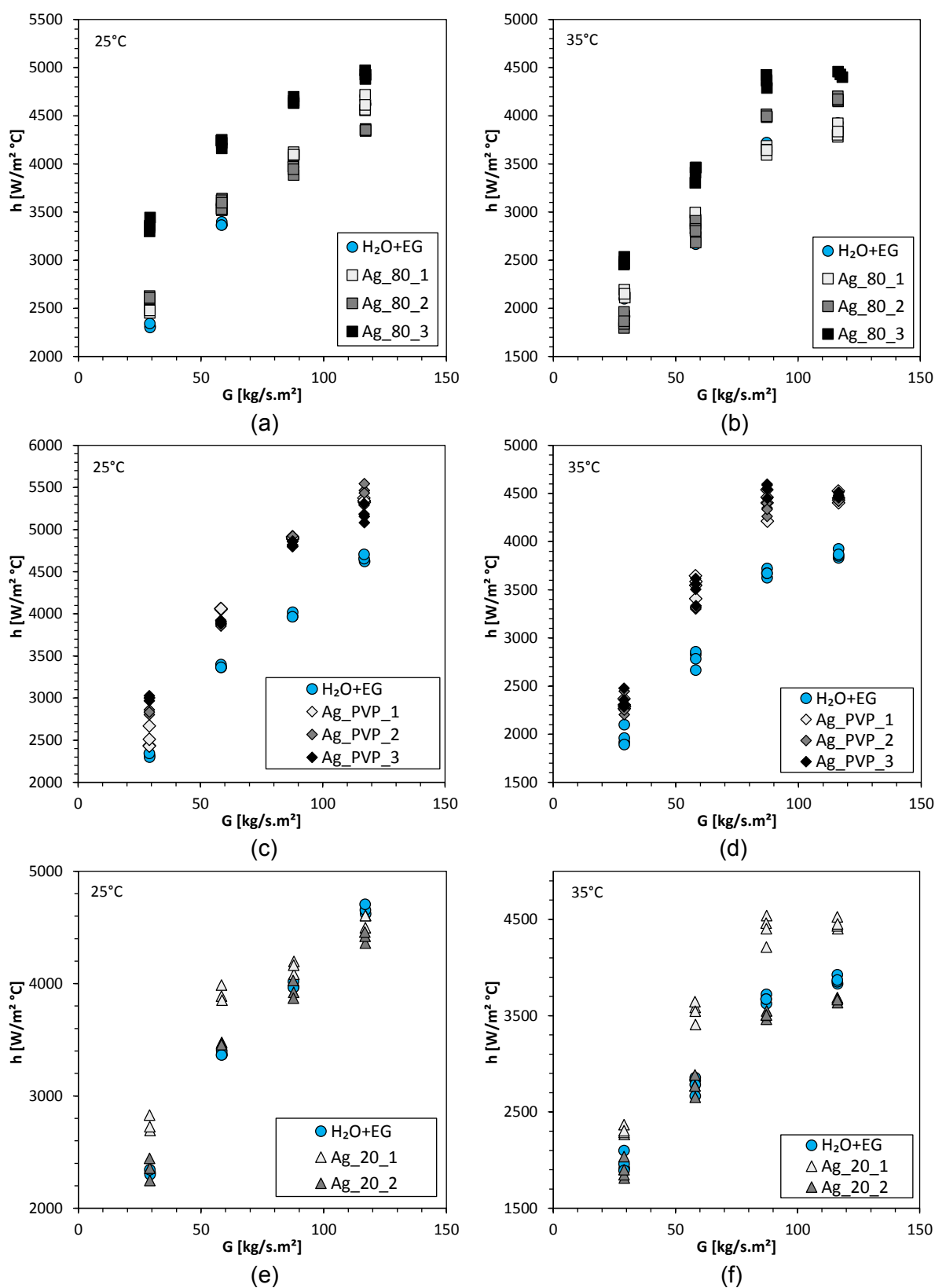


Figura 4.25 – Coeficiente de transferência de calor por convecção dos nanofluidos (H₂O_EG_Ag) em função da velocidade mássica do fluido: (a) $T_{in} = 25^\circ\text{C}$, Ag com d=80 nm. (b) $T_{in} = 35^\circ\text{C}$, Ag com d=80 nm. (c) $T_{in} = 25^\circ\text{C}$, Ag_PVP com d=20 nm. (d) $T_{in} = 35^\circ\text{C}$, Ag_PVP com d=20 nm. (e) $T_{in} = 25^\circ\text{C}$, Ag com d=20 nm. (f) $T_{in} = 35^\circ\text{C}$, Ag com d=20 nm.

Na Tabela 4.20 foram sumarizados os incrementos máximos e médios obtidos para os nanofluidos de prata a base da mistura de água destilada com etilenoglicol. É possível observar que os maiores incrementos no coeficiente de transferência de calor por convecção em relação ao fluido base foram obtidos para a amostra Ag_80_3, com um incremento máximo de 44.82% e uma média de 22,02%. Resultados semelhantes foram observados na literatura utilizando nanofluidos de prata em dissipadores de calor de microcanais. No trabalho de Şimşek, *et al.*, (2018) foi obtido um aumento máximo no coeficiente de transferência de calor de 56% para nanofluido com concentração volumétrica de 0,00357% na vazão volumétrica de 180 $\mu\text{l} / \text{min}$. Além disso, Sarafraz *et al.* (2018) encontraram um aumento máximo no coeficiente de transferência de calor de 47% para nanofluido com concentração de volume de 0,1%. Foi possível notar que os incrementos máximos e médios obtidos para estas amostras está diretamente relacionado a adição de nanopartícula.

Os resultados dos incrementos de transferência de calor por convecção para o nanofluido com nanopartículas de prata de diâmetro de 20 nm com PVP (Ag_PVP) apresentaram incrementos da mesma ordem para todas as amostras. Isto pode ser devido ao fato que quando a concentração volumétrica de nanopartícula é aumentada, o conteúdo de PVP também aumenta. Por outro lado, os menores incrementos foram obtidos para a amostra Ag_20_2 (sem PVP).

Tabela 4.20 –Incrementos máximos e médios no coeficiente de transferência de calor por convecção dos nanofluidos de prata a base da mistura de água destilada com etilenoglicol.

	Máximo(h_{nf}/h_{fb}) [%]			Média (h_{nf}/h_{fb}) [%]		
	Φ_1	Φ_2	Φ_3	Φ_1	Φ_2	Φ_3
Ag_80	6,81	12,54	44,82	2,91	3,83	21,92
Ag_PVP	27,78	24,43	29,61	17,35	17,10	19,31
Ag_20	20,72	4,28	-	9,81	-2,17	-

4.4.2. Nanofluidos de prata a base de água destilada

Os resultados experimentais do coeficiente de transferência de calor por convecção na condição de temperatura de entrada de 25 °C e 35 °C para os nanofluidos com nanopartícula de prata de diâmetro de 80 nm são mostrados nas Figs. 4.26a e 4.26b, respectivamente. Pode ser observado que para este nanofluido somente foram obtidos incrementos para a menor concentração volumétrica na temperatura de entrada de 25 °C, enquanto para as amostras com maior conteúdo de nanopartícula o coeficiente de transferência de calor obtido foi menor que o do fluido base para todas as condições de teste. Isto pode ser um sinal de degradação dos nanofluidos dentro do trocador de calor de microcanais, uma vez que é observado que os

decrementos no coeficiente de transferência de calor convectivo estão diretamente relacionados à concentração volumétrica de nanopartícula.

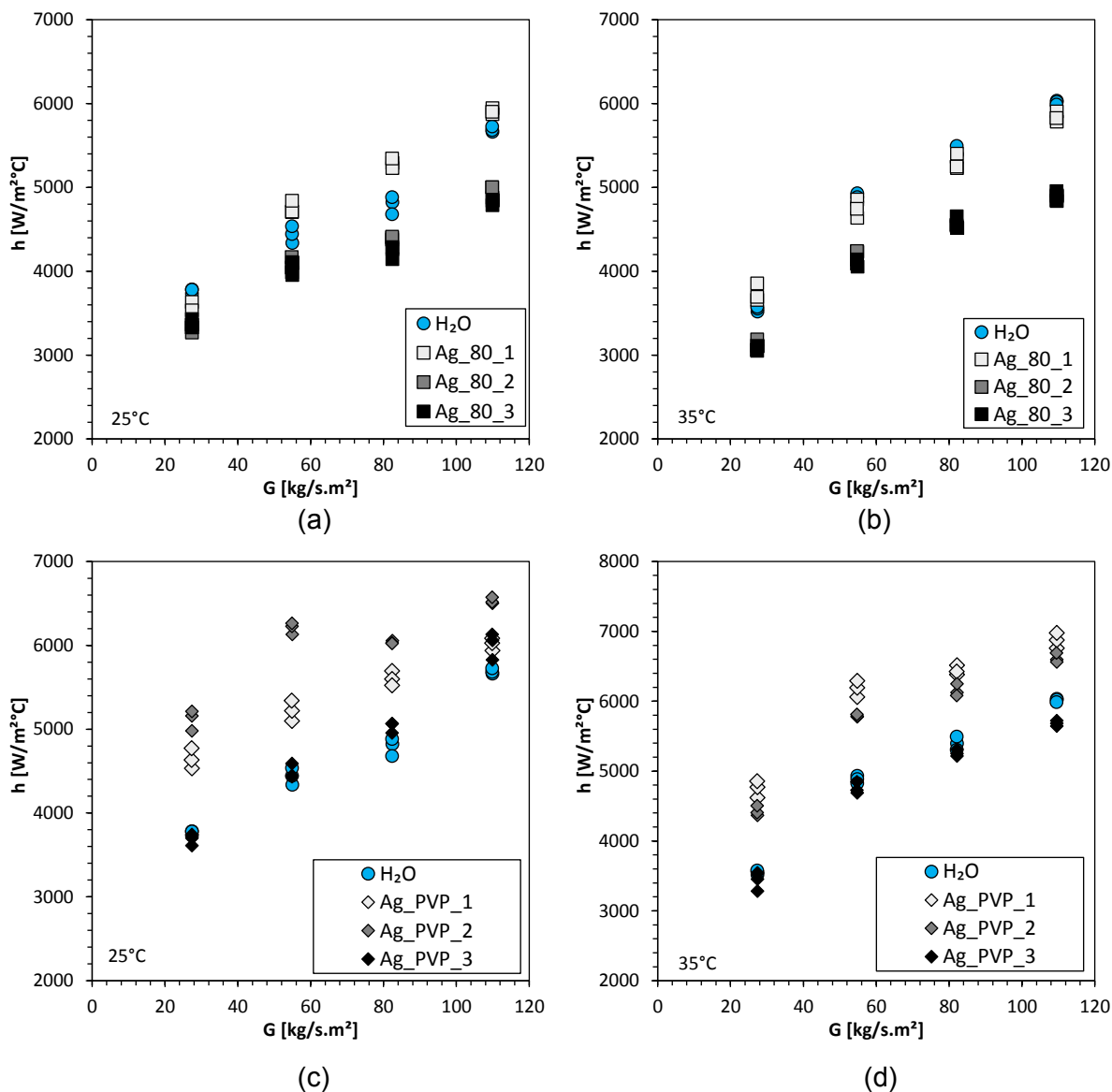


Figura 4.26 – Coeficiente de transferência de calor por convecção dos nanofluidos ($\text{H}_2\text{O_Ag}$) em função da velocidade mássica do fluido: (a) $T_{in} = 25^\circ\text{C}$, Ag com $d=80$ nm. (b) $T_{in} = 35^\circ\text{C}$, Ag com $d=80$ nm. (c) $T_{in} = 25^\circ\text{C}$, Ag_PVP com $d=20$ nm. (d) $T_{in} = 35^\circ\text{C}$, Ag_PVP com $d=20$ nm.

O coeficiente de transferência de calor para as amostras com nanopartículas de 20 nm de diâmetro com PVP (Figs. 4.26c e 4.26d) apresentou incrementos para as amostras de menor concentração volumétrica de nanopartícula, enquanto os resultados para a amostra de maior concentração ficaram semelhantes aos do fluido base.

Os valores máximos e médios dos incrementos do coeficiente de transferência de calor para os nanofluidos a base de água destilada, são apresentados na Tab.4.21. É possível

observar que o uso de nanofluidos com nanopartículas de prata de 80 nm de diâmetro não apresentou benefícios em comparação ao fluido base. Por outro lado, o nanofluido com nanopartículas de prata de diâmetro de 20 nm com PVP apresentou incrementos somente para as amostras Ag_PVP_1 e Ag_PVP_2, entretanto com valores próximos entre elas, similar aos resultados obtidos para o mesmo tipo de nanopartícula com a mistura de água destilada com etilenoglicol como fluido base.

Tabela 4.21 –Incrementos máximos e médios no coeficiente de transferência de calor por convecção dos nanofluidos de prata a base de água destilada.

	máximo(h_{nf}/h_{fb}) [%]			média(h_{nf}/h_{fb}) [%]		
	Φ_1	Φ_2	Φ_3	Φ_1	Φ_2	Φ_3
Ag_80	8,28	-1,55	-2,52	0,12	-11,91	-13,29
Ag_PVP	35,41	41,24	10,23	17,57	18,81	-0,11

4.5. Fator de atrito e queda de pressão dos nanofluidos

4.5.1. Nanofluidos de prata a base da mistura de água destilada e etilenoglicol

A Figura 4.27 mostra os resultados de queda de pressão e fator de atrito para os nanofluidos a base da mistura de água destilada com etilenoglicol em função da velocidade mássica e do número de Reynolds, respectivamente. Os resultados do fator de atrito são também comparados com o modelo da Eq. 4.11, a qual apresentou o melhor ajuste aos resultados dos fluidos base. De acordo com o mostrado na Fig. 4.27a, as amostras de nanofluido com nanopartícula de 80 nm de diâmetro apresentaram incrementos na queda de pressão em relação ao do fluido base, sendo os maiores incrementos correspondentes à amostra com concentração volumétrica de 0,001% (Φ_2). O fator de atrito destas amostras (Fig. 4.27b) apresentou o mesmo comportamento que o fluido base, podendo ser também representado pela Eq. 4.11, entretanto também houve incrementos com respeito ao fluido base.

Os resultados de queda de pressão das amostras com nanopartículas de prata de 20 nm com PVP mostrados na Fig. 4.27c também apresentaram incrementos na queda de pressão, porém não tão elevados quanto as amostras dos outros tipos de nanopartículas. A Fig. 4.27d mostra que os resultados do fator de atrito ficaram semelhantes para a maior parte da faixa de Reynolds avaliada. Desta maneira é possível afirmar que o fator de atrito para estas amostras também pode ser representado pelo modelo da Eq. 4.11.

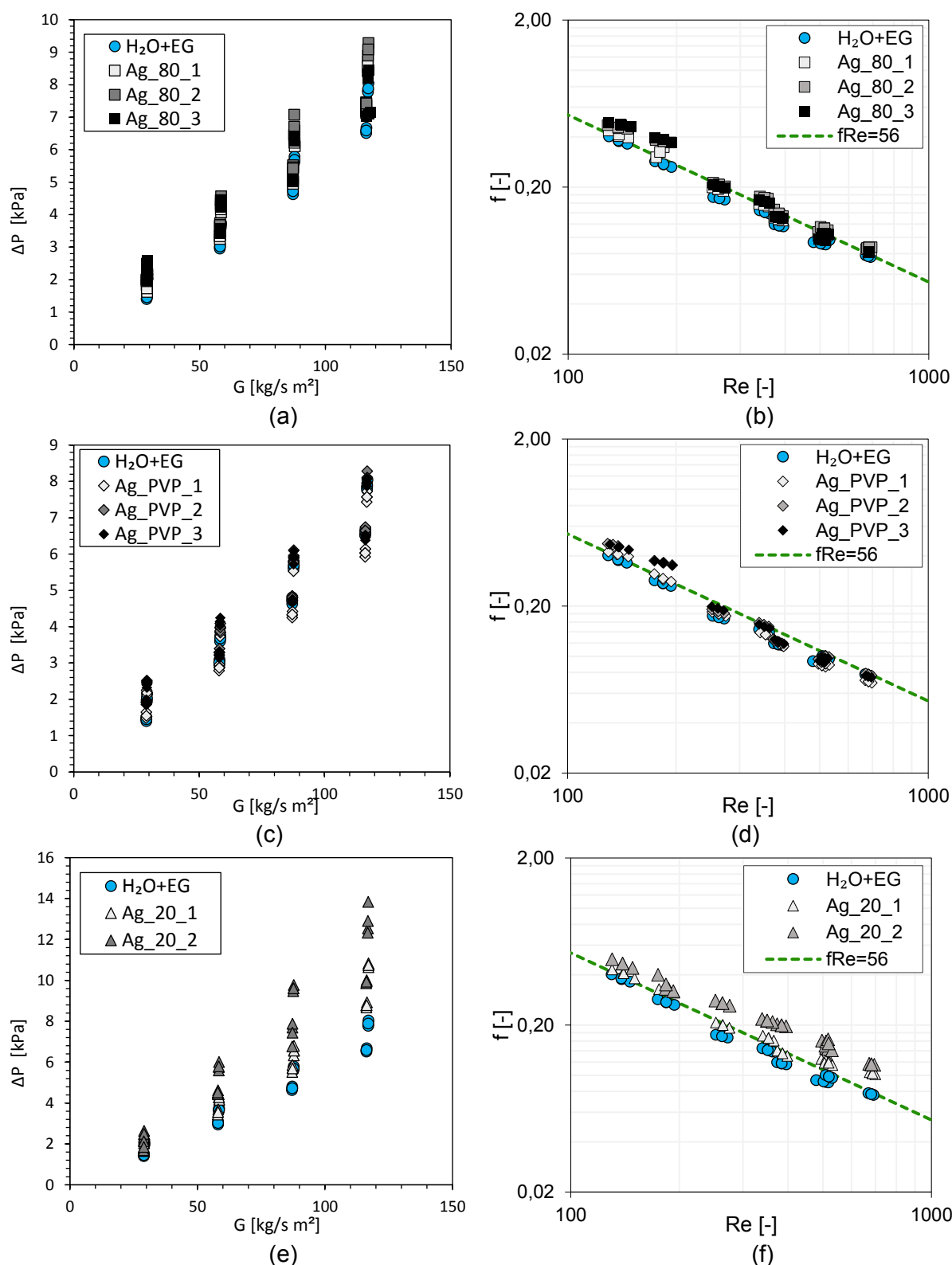


Figura 4.27 – Queda de pressão e fator de atrito dos nanofluidos (H₂O_EG_Ag) em função da velocidade mássica do fluido: (a) Queda de pressão, Ag com d=80 nm. (b) Fator de atrito, Ag com d=80 nm. (c) Queda de pressão, Ag_PVP com d=20 nm. (d) Fator de atrito, Ag_PVP com d=20 nm. (e) Queda de pressão, Ag com d=20 nm. (f) Fator de atrito, Ag com d=20 nm.

As amostras com nanopartículas de prata de 20 nm sem PVP apresentaram resultados de queda de pressão visivelmente maiores aos do fluido base, como mostrado na Fig. 4.27e. Entretanto, os resultados do fator de atrito apresentado na Fig. 4.27d mostram que a amostra Ag_20_1 exibe uma tendência similar à do fluido base, embora com alguns incrementos. Entretanto a tendência exibida pela amostra Ag_20_2 difere à do fluido base na inclinação da reta. Portanto, o modelo da Eq. 4.11 poderia ser aplicado neste caso apenas para a amostra de menor concentração.

A Tabela 4.22 apresenta os valores máximos e médios dos resultados da queda de pressão dos nanofluidos a base da mistura de água destilada com etilenoglicol. É possível observar que os incrementos na queda de pressão estão diretamente relacionados com o incremento de adição de nanopartículas no fluido com exceção das amostras Ag_80, onde a maior queda de pressão média foi obtida para o nanofluido com concentração de 0,001%.

Tabela 4.22 –Incrementos máximos e médios na queda de pressão dos nanofluidos de prata a base da mistura de água destilada com etilenoglicol.

	Máximo ($\Delta P_{nf}/\Delta P_{fb}$) [%]			Média ($\Delta P_{nf}/\Delta P_{fb}$) [%]		
	Φ_1	Φ_2	Φ_3	Φ_1	Φ_2	Φ_3
Ag_80	26,35	39,23	41,46	9,49	18,91	15,70
Ag_PVP	8,93	23,43	31,98	-0,74	7,00	8,47
Ag_20	39,37	72,01	-	19,82	47,52	-

4.5.2. Nanofluidos de prata a base de água destilada

A Figura 4.28 mostra os resultados de queda de pressão e fator de atrito para os nanofluidos a base de água destilada em função da velocidade mássica e do número de Reynolds, respectivamente, em comparação com o fluido base. Similar à seção anterior, os resultados do fator de atrito também foram comparados com o modelo da Eq. 4.11.

A queda de pressão para as amostras com nanopartícula de prata de diâmetro de 80 nm, é mostrada na Fig. 4.28a, onde pode ser percebido que existem incrementos relacionados a concentração volumétrica. Assim, a maior queda de pressão foi obtida para a amostra Ag_80_3. O fator de atrito apresentado na Fig. 4.28b mostra incrementos em relação ao do fluido base, não apenas relacionados ao efeito de adição de nanopartículas, mas também ao incremento da temperatura de entrada do fluido. Como mencionado antes, isto pode ser devido a um efeito da degradação do nanofluido devido ao gradiente de temperatura durante a execução dos ensaios.

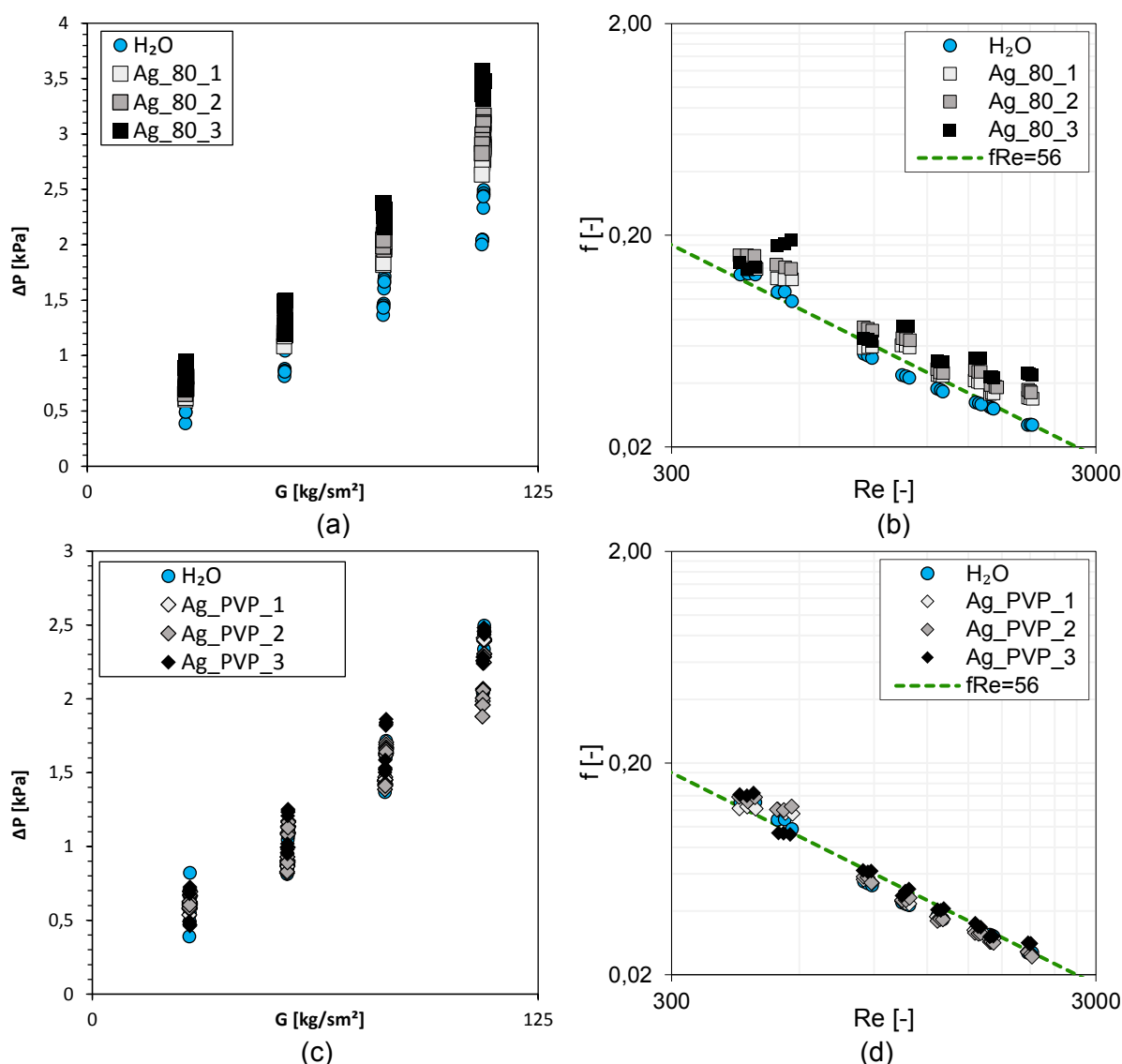


Figura 4.28 – Queda de pressão e fator de atrito dos nanofluidos (H₂O_EG_Ag) em função da velocidade mássica do fluido: (a) Queda de pressão, Ag com d=80 nm. (b) Fator de atrito, Ag com d=80 nm. (c) Queda de pressão, Ag_PVP com d=20 nm. (d) Fator de atrito, Ag_PVP com d=20 nm.

A Figura 4.28c apresenta os resultados de queda de pressão para as amostras com nanopartículas de prata de 20 nm com PVP, onde pode ser visto que os incrementos na queda de pressão para estas amostras não foram significativos. Da mesma forma, o fator de atrito mostrado na Fig. 4.28d apresenta valores semelhantes aos do fluido base com incrementos mínimos na maioria de condições de teste avaliadas. Portanto, pode ser afirmado que a queda de pressão para este tipo de nanofluido também pode ser modelado mediante a Eq. 4.11. Estes resultados foram similares aos obtidos para o mesmo tipo de nanopartícula com fluido base da mistura de água destilada com etilenoglicol.

Os valores máximos e médios dos incrementos dos nanofluidos de prata a base de água destilada são apresentados na Tab. 4.23. É possível observar que os incrementos na queda de pressão dos nanofluidos estão diretamente relacionados com a adição de nanopartículas no fluido.

Tabela 4.23 – Incrementos máximos e médios na queda de pressão dos nanofluidos de prata a base de água destilada.

	máximo($\Delta P_{nf}/\Delta P_{fb}$) [%]			média($\Delta P_{nf}/\Delta P_{fb}$) [%]		
	Φ_1	Φ_2	Φ_3	Φ_1	Φ_2	Φ_3
Ag_80	39,61	50,32	93,95	21,59	34,36	48,63
Ag_PVP	18,02	28,07	29,01	0,84	2,14	6,29

Comparando os resultados médios dos incrementos na queda de pressão obtidos para os nanofluidos a base da mistura de água destilada com etilenoglicol da Tab. 4.22 com os resultados de queda de pressão para as amostras a base de água destilada da Tab. 4.23, pode ser notado que os incrementos de queda de pressão para as amostras com nanopartículas de 80 nm de diâmetro foram maiores quando foi utilizada a água destilada como fluido base, sendo que na maior concentração volumétrica de nanopartículas o incremento foi mais de três vezes o obtido usando a mistura de água destilada e etilenoglicol como fluido base. Entretanto, no caso das amostras com nanopartícula de prata de 20 nm com PVP, foram obtidos maiores incrementos na queda de pressão para o fluido base da mistura de água destilada com etilenoglicol, com exceção da amostra de menor concentração para a qual a média dos resultados de queda de pressão foi menor que a do fluido base.

4.6. Desempenho termo-hidráulico dos nanofluidos

4.6.1. Nanofluidos de prata a base da mistura de água destilada e etilenoglicol

A resistência térmica dos nanofluidos de prata a base da mistura de água destilada com etilenoglicol em função da velocidade mássica para as temperaturas de entrada do fluido de 25 °C e 35 °C é mostrada na Fig. 4.29.

Os resultados da resistência térmica para as amostras com nanopartícula de prata de diâmetro de 80 nm (Figs. 4.29a e 4.29b) apresentam reduções significativas em função da concentração volumétrica de nanopartícula. Contudo, a amostra Ag_80_2 apresentou valores de resistência térmica maiores aos do fluido base para as menores velocidades mássicas testadas na condição de temperatura de entrada de 35 °C.

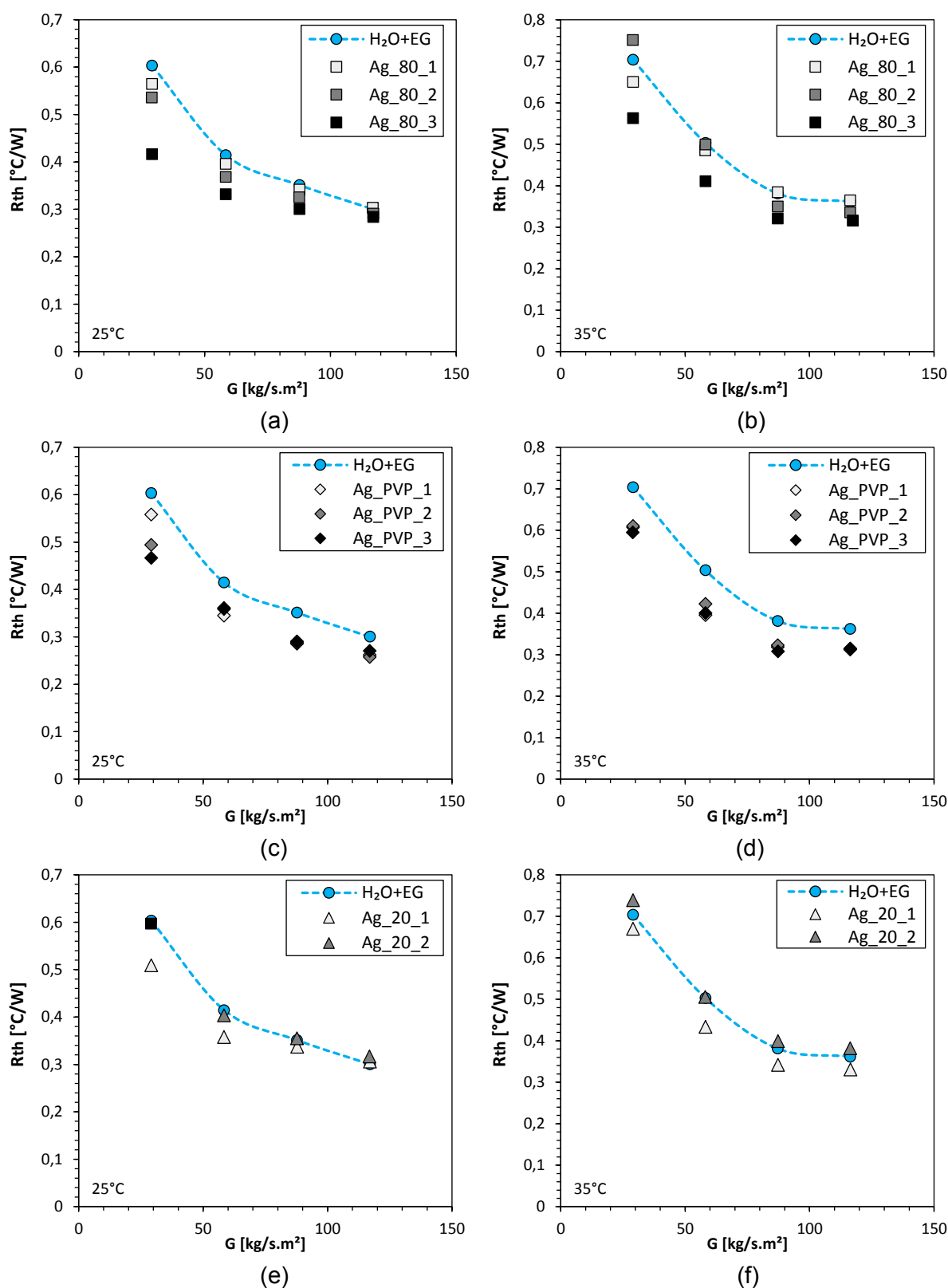


Figura 4.29 – Resistência térmica dos nanofluidos ($\text{H}_2\text{O_EG_Ag}$) em função da velocidade mássica do fluido: (a) $T_{in} = 25^{\circ}\text{C}$, Ag com $d=80\text{ nm}$. (b) $T_{in} = 35^{\circ}\text{C}$, Ag com $d=80\text{ nm}$. (c) $T_{in} = 25^{\circ}\text{C}$, Ag_PVP com $d=20\text{ nm}$. (d) $T_{in} = 35^{\circ}\text{C}$, Ag_PVP com $d=20\text{ nm}$. (e) $T_{in} = 25^{\circ}\text{C}$, Ag com $d=20\text{ nm}$. (f) $T_{in} = 35^{\circ}\text{C}$, Ag com $d=20\text{ nm}$.

As amostras com nanopartícula de prata de 20 nm com PVP, também apresentaram diminuições nos resultados de resistência térmica em comparação ao fluido base como mostrado nas Figs. 4.29c e 4.29d. Entretanto, os nanofluidos com nanopartículas de prata de diâmetro de 20nm sem PVP (Figs. 4.29e e 4.29f) mostraram reduções apenas para a amostra de menor concentração volumétrica, enquanto para a amostra Ag_20_2 foram obtidos valores de resistência térmica semelhantes ou superiores aos do fluido base.

Os valores médios e mínimos de resistência térmica obtidos para os nanofluido de prata a base da mistura de água destilada com etilenoglicol são apresentados na Tab. 4.24. Os decrementos da resistência térmica média dos nanofluidos com nanopartícula de prata de diâmetro de 80 nm em relação ao fluido base foram de 5,07%, 4,47% e 18,3%, respectivamente para as amostras de menor a maior concentração volumétrica. Para as amostras de prata com diâmetro de 20 nm com PVP, os decrementos da resistência térmica média foram de 14,77%, 16,01% e 17,09%, respectivamente para as amostras da menor a maior concentração volumétrica. Os resultados de resistência térmica em relação ao fluido base para os nanofluidos com nanopartículas de prata de 20 nm sem PVP apresentou uma redução de 9,18% para a amostra de menor concentração volumétrica e um incremento de 2,18% para a amostra com maior conteúdo de nanopartículas.

Tabela 4.24 –Resultados mínimos e médios de resistência térmica dos nanofluidos de prata a base da mistura de água destilada com etilenoglicol.

	$\min(R_{th}) [W/^{\circ}C]$			$\overline{R_{th}} [W/^{\circ}C]$		
	Φ_1	Φ_2	Φ_3	Φ_1	Φ_2	Φ_3
Ag_80	0,2965	0,2847	0,2816	0,4295	0,4322	0,3696
Ag_PVP	0,2604	0,2525	0,2636	0,3856	0,3800	0,3751
Ag_20	0,3039	0,3138	-	0,4109	0,4623	-

Tomando como referência os valores mínimos de resistência térmica, os decrementos dos nanofluidos com nanopartícula de prata a base da mistura de água destilada com etilenoglicol em relação ao fluido base foram de 0,28%, 4,27% e 5,34%, respectivamente para as amostras de menor a maior concentração volumétrica com nanopartículas de diâmetro de 80 nm; 12,45%, 15,12% e 11,39%, respectivamente para as amostras de menor a maior concentração volumétrica para as amostras de prata com diâmetro de 20 nm com PVP; e acréscimos de 2,16% e 5,49, respectivamente para os nanofluidos com nanopartícula de prata de 20 nm sem PVP de menor a maior concentração volumétrica.

Para analisar o desempenho termo-hidráulico de todas as amostras dos nanofluidos testados foram utilizadas duas abordagens. A primeira consistiu em aplicar a metodologia descrita no trabalho de Cárdenas (2019), a qual realiza uma comparação gráfica entre o

coeficiente relativo de transferência de calor por convecção em função da potência de bombeamento relativa. Além disto, a fim de identificar o efeito das variáveis controladas do sistema no desempenho termo-hidráulico dos fluidos, os resultados são mostrados em relação à concentração volumétrica de nanopartícula, temperatura de entrada do fluido, fluxo de calor fornecido ao sistema e velocidade mássica. Os resultados obtidos são mostrados nas Figs. 4.30, 4.31 e 4.32, respectivamente, para as amostras com nanopartícula de prata de diâmetro de 80 nm, 20 nm com PVP e 20 nm sem PVP.

De acordo com Cárdenas (2019), nas figuras podem ser identificadas 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, onde a coordenada (1,1) representa o fluido base utilizado na dispersão. O primeiro quadrante (esquerda superior) representa o resultado desejado ($m > 1$ e $n < 1$), descrevendo um desempenho termo-hidráulico onde existe um incremento no coeficiente de transferência de calor por convecção e um decremento na potência de bombeamento; o segundo quadrante (direta superior), representa o resultado teoricamente esperado dos nanofluidos onde se tem acréscimos tanto no coeficiente de transferência de calor por convecção ($m > 1$), quanto na potência de bombeamento ($n > 1$); o terceiro quadrante (direita inferior) indica que a aplicação de nanofluidos não apresenta nenhuma vantagem, já que este quadrante representa valores na potência de bombeamento superiores aos do fluido base ($n < 1$) e coeficientes de transferência de calor inferiores ao do fluido base ($m < 1$); finalmente o quarto quadrante representa uma redução no coeficiente de transferência de calor por convecção ($m < 1$) e também na potência de bombeamento ($n < 1$).

Desta maneira segundo o critério descrito, na Fig. 4.30 pode ser observado que os resultados de desempenho termo-hidráulico das amostras com nanopartículas de prata de diâmetro de 80 nm ficaram em sua maioria no segundo quadrante. Os maiores incrementos no coeficiente de transferência de calor foram obtidos para a maior concentração volumétrica de nanopartículas e para a temperatura de entrada de 25 °C, enquanto os maiores incrementos na potência de bombeamento foram obtidos para a temperatura de entrada de 35 °C e a menor velocidade mássica.

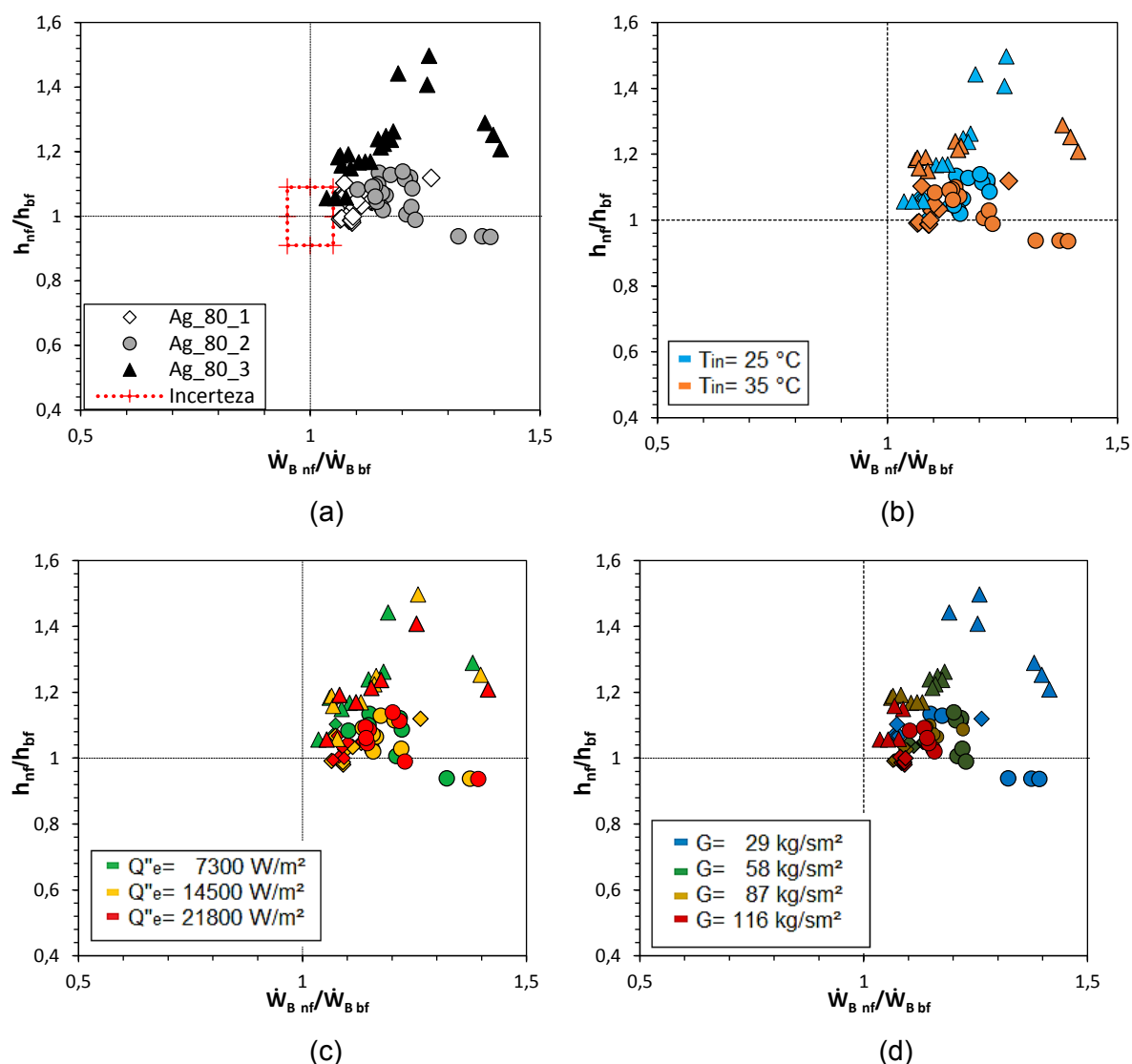


Figura 4.30 – Resultados obtidos experimentalmente para os nanofluidos ($\text{H}_2\text{O_EG_Ag_80}$) do coeficiente relativo de transferência de calor por convecção [h_{nf}/h_{bf}] em função da potência de bombeamento relativa [$\dot{W}_{B,nf}/\dot{W}_{B,bf}$] em relação à: (a) Concentração volumétrica de nanopartículas (b) Temperatura de entrada do fluido. (c) Fluxo de calor fornecido ao sistema. (d) Velocidade mássica.

O desempenho termo-hidráulico das amostras com nanopartícula de prata de diâmetro de 20 nm com PVP mostrado na Fig. 4.31, apresentou uma melhora com respeito às amostras de nanofluido $\text{H}_2\text{O_EG_Ag_80}$, uma vez que os resultados ficaram distribuídos entre o quadrante I e II. Não foi identificada influência nos resultados por parte do fluxo de calor nem da temperatura de entrada, entretanto a menor potência de bombeamento relativa foi obtida para a menor concentração de nanopartícula, e a maior potência de bombeamento relativa para as menores velocidades mássicas.

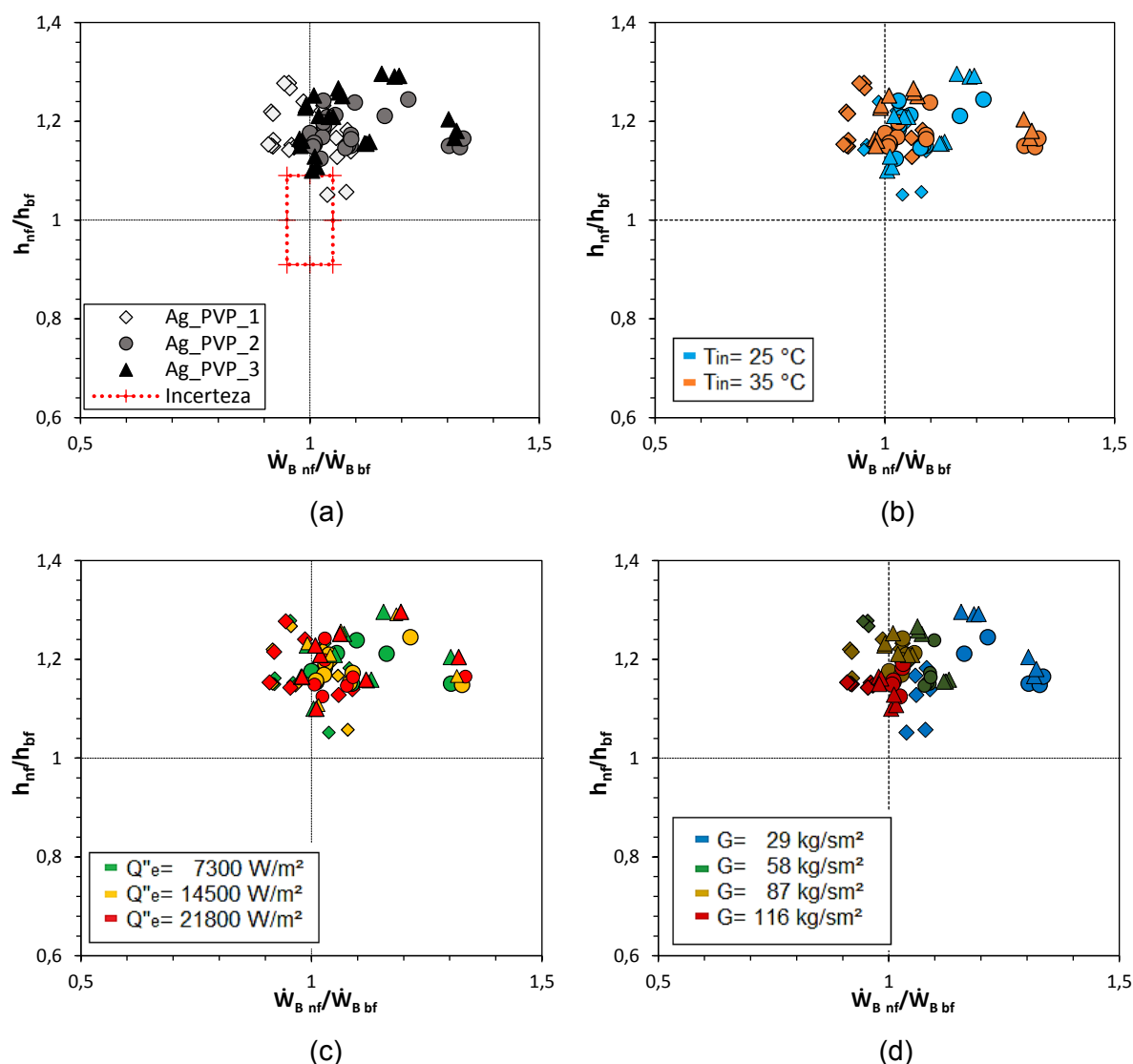


Figura 4.31 – Resultados obtidos experimentalmente para os nanofluidos ($H_2O_EG_Ag_PVP$) do coeficiente relativo de transferência de calor por convecção [h_{nf}/h_{bf}] em função da potência de bombeamento relativa [$\dot{W}_{B,nf}/\dot{W}_{B,bf}$] em relação à: (a) Concentração volumétrica de nanopartículas (b) Temperatura de entrada do fluido. (c) Fluxo de calor fornecido ao sistema. (d) Velocidade mássica.

A Figura 4.32 mostra o desempenho termo-hidráulico dos nanofluidos com nanopartícula de diâmetro de 20 nm sem PVP, onde é claramente observado que a variável de maior influência foi a concentração volumétrica de nanopartículas, sendo que os resultados para a maior concentração testada ficaram majoritariamente no terceiro quadrante, o qual representa o pior cenário possível para o uso de nanofluidos.

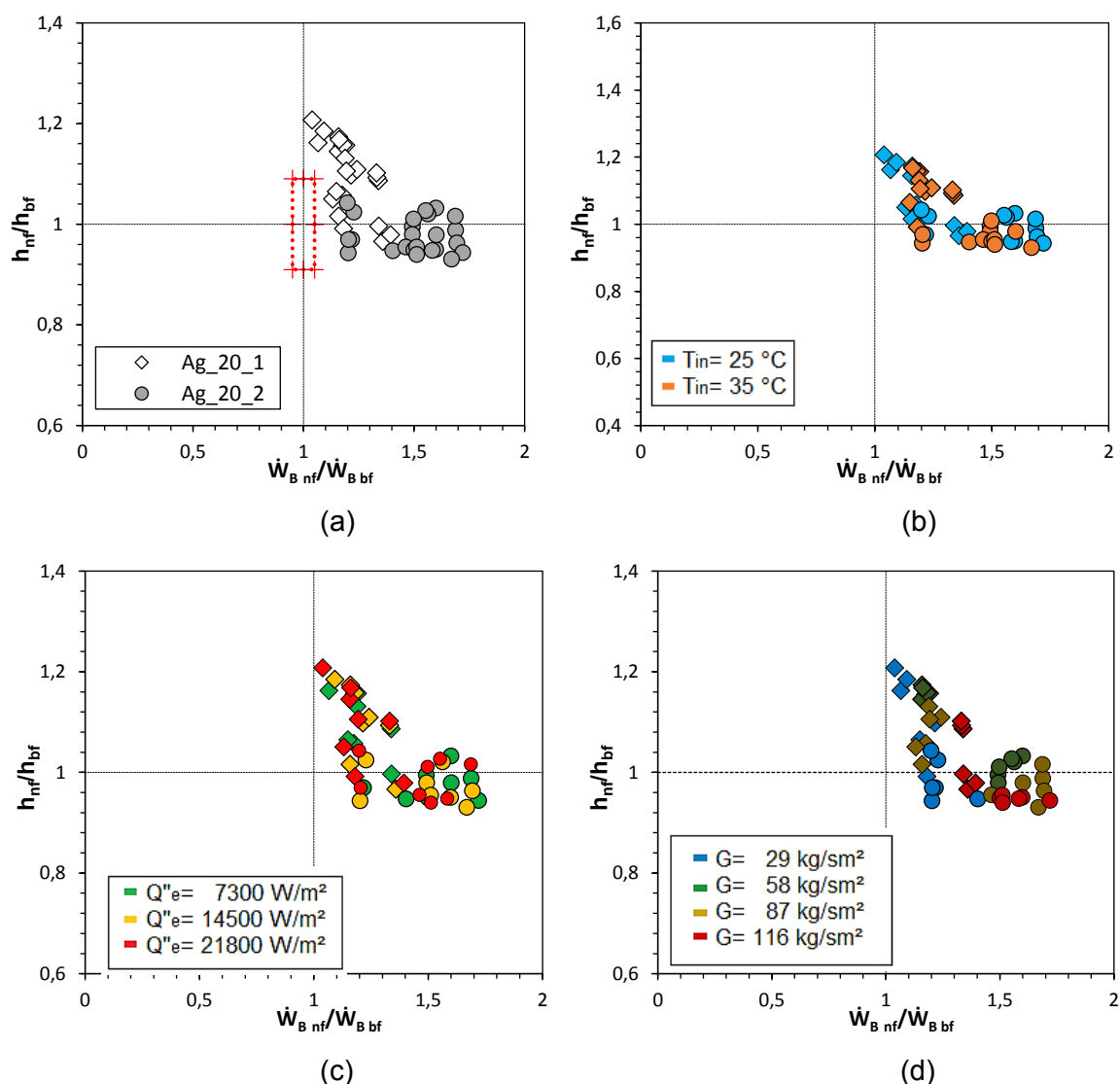


Figura 4.32 – Resultados obtidos experimentalmente para os nanofluidos (H₂O_EG_Ag_20) do coeficiente relativo de transferência de calor por convecção [h_{nf}/h_{bf}] em função da potência de bombeamento relativa [$\dot{W}_{B,nf}/\dot{W}_{B,bf}$] em relação à: (a) Concentração volumétrica de nanopartículas (b) Temperatura de entrada do fluido. (c) Fluxo de calor fornecido ao sistema. (d) Velocidade mássica.

Comparando as Figs. 4.31 e 4.32 pode ser claramente observada a influência do surfactante no desempenho termo-hidráulico do nanofluido, confirmando que um nanofluido presumivelmente mais estável permite atingir melhoras na potência de bombeamento e no coeficiente de transferência de calor por convecção, mesmo apesar da alta concentração do PVP nas nanopartículas (75%)

Por outro lado, o segundo método utilizado para a avaliação do desempenho termo-hidráulico dos nanofluidos é através do cálculo de dois critérios geralmente utilizados em trocadores de calor de microcanais: a figura de mérito (FoM) apresentada na Eq. 4.15

(BAHIRAEI e HESHMATIAN, 2018) e desempenho térmico global (η_G) dada pela Eq. 4.16 (SARAFRAZ, NIKKHAH, *et al.*, 2018) (MANAY e SAHIN, 2016).

$$FoM = \frac{h_{nf} / h_{fb}}{\Delta P_{nf} / \Delta P_{fb}} \quad (4.15)$$

$$\eta_G = \left(\frac{Nu_{nf}}{Nu_{fb}} \right) \left(\frac{f_{fb}}{f_{nf}} \right)^{1/3} \quad (4.16)$$

Os resultados médios dos critérios descritos pelas Eqs. 4.15 e 4.16 para os nanofluidos de prata a base da mistura de água destilada com etilenoglicol são apresentados na Tab. 4.25, onde pode ser observado que ambos os critérios de avaliação do desempenho termo-hidráulico utilizados mostram que o melhor desempenho termo-hidráulico corresponde a amostra Ag_PVP_1.

Tabela 4.25 – Resultado dos critérios adotados para avaliação do desempenho termo-hidráulico dos nanofluidos de prata a base da mistura de água destilada com etilenoglicol.

	FoM [-]			η_G [-]		
	Φ_1	Φ_2	Φ_3	Φ_1	Φ_2	Φ_3
Ag_80	0,94	0,89	1,05	1,00	1,00	1,15
Ag_PVP	1,19	1,08	1,10	1,18	1,14	1,16
Ag_20	0,92	0,68	-	1,03	0,86	-

4.6.2. Nanofluidos de prata a base de água destilada

A Figura 4.33 apresenta os resultados de resistência térmica dos nanofluidos de prata a base de água destilada em função da velocidade mássica para as temperaturas de entrada do fluido de 25 °C e 35 °C. Pode ser observado que os resultados de resistência térmica obtidos para as amostras com nanopartículas de prata de diâmetro de 80 nm (Figs. 4.33a e 4.33b), apresentaram reduções somente para a amostra de menor concentração na condição de teste de temperatura de entrada de 25 °C, enquanto as outras amostras mostraram incrementos na resistência térmica para todas as condições de teste.

Por outro lado, nas Figs. 4.33c e 4.33d são apresentados os resultados de resistência térmica para as amostras com nanopartícula de diâmetro de 20 nm com PVP, onde pode ser notado que as amostras com menor concentração volumétrica de nanopartícula mostraram uma redução significativa quando comparadas ao fluido base. Entretanto, para a amostra de maior concentração foram obtidos resultados semelhantes e maiores aos do fluido base.

A Tabela 4.26 apresenta os valores mínimos e médios de resistência térmica obtidos para nanofluidos de prata a base de água destilada.

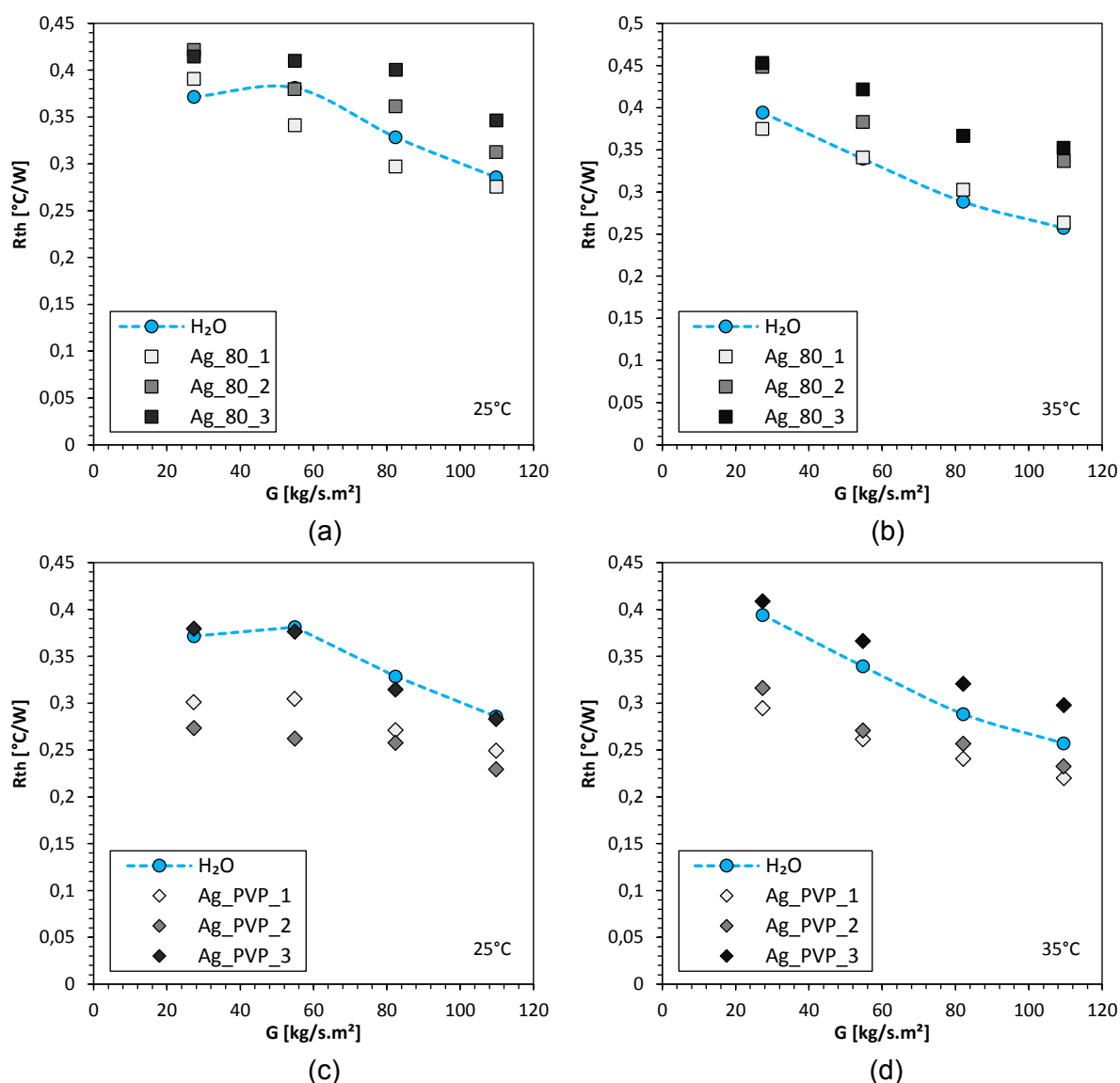


Figura 4.33 – Resistência térmica dos nanofluidos ($\text{H}_2\text{O_Ag}$) em função da velocidade mássica do fluido: (a) $T_{in} = 25^{\circ}\text{C}$, Ag com $d=80\text{ nm}$. (b) $T_{in} = 35^{\circ}\text{C}$, Ag com $d=80\text{ nm}$. (c) $T_{in} = 25^{\circ}\text{C}$, Ag_PVP com $d=20\text{ nm}$. (d) $T_{in} = 35^{\circ}\text{C}$, Ag_PVP com $d=20\text{ nm}$.

Tabela 4.26 – Resultados mínimos e médios de resistência térmica dos nanofluidos de prata a base de água destilada.

	$\min(R_{th}) [W/^{\circ}\text{C}]$			$\overline{R_{th}} [W/^{\circ}\text{C}]$		
	Φ_1	Φ_2	Φ_3	Φ_1	Φ_2	Φ_3
Ag_80	0,2591	0,3062	0,3373	0,3211	0,3762	0,3956
Ag_PVP	0,2154	0,2246	0,2751	0,2680	0,2624	0,3434

De acordo com a Tab. 4.26, os incrementos obtidos na resistência térmica média dos nanofluidos em relação ao fluido base para as amostras com nanopartículas de prata de diâmetro de 80 nm Ag_80_2 e Ag_80_3 foram de 13,77% e 19,63%, respectivamente; já a amostra Ag_80_1 apresentou uma redução de 2,88%. Para as amostras de prata com

diâmetro de 20 nm com PVP, os decrementos da resistência térmica média foram de 18,95%, 20,63% e 0,03%, respectivamente de menor à maior concentração volumétrica.

Seguindo a metodologia já descrita, tomando como referência os valores mínimos de resistência térmica, os resultados dos nanofluidos com nanopartícula de prata a base de água destilada em relação ao fluido base para as amostras com nanopartícula de diâmetro de 80 nm apresentaram incrementos de 2,19%, 20,74% e 33,02%, respectivamente para as amostras de menor à maior concentração volumétrica; para as amostras de prata com diâmetro de 20 nm com PVP foram obtidos decrementos de 15,05% e 11,43%, respectivamente para as amostras de menor concentração volumétrica e um acréscimo de 8,50% para a amostra de maior concentração.

Os resultados da avaliação do desempenho termo-hidráulico dos nanofluidos a partir da metodologia gráfica (Cárdenas, 2019) para os nanofluidos de prata a base de água destilada são apresentados nas Figs. 4.34 e 4.35, respectivamente para as amostras com nanopartícula de prata de diâmetro de 80 nm e 20 nm com PVP. Para as amostras com nanopartícula de prata de diâmetro de 80 nm, pode ser notado que as principais variáveis que influenciam no incremento da potência de bombeamento relativa são o aumento da concentração volumétrica de nanopartículas no fluido e a temperatura de entrada do fluido. Considerando que a maior parte dos pontos de operação avaliados para estas amostras ficaram no terceiro quadrante, pode ser afirmado que em termos gerais o desempenho termo-hidráulico para este tipo de nanofluido não foi satisfatório.

Os resultados do desempenho termo-hidráulico das amostras com nanopartículas de prata de 20 nm com PVP, mostrados na Fig. 4.35, indicam claramente que o uso dos nanofluidos com as menores concentrações volumétricas de nanopartículas oferece vantagens, uma vez que a maioria dos resultados destes fluidos ficaram entre o primeiro e o segundo quadrante. Já a amostra de maior concentração teve os resultados dispersos entre o terceiro e o quarto quadrante, indicando que o uso desta amostra foi desfavorável. Os efeitos da temperatura de entrada do fluido são notáveis principalmente na potência de bombeamento relativa dos fluidos.

A Tabela 4.27 apresenta os resultados obtidos para os critérios de avaliação descritos pelas Eq. 4.15 e 4.16 para os nanofluidos de prata a base de água destilada. Pode ser observado que diferentemente dos nanofluidos a base da mistura de água destilada com etilenoglicol, desta vez foram obtidos resultados similares para ambos critérios, indicando que o melhor desempenho termo-hidráulico foi obtido para a amostra Ag_PVP_2.

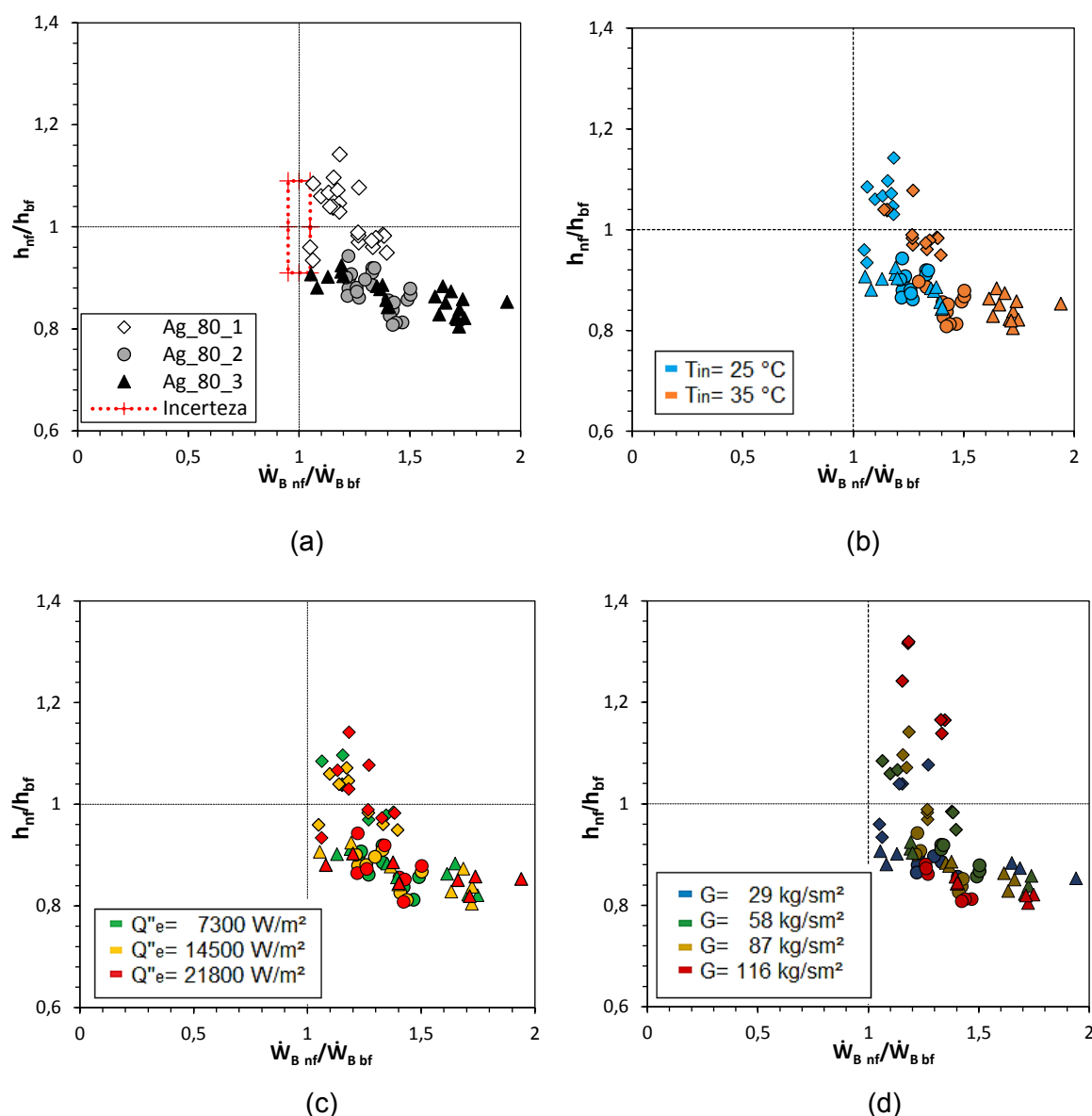


Figura 4.34 – Resultados obtidos experimentalmente para os nanofluidos ($\text{H}_2\text{O_Ag_80}$) do coeficiente relativo de transferência de calor por convecção $[h_{nf}/h_{bf}]$ em função da potência de bombeamento relativa $[\dot{W}_{B,nf}/\dot{W}_{B,bf}]$ em relação à: (a) Concentração volumétrica de nanopartículas (b) Temperatura de entrada do fluido. (c) Fluxo de calor fornecido ao sistema. (d) Velocidade mássica.

Tabela 4.27 – Resultado dos critérios adotados para avaliação do desempenho termo-hidráulico dos nanofluidos de prata a base de água destilada.

	FoM [-]			η_G [-]		
	Φ_1	Φ_2	Φ_3	Φ_1	Φ_2	Φ_3
Ag_80	0,847	0,654	0,602	1,083	0,963	0,966
Ag_PVP	1,183	1,207	0,941	1,193	1,229	1,014

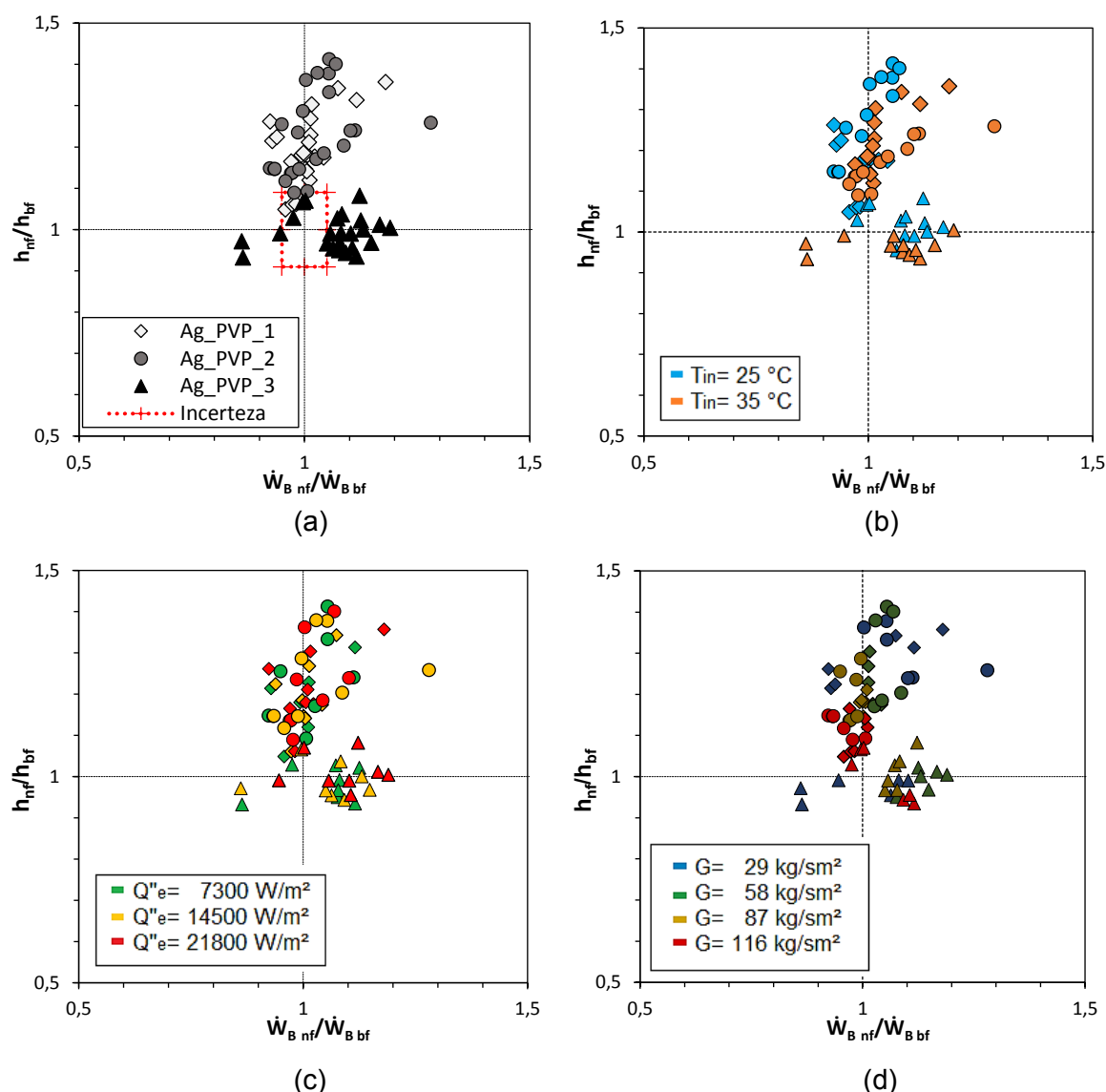


Figura 4.35 – Resultados obtidos experimentalmente para os nanofluidos ($\text{H}_2\text{O_Ag_PVP}$) do coeficiente relativo de transferência de calor por convecção $[h_{nf}/h_{bf}]$ em função da potência de bombeamento relativa $[\dot{W}_{B,nf}/\dot{W}_{B,bf}]$ em relação à: (a) Concentração volumétrica de nanopartículas (b) Temperatura de entrada do fluido. (c) Fluxo de calor fornecido ao sistema. (d) Velocidade mássica

4.7. Degradação dos nanofluidos nos microcanais

A fim de verificar se houve ou não deposição de nanopartículas nas superfícies internas dos microcanais, após finalizada a etapa de realização de testes procedeu-se a observar o interior do trocador de calor de microcanais separando as duas peças que formam o mesmo, como mostrado na Fig. 4.36. Pode ser observado que no decorrer dos ensaios realizados existiu uma degradação dos nanofluidos dentro do trocador de calor de microcanais. Entretanto, ainda que apenas em base a esta imagem não é possível identificar em qual dos

nanofluidos aconteceu este fenômeno, os resultados de transferência de calor e do coeficiente de atrito discutidos nas seções anteriores são uma boa indicação de quais dos nanofluidos tiveram maior degradação.

De acordo com Liang e Mudawar (2019), a degradação da estabilidade ou sedimentação de um nanofluido escoando dentro de um sistema de transferência de calor pode acontecer devido a diferentes fenômenos como o efeito Soret ou termoforese, o movimento Browniano e as forças de Van der Waals, pois este tipo de interações entre partículas pode causar aglomerações.



Figura 4.36 – Interior do trocador de calor de microcanais após testes.

Assim, a partir da deposição de nanopartículas observada no trocador de calor de microcanais, é necessário realizar alguns esclarecimentos na metodologia implementada na realização de testes com nanofluidos:

- Foram utilizados dois trocadores de calor de microcanais, um para os nanofluidos a base de água destilada e outro para os nanofluidos a base da mistura de água destilada com etilenoglicol.
- Após finalizada uma bateria de testes para cada amostra era realizado um ciclo de limpeza na bancada experimental, o qual consistia em: i) retirar todo o nanofluido do circuito hidráulico mediante a injeção de ar dentro da bancada; ii) escoar na bancada uma mistura de água com detergente por um período de 1 hora com uma vazão de 100 ml/min e seguidamente evacuar o fluido; iii) escoar água dentro da bancada por um período de 1 hora com uma vazão de 100 ml/min e seguidamente evacuar o fluido; iv) Repetir o passo (iii) até não detectar mais bolhas criadas pelos resíduos de detergente.

- Não foi realizada a verificação das concentrações de nanopartículas nos nanofluidos após os testes realizados, principalmente devido a uma limitação na faixa de medição da balança.

CAPÍTULO V

CONCLUSÕES E RECOMENDAÇÕES

O trabalho experimental, realizado para a avaliação dos métodos de arrefecimento aplicados à sistemas fotovoltaicos de alta concentração, iniciou de uma extensa revisão bibliográfica, que abordou aspectos teóricos e conceituais do funcionamento da tecnologia fotovoltaica com concentração solar, da necessidade de utilização de métodos de resfriamento para este tipo de aplicações. Além disso, o estado da arte sobre o desempenho de dissipadores de calor passivos e de trocadores de calor de microcanais foi realizado, destacando resultados de transferência de calor por convecção forçada em escoamento monofásico de nanofluidos em regime laminar. Nessas condições, a presente tese contribuiu a ampliar o banco de dados experimental relacionado à métodos de resfriamentos aplicados a sistemas HCPV, assim como para o melhor conhecimento dos mecanismos físicos e parâmetros envolvidos no aumento da transferência de calor de nanofluidos em escoamento monofásico laminar, no interior de microcanais de secção retangular.

Na avaliação dos trocadores de calor de microcanais, foi construído um equipamento experimental que possibilitou atingir os requisitos necessários para realização dos ensaios. Consequentemente, uma grande quantidade de dados experimentais foi obtida, possibilitando a realização da análise da transferência de calor e queda de pressão dos fluidos testados. Portanto, de modo geral, os objetivos propostos para este trabalho foram atingidos 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 divididas nas seguintes subseções:

5.1.1. Dissipador de calor de aletas

➤ A análise teórica aplicada ao trocador de calor de aletas para os ensaios realizados em laboratório mostrou-se adequada, uma vez que os desvios médios e máximos em relação aos resultados experimentais calculados foram de 1,14% e 5,25%, respectivamente. Além disso, por intermédio desta metodologia foi possível dimensionar os aportes dos mecanismos de transferência de calor por radiação e convecção natural do calor cedido ao ambiente pelo dissipador de calor de aletas, assim como diferenciar a quantidade de calor dissipado na base e nas aletas do dispositivo de arrefecimento. Desta maneira, foi observado que devido a própria configuração geométrica das aletas do dissipador (proximidade entre aletas e inclinação das mesmas) o fluxo de calor cedido ao ambiente por conceito de radiação não ultrapassou 9% do calor total dissipado. Por outro lado, foi encontrado que as aletas são responsáveis pelo 86% de calor cedido ao ambiente por convecção natural

➤ Em relação aos ensaios realizados em condições reais de operação foi observado que os dados calculados teoricamente pelo balanço de energia na célula fotovoltaica e os dados experimentais apresentaram uma diferença média de 5,75%, considerando a eficiência ótica do concentrador solar como sendo de 81,5% de acordo com as informações disponibilizadas pelo fabricante.

➤ Devido às condições de vento observadas nos ensaios realizados em campo foi necessário incluir o conceito de convecção mista na análise implementada, este procedimento foi realizado por intermédio do número de Richardson.

➤ Os resultados de calor dissipado calculados através da análise de transferência de transferência de calor aplicada aos ensaios em condições reais de teste apresentaram diferenças de $\pm 4\%$ em relação aos dados experimentais, sendo a média dos desvios de 0,8%.

➤ A resistência térmica calculada para o dissipador de calor de aletas foi de 3,06 °C/W, 3,10°C/W e 2,43 °C/W, respectivamente para as análises em laboratório, em campo com

convecção natural e em campo com convecção mista. Estes resultados foram bem próximos ao valor de resistência térmica de $2,47\text{ }^{\circ}\text{C/W}$, declarada pelo fabricante do dissipador de calor.

➤ A partir dos experimentos em campo foi calculada uma eficiência e temperatura média da célula solar no sistema HCPV de 35,75% e $64,96\text{ }^{\circ}\text{C}$, respectivamente, correspondendo a uma média de calor médio removido na célula de $10,09\text{ W}$. Para o caso de convecção mista, obteve-se uma eficiência de 35,87%, temperatura na célula de $60,5\text{ }^{\circ}\text{C}$, enquanto para o caso de convecção natural os valores de eficiência e temperatura da célula foram 35,63%, e $67,6\text{ }^{\circ}\text{C}$, respectivamente.

5.1.2. Trocador de calor de microcanais

➤ Foi demonstrado que a bancada construída para a avaliação de dissipadores de calor de microcanais possui todos os atributos necessários que possibilitaram a realização da análise de transferência de calor em microescala dos diferentes fluidos estudados. Os resultados de balanço de energia aplicado na bancada experimental, utilizando água destilada como fluido de referência, mostraram desvios menores que 5% e 15%, respectivamente, para as condições de com e sem isolamento.

➤ Os resultados experimentais para o coeficiente de transferência de calor, em regime laminar em escoamento hidrodinâmico completamente desenvolvido e térmico em desenvolvimento dos testes realizados com os fluidos de referência, foram comparados com os modelos clássicos de Sieder e Tate (1936) e Shah e London (1978). Já para os trocadores de calor de microcanais propostos por Jiang et al., (2001) e Morteau, et al. (2019), apresentaram desvios médios de 7,01%, 5,16%, 6,60% e 5,58% para água destilada e 13,52%, 11,40%, 13,72% e 15,24% para mistura de água destilada com etilenoglicol em proporção de 50% em massa, respectivamente, em relação aos modelos citados.

➤ O fator de atrito em regime laminar dos testes realizados com os fluidos de referência, foram comparados com os modelo clássicos de Shah e London (1978), a distribuição de Hagen-Poiseuille e com o modelo para avaliação do fator de atrito em escoamento laminar em microcanais em condições adiabáticas, implementado no trabalho de Kosar (2010). Assim, foi encontrado que os dados experimentais obtidos se ajustavam satisfatoriamente com o modelo para microcanais, sendo que os desvios médios calculados foram de 7,12% para água destilada e 11,03% para a mistura de água destilada com etilenoglicol.

➤ O desempenho termo-hidráulico dos fluidos de referência foi estimado a partir da resistência térmica e da potência de bombeamento do sistema. Assim, o valor mínimo de resistência térmica obtida foi de $0,2535\text{ }^{\circ}\text{C/W}$ e $0,2974\text{ }^{\circ}\text{C/W}$, e a máxima potência de bombeamento calculada foi de 2,5 mW e 8,0 mW, respectivamente para a água destilada e a mistura de água com etilenoglicol.

➤ A potência de bombeamento por vezes chamada de energia requerida de escoamento máxima calculada para os fluidos de referência representa o 0,04% e o 0,14% da energia gerada pela célula fotovoltaica de alta concentração, respectivamente, para a água destilada e a mistura de água com etilenoglicol.

➤ A resistência térmica média calculada no trocador de calor de microcanais utilizando como fluido de referência a mistura de água destilada e etilenoglicol foi 5 vezes menor que a do dissipador de calor de aletas e, no caso da água destilada, a redução foi de mais de 7 vezes.

➤ Foi realizada uma análise que permitiu avaliar a eficiência elétrica da célula fotovoltaica, a eficiência térmica do trocador de calor de microcanais e a eficiência global do sistema a partir dos resultados obtidos em laboratório para o trocador de calor de microcanais utilizando água destilada como fluido de trabalho. Os resultados mostraram uma redução máxima na temperatura da célula de $22,4\text{ }^{\circ}\text{C}$ acompanhada de um incremento na eficiência da célula de 2,75%, em comparação com os resultados obtidos em campo para o dissipador de calor de aletas. As eficiências térmica e global médias do sistema foram 46,85% e 76,41%, respectivamente, isto demonstra o potencial de aplicação deste dispositivo em aplicações secundárias para aproveitamento do calor removido da célula, destacando o processo de dessalinização em regiões remotas.

➤ O incremento da eficiência global estimada do sistema HCPV com o trocador de calor de microcanais foi de mais de 265% quando comparado com os resultados obtidos com o dissipador de calor de aletas devido que a energia térmica retirada da célula utilizando o dissipador de calor de aletas não pode ser aproveitada.

5.1.3. Nanofluidos de prata escoando no trocador de calor de microcanais

➤ A viscosidade e massa específica dos nanofluidos foi determinada de maneira experimentalmente, mostrando incrementos por vezes desprezíveis nas amostras da mistura

de água destilada com etilenoglicol, uma vez que os incrementos máximos obtidos foram de 0,3% e 2,3% para massa específica e viscosidade, respectivamente. Para os nanofluidos a base de água destilada os incrementos em relação à viscosidade foram mais notáveis, contudo, o maior acréscimo foi de 4,52%, enquanto a massa específica não apresentou diferenças significativas com os valores obtidos para o próprio fluido base. Isto é resultado dos níveis reduzidos de concentração volumétrica de nanopartículas selecionados para a síntese dos nanofluidos.

➤ Os resultados obtidos das medições de condutividade térmica para as amostras de nanofluido a base da mistura de água destilada com etilenoglicol apresentaram incrementos significativos só para as amostras de maior concentração. Entretanto, para condutividade térmica dos nanofluidos a base de água destilada, não foram observados incrementos relevantes em comparação com o fluido base.

➤ O coeficiente de transferência de calor das amostras de nanofluidos de prata, com nanopartícula de diâmetro de 80 nm a base da mistura de água destilada com etilenoglicol, apresentou incrementos quando comparado ao fluido base. Isso indica que os incrementos foram relacionados à concentração volumétrica de nanopartícula, sendo o maior incremento médio de 21,92%. Por outro lado, o coeficiente de transferência de calor convectivo para o mesmo tipo de nanopartícula, utilizando como fluido base água destilada, apresentou decrementos para as duas amostras com maior conteúdo de nanopartícula quando comparado ao fluido base, isto pode ser devido à uma degradação do nanofluido dentro da bancada de testes.

➤ O coeficiente de transferência de calor das amostras de nanofluidos de prata com nanopartícula de diâmetro de 20 nm com PVP a base da mistura de água destilada com etilenoglicol apresentou incrementos em relação ao fluido base. Entretanto todos os incrementos permaneceram da mesma ordem, sendo o maior incremento médio de 19,31%. Por outro lado, o coeficiente de transferência de calor convectivo para o mesmo tipo de nanopartícula, utilizando como fluido base água destilada também apresentou incrementos, sendo o maior aumento médio de 18,81%. Entretanto, a amostra de maior concentração apresentou valores inferiores para o coeficiente de transferência de calor. Isso pode estar relacionado ao incremento do surfactante PVP no fluido.

➤ O coeficiente de transferência de calor das amostras de nanofluidos de prata com nanopartícula de diâmetro de 20 nm sem PVP a base da mistura de água destilada com

etilenoglicol apresentaram incrementos em relação ao fluido base somente para a amostra de menor concentração.

➤ Em relação à resistência térmica, a maioria de nanofluidos de prata a base da mistura de água destilada com etilenoglicol apresentaram reduções em relação ao fluido base com exceção da amostra Ag_20_2. Entretanto, para nanofluidos de prata a base de água destilada, somente as amostras de menor concentração de nanopartícula para 20 nm com PVP, e diâmetro de 80 nm, apresentaram reduções quando comparado ao fluido base.

➤ De acordo com os critérios adotados para avaliação do desempenho termo-hidráulico, o nanofluido a base da mistura de água destilada e etilenoglicol que apresentou os melhores resultados foi a amostra Ag_PVP_1. Entretanto, na avaliação das amostras a base de água destilada os melhores resultados foram encontrados para a amostra Ag_PVP_2.

➤ Embora nenhuma análise quantitativa foi realizada para avaliar a estabilidade das amostras de nanofluidos produzidos no presente trabalho, a maioria das amostras reservadas não mostraram sinais de decantação por um tempo considerável. Entretanto, foram detectados indícios de degradação de algumas das amostras durante a realização dos testes, como foi o caso da amostra WEG_Ag_20_3, a qual foi excluída da análise, e as amostras de maior concentração Ag_80 a base de água destilada que não mostraram resultados satisfatórios.

5.2. Recomendações a Trabalhos Futuros

A seguir são apresentadas algumas sugestões e recomendações para futuros trabalhos:

➤ Realizar ensaios em condições reais de operação de um sistema HCPV com os trocadores de calor de microcanais e os fluidos de referência a fim de validar os resultados obtidos em laboratório.

➤ Realizar experimentos com temperaturas de entrada maiores ($T=60^{\circ}\text{C}$) para obter calor recuperável, com vistas à aplicação de dessalinização.

➤ Realizar experimentos de laboratório com a célula fotovoltaica em condições controladas de ângulo e eficiência ótica utilizando simulador solar.

- Em relação à síntese de nanofluidos a base de água destilada recomenda-se adicionar na metodologia algum tipo de técnica ou tratamento químico que possa ajudar a melhorar a compatibilidade entre nanopartícula e fluido base, como o uso do ácido oleico para modificar o pH da água.

- Ensaiar nanofluidos confeccionados de diferentes tipos de nanopartículas, com destaque para aquelas que proporcionem melhor estabilidade e desempenho termo-hidráulico.

REFERÊNCIAS BIBLIOGRÁFICAS

ABBASSI, H.; AGHANAJAFI, C. Evaluation of heat transfer augmentation in a nanofluid-cooled microchannel heat sink. **Journal of Fusion Energy**, v. 25, n. 3-4, p. 187-196, 2006. <https://doi.org/10.1007/s10894-006-9021-x>

ABO-ZAHHAD, E. M. et al. Numerical analyses of hybrid jet impingement/microchannel cooling device for the thermal management of high concentrator triple-junction solar cell. **Applied Energy**, v. 253, p. 113538, 2019. <https://doi.org/10.1016/j.apenergy.2019.113538>

AHMADI, M. H. et al. A review of thermal conductivity of various nanofluids. **Journal of Molecular Liquids**, v. 265, p. 181-188, 2018. ISSN 0167-7322. <https://doi.org/10.1016/j.molliq.2018.05.124>

AHMED, H. E. et al. Experimental investigation for sequential triangular double-layered microchannel heat sink with nanofluids. **International Communications in Heat and Mass Transfer**, v. 77, p. 104-115, 2016. <https://doi.org/10.1016/j.icheatmasstransfer.2016.06.010>

AHMED, M.; KHALIFA, A. J. Natural Convection Heat Transfer from a Heat Sink with Fins of Different Configurations. **International Journal of Innovation and Applied Studies**, v. 9, p. 1043-1047, 2014.

ALDOSSARY, A.; MAHMOUD, S.; AL-DADAH, R. Technical feasibility study of passive and active cooling for concentrator PV in harsh environment. **Applied Thermal Engineering**, v. 100, n. 5, p. 490-500, 2016. <https://doi.org/10.1016/j.applthermaleng.2016.02.023>

ALFARYJAT, A. A. et al. Influence of geometrical parameters of hexagonal, circular, and rhombus microchannel heat sinks on the thermohydraulic characteristics. **International Communications in Heat and Mass Transfer**, v. 52, p. 121-131, 2014. <https://doi.org/10.1016/j.icheatmasstransfer.2014.01.015>

ALGORA, C.; REY-STOLLE, I. The Interest and Potential of Ultra-High Concentration. **Next Generation of Photovoltaics**, v. 165, p. 23-60, 2012. https://doi.org/10.1007/978-3-642-23369-2_2

ALLISON, M.; SCHMUNK, R. **Technical Notes on Mars Solar Time as Adopted by the Mars24 Sunclock**. NASA Goddard Institute for Space Studies. [S.l.]. 2018.

AL-NEAMA, A. F. et al. An experimental and numerical investigation of the use of liquid flow in serpentine microchannels for microelectronics cooling. **Applied Thermal Engineering**, v. 116, p. 709-723, 2017. <https://doi.org/10.1016/j.applthermaleng.2017.02.001>

AL-SIYABI, I. et al. **Thermal analysis of a multi-layer microchannel heat sink for cooling concentrator photovoltaic (CPV) cells**. AIP Conference Proceedings. 2017. p. 070001. <https://doi.org/10.1063/1.5001434>

ANBUMEENAKSHI, C.; THANSEKHAR, M. R. On the effectiveness of a nanofluid cooled microchannel heat sink under non-uniform heating condition. **Applied Thermal Engineering**, v. 113, n. 25, p. 1437-1443, 2017. <https://doi.org/10.1016/j.applthermaleng.2016.11.144>

ANDREWS, R. W.; POLLARD, A.; PEARCE, J. M. **Photovoltaic system performance enhancement with non-tracking planar concentrators**: Experimental results and BDRF based modelling. IEEE 39th Photovoltaic Specialists Conference (PVSC). 2013. p. 229-234. <https://doi.org/10.1109/PVSC.2013.6744136>

ANDREWS, R. W.; POLLARD, A.; PEARCE, J. M. Photovoltaic System Performance Enhancement With Nontracking Planar Concentrators: Experimental Results and Bidirectional Reflectance Function (BDRF)-Based Modeling. **IEEE Journal of Photovoltaics**. v. 5, n. 6, p. 1626-1635, 2015. <https://doi.org/10.1109/JPHOTOV.2015.2478064>

ANDREWS, R.; ALAZZAM, N.; PEARCE, J. M. **Model of Loss Mechanisms for Low Optical Concentration on Solar Photovoltaic Arrays with Planar Reflectors**. 40th American Solar Energy Society National Solar Conference Proceedings. [S.l.]: [s.n.]. 2011. p. 446-453.

ANGAYARKANNI, S. A.; PHILIP, J. Review on thermal properties of nanofluids: Recent developments. **Advances in Colloid and Interface Science**, v. 225, p. 146-176, 2015. ISSN 0001-8686. <https://doi.org/10.1016/j.cis.2015.08.014>

ARAKI, K.; UOZUMI, H.; YAMAGUCHI, M. **A simple passive cooling structure and its heat analysis for 500/spl times/ concentrator PV module**. Conference Record of the Twenty-Ninth IEEE Photovoltaic Specialists Conference. New Orleans. 2002. p. 1568-1571.

ASSAEL, M. J. et al. Potential applications of nanofluids for heat transfer. **International Journal of Heat and Mass Transfer**, v. 138, p. 597-607, 2019. <https://doi.org/10.1016/j.ijheatmasstransfer.2019.04.086>

ATIA, Y. PHOTOVOLTAIC MAXIMUM POWER POINT TRACKING USING SEPIC CONVERTER. **ERJ Engineering Research Journal Faculty of Engineering Minoufiya University**, 2009. <https://doi.org/10.21608/erjm.2009.69528>

AZIZI, Z.; ALAMDARI, A.; MALAYERI, M. R. Convective heat transfer of Cu water nanofluid in a cylindrical microchannel heat sink. **Energy Conversion and Management**, v. 101, p. 515–524, 2015. <https://doi.org/10.1016/j.enconman.2015.05.073>

AZUR SPACE SOLAR POWER GMBH. CPV Solar Cells. Disponivel em: <http://www.azurspace.com/images/pdfs/DB_3878-00-00_3C42_AzurDesign_5.5x5.5_20140226.pdf>. Acesso em: Nov. 2014.

BAHIRAEI, M.; HESHMATIAN, S. Thermal performance and second law characteristics of two new microchannel heat sinks operated with hybrid nanofluid containing graphene–silver nanoparticles. **Energy Conversion and Management**, v. 168, p. 357–370, 2018. <https://doi.org/10.1016/j.enconman.2018.05.020>

BAR-COHEN, A.; ROHSENOW, W. M. Thermally Optimum Spacing of Vertical, Natural Convection Cooled, Parallel Plates. **Journal of Heat Transfer**, v. 106, n. 1, p. 116, 1984. <https://doi.org/10.1115/1.3246622>

BARRAU, J. et al. Outdoor test of a hybrid jet impingement/micro-channel cooling device for densely packed concentrated photovoltaic cells. **Solar Energy**, v. 107, p. 113-121, 2014. <https://doi.org/10.1016/j.solener.2014.05.040>

BENÍTEZ, P.; MOHEDANO, R. Optimum irradiance distribution of concentrated sunlight for photovoltaic energy conversion. **Applied Physics Letters** , v. 94, n. 17, p. 2543-2545, 1999. <https://doi.org/10.1063/1.123892>

BLUMENFELD, P. Thermal Management and Engineering Economics. **Emcore Corp**, 2010. Disponível em: <<http://meptec.org/Resources/16%20-%20EMCORE%20-%20BLUMENFELD.pdf>>. Acesso em: 2019.

BUCCI, A. et al. **Water single-phase fluid flow and heat transfer in capillary tubes**. Proceedings of the 1st International Conference on Microchannels and Minichannels. New York: [s.n.]. 2003. <https://doi.org/10.1115/ICMM2003-1037>

BÜHLER, A. **Estudo de Técnicas de Determinação Experimental e Processamento de Curvas Características de Módulos Fotovoltaicos**. Tesis de Doctorado: UFRG, Porto Alegre, 2011.

BULJAN, M. et al. Recent trends in concentrated photovoltaics concentrators' architecture. **JOURNAL OF PHOTONICS FOR ENERGY**, v. 4, n. 1, 2014. <https://doi.org/10.1117/1.JPE.4.040995>

CANCRO, C. et al. Methodology for the characterization of the humidity behavior inside CPV modules. **AIMS Energy**, v. 3, n. 4, p. 666-678, 2015. <https://doi.org/10.3934/energy.2015.4.666>

CÁRDENAS, A. O. **AVALIAÇÃO EXPERIMENTAL DA TRANSFERÊNCIA DE CALOR E PERDA DE PRESSÃO DE NANOFLUIDOS EM ESCOAMENTO MONOFÁSICO EM DUTOS**. Uberlândia. 2019. <http://dx.doi.org/10.14393/ufu.te.2019.2043>

CHAMKHA, A. J. et al. On the nanofluids applications in microchannels: A comprehensive review. **Powder Technology**, v. 332, p. 287-322, 2018. <https://doi.org/10.1016/j.powtec.2018.03.044>

CHANG, S. W. et al. Heat transfer enhancement of vertical dimpled fin array in natural convection. **International Journal of Heat and Mass Transfer**, v. 106, p. 781-792, 2017. <https://doi.org/10.1016/j.ijheatmasstransfer.2016.09.094>

CHARLES, R.; WANG, C.-C. A novel heat dissipation fin design applicable for natural convection augmentation. **International Communications in Heat and Mass Transfer**, v. 59, p. 24-29, 2014. <https://doi.org/10.1016/j.icheatmasstransfer.2014.10.014>

CHEIN, R.; CHUANG, J. Experimental microchannel heat sink performance studies using nanofluids. **International Journal of Thermal Sciences**, v. 46, n. 1, p. 57-66, 2007. <https://doi.org/10.1016/j.ijthermalsci.2006.03.009>

CHEIN, R.; HUANG, G. Analysis of microchannel heat sink performance using nanofluids. **Applied Thermal Engineering**, v. 25, n. 17-18, p. 3104-3114, 2005. <https://doi.org/10.1016/j.applthermaleng.2005.03.008>

CHENLO, F. **Optimización de un Sistema Fotovoltaico de Concentración de Foco Puntual con Refrigeración Pasiva**. Madrid: CIEMAT, 2015.

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. <https://doi.org/10.1063/1.2821117>

CHO, E. S.; CHOI, J. W.; YOON, J. S. Experimental study on microchannel heat sinks considering mass flow distribution with non-uniform heat flux conditions. **International Journal of Heat and Mass Transfer**, v. 53, p. 2159-2168, 2010. <https://doi.org/10.1016/j.ijheatmasstransfer.2009.12.026>

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. <https://doi.org/10.1063/1.1408272>

CHU, J. C.; TENG, J. T.; GREIF, A. R. Heat transfer for water flow in triangular silicon microchannels. **Journal of Thermal Science and Technology**, v. 3, p. 410-420, 2008. <https://doi.org/10.1299/jtst.3.410>

CHU, W.-X. et al. Experimental and numerical study on the performance of passive heat sink having alternating layout. **International Journal of Heat and Mass Transfer**, v. 135, p. 822-836, 2019. <https://doi.org/10.1016/j.ijheatmasstransfer.2019.02.034>

CHUAN, L. et al. Fluid flow and heat transfer in microchannel heat sink based on porous fin design concept. **International Communications in Heat and Mass Transfer**, v. 65, p. 52-57, 2015. <https://doi.org/10.1016/j.icheatmasstransfer.2015.04.005>

CONTEMP. Tabelas de Emissividade. Disponível em: <https://www.contemp.com.br/downloads/pdf/Tabela_de_Emissividades.pdf>. Acesso em: 2019.

COPELAND, A. W.; BLACK, O. D.; GARRETT, A. B. The Photovoltaic Effect. **Chemical Reviews**, v. 31, n. 1, p. 177-226, 1942. <https://doi.org/10.1021/cr60098a004>

COROMINAS, J. G. **HEAT SINK ANALYTICAL MODELING**. École Supérieure d'Électricité - Supélec. 2011.

CORREA, M. A. **Projeto e Otimização de Dissipadores Térmicos de Microcanais para Células Fotovoltaicas de Alta Concentração**. UFRJ. Rio de Janeiro, RJ, Brasil. 2013.

COTFAS, D. T.; COTFAS, P. A.; MACHIDON, O. M. Study of Temperature Coefficients for Parameters of. **International Journal of Photoenergy**, 2018. <https://doi.org/10.1155/2018/5945602>

COUNY, F.; BENABID, F.; LIGHT, P. S. Reduction of Fresnel Back-Reflection at Splice Interface Between Hollow Core PCF and Single-Mode Fiber. **EEE Photonics Technology Letters**, v. 19, n. 13, p. 1020-1022, 2007. <https://doi.org/10.1109/LPT.2007.898770>

CUI, M. et al. Thermal modeling optimization and experimental validation for a single concentrator solar cell system with a heat sink. **Chinese Physics B**, v. 22, n. 8, p. 084208, 2013. <https://doi.org/10.1088/1674-1056/22/8/084208>

DA SILVA, L. W.; KAVIANY, M. Micro-thermoelectric cooler: interfacial effects on thermal and electrical transport. **International Journal of Heat and Mass Transfer**, v. 47, p. 2417-2435, 2004. <https://doi.org/10.1016/j.ijheatmasstransfer.2003.11.024>

DEHGHAN, M. et al. Enhancing heat transfer in microchannel heat sinks using converging flow passages. **Energy Conversion and Management**, v. 92, p. 244-250, 2015. <https://doi.org/10.1016/j.enconman.2014.12.063>

DEHGHAN, M.; VALIPOUR, M. S.; SAEDODIN, S. Microchannels enhanced by porous materials: heat transfer enhancement or pressure drop increment? **Energy Conversion and Management**, v. 110, p. 22-32, 2016. <https://doi.org/10.1016/j.enconman.2015.11.052>

DEVENDIRAN, D. K.; AMIRTHAM, V. A. A review on preparation, characterization, properties and applications of nanofluids. **Renewable and Sustainable Energy Reviews**, v. 60, p. 21-40, 2016. ISSN 1879-0690. <https://doi.org/10.1016/j.rser.2016.01.055>

DI CAPUA, M. H. et al. Enhancement of the cooling capability of a high concentration photovoltaic system using microchannels with forward triangular ribs on sidewalls. **Applied Energy**, v. 226, p. 160-180, 2018. <https://doi.org/10.1016/j.apenergy.2018.05.052>

DIAS VAZ, A. H. **NANOFLUIDOS EM UM SISTEMA DE ARREFECIMENTO AUTOMOTIVO**. Universidade Federal de Uberlândia. [S.l.]. 2019.

DO, K. H. et al. General correlation of a natural convective heat sink with plate-fins for high concentrating photovoltaic module cooling. **Solar Energy**, v. 86, n. 9, p. 2725-2734, 2012. <https://doi.org/10.1016/j.solener.2012.06.010>

DO, K. H. et al. **A NUMERICAL STUDY ON THE EFFECTS OF THE HEAT SPREADER THICKNESS AND THE HEAT SINK SIZE ON THE THERMAL PERFORMANCE OF A COOLING DEVICE FOR A CPV MODULE**. Conference: First Thermal and Fluids Engineering Summer Conference. 2016. p. 12714. <https://doi.org/10.1615/TFESC1.fnd.012714>

DOGAN, M.; SIVRIOGLU, M. Experimental investigation of mixed convection heat transfer from longitudinal fins in a horizontal rectangular channel. **International Journal of Heat and Mass Transfer**, v. 53, p. 2149-2158, 2010. <https://doi.org/10.1016/j.ijheatmasstransfer.2009.12.031>

EASTMAN, J. A. et al. Anomalous 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. <https://doi.org/10.1063/1.1341218>

ENOLAR SYSTEMS. Solar HCPV modules. Disponível em: <http://enolarsystems.com/solar_hcpv_modules>. Acesso em: 2019.

FENG, S. S. et al. Natural convection in a cross-fin heat sink. **Applied Thermal Engineering**, v. 132, p. 30-37, 2018. <https://doi.org/10.1016/j.applthermaleng.2017.12.049>

FERNANDES DE SOUSA, I. **SIMULAÇÃO E EXPERIMENTOS EM MICROSSISTEMA DE RESFRIAMENTO ATIVO PARA CÉLULAS FOTOVOLTAICAS DE ALTA CONCENTRAÇÃO (HCPV)**. COPPE, da Universidade Federal do Rio de Janeiro. 2017.

FERNÁNDEZ, Á. et al. Assessment of the impact of non-uniform illumination and temperature profiles on a dense array CPV receiver performance. **Solar Energy**, v. 171, p. 863-870, 2018. <https://doi.org/10.1016/j.solener.2018.07.001>

FERNÁNDEZ, E. F. et al. Vertical-Tunnel-Junction (VTJ) Solar Cell for Ultra-High Light Concentrations (>2000 Suns). **IEEE Electron Device Letters**, v. 40, n. 1, p. 44-47, 2019. <https://doi.org/10.1109/LED.2018.2880240>

FERNÁNDEZ, E. F.; ALMONACID, F. A new procedure for estimating the cell temperature of a high concentrator photovoltaic grid connected system based on atmospheric parameters. **Energy Conversion and Management**, v. 103, p. 1031-1039, 2015. <https://doi.org/10.1016/j.enconman.2015.07.034>

FERRER-RODRÍGUEZ, J. P. et al. Optical design of a 4-off-axis-unit Cassegrain ultra-high concentrator photovoltaics module with a central receiver. **Optics Letters**, v. 41, n. 9, p. 1985-1988, 2016. <https://doi.org/10.1364/OL.41.001985>

FERRER-RODRÍGUEZ, J. P. et al. Development, indoor characterisation and comparison to optical modelling of four Fresnel-based high-CPV units equipped with refractive secondary optics. **Solar Energy Materials and Solar Cells**, v. 186, p. 273-283, 2018. <https://doi.org/10.1016/j.solmat.2018.06.050>

FEUERMAN, D.; GORDON, J. M. High-concentration photovoltaic designs based on miniature parabolic dishes. **Solar Energy**, v. 70, n. 5, p. 423-430, 2001. [https://doi.org/10.1016/S0038-092X\(00\)00155-9](https://doi.org/10.1016/S0038-092X(00)00155-9)

FINOT, M.; MACDONALD, B. **Significant cost reduction through new optical, thermal, and structural design for a medium-CPV system**. Proceedings SPIE Solar Energy High and Low Concentrator Systems for Solar Electric Applications VI. [S.l.]: [s.n.]. 2011. <https://doi.org/10.1117/12.894187>

FLORES-HERNÁNDEZ, D. A. et al. A Heuristic Approach for Tracking Error and Energy Consumption Minimization in Solar Tracking Systems. **IEEE Access**, v. 7, p. 52755-52768, 2019. <https://doi.org/10.1109/ACCESS.2019.2912317>

FRIEDMAN, D. J. Progress and challenges for next-generation high-efficiency multijunction solar cells. **Current Opinion in Solid State and Materials Science**, v. 14, n. 6, p. 131-138, 2010. <https://doi.org/10.1016/j.cossms.2010.07.001>

FULLSUNS. Disponível em: <<http://en.fullsuns.com/?product-962.html>>. Acesso em: 2019.

GALLERO, F. J. G. et al. Practical approaches to assess thermal performance of a finned heat sink prototype for low concentration photovoltaics (LCPV) systems: Analytical correlations vs CFD modelling. **Applied Thermal Engineering**, v. 156, p. 220-229, 2019. <https://doi.org/10.1016/j.applthermaleng.2019.04.086>

GAO, P.; S. PERSON, L.; FAVRE-MARINET, M. Scale effects on hydrodynamics and heat transfer in two-dimensional mini and microchannels. **International Journal of Thermal Sciences**, v. 41, p. 1017-1027, 2002. [https://doi.org/10.1016/S1290-0729\(02\)01389-3](https://doi.org/10.1016/S1290-0729(02)01389-3)

GARCÍA, A. J.; ÓRPEZ, A. J.; CRUZ-PERAGÓN, F. **A simplified finite element model for uncoupled thermal analysis in CPV heat sink design to reduce time-to-market**. AIP Conference Proceedings. 2013. p. 274-278. <https://doi.org/10.1063/1.4822248>

GARIMELLA, S. V.; SINGHAL, V. Single-Phase Flow and Heat Transport and Pumping Considerations in Microchannel Heat Sinks. **Heat Transfer Engineering**, v. 25, n. 1, p. 15-25, 2004. <https://doi.org/10.1080/01457630490248241>

GHADIMI, A.; SAIDUR, R.; METSELAAR, H. S. C. A review of nanofluid stability properties and characterization in stationary conditions. **International Journal of Heat and Mass Transfer**, v. 54, n. 17-18, p. 4051-4068, 2011. ISSN 0017-9310. <https://doi.org/10.1016/j.ijheatmasstransfer.2011.04.014>

GHULE, K.; SONI, M. S. Numerical Heat Transfer Analysis of Wavy Micro Channels with Different Cross Sections. **Energy Procedia**, v. 109, p. 471-478, 2017. <https://doi.org/10.1016/j.egypro.2017.03.071>

GILMORE, N.; TIMCHENKO, V.; MENICTAS, C. Microchannel cooling of concentrator photovoltaics: A review. **Renewable and Sustainable Energy Reviews**, v. 90, p. 1041-1059, 2018. <https://doi.org/10.1016/j.rser.2018.04.010>

GILMORE, N.; TIMCHENKO, V.; MENICTAS, C. Microchannel cooling of concentrator photovoltaics: A review. **Renewable and Sustainable Energy Reviews**, v. 90, p. 1041-1059, 2018. <https://doi.org/10.1016/j.rser.2018.04.010>

GRAY, A.; BOEHM, R.; STONE, K. **Modeling a passive cooling system for photovoltaic cells under concentration**. Proceedings of the ASME/JSME thermal engineering heat transfer summer conference. 2007. p. 447-454. <https://doi.org/10.1115/HT2007-32693>

GREEN, M. A. **Third Generation Photovoltaics: Advanced Solar Energy Conversion**. [S.l.]: Springer, 2003.

GUALDI, F. et al. **Determining passive cooling limits CPV using analytical thermal model**. AIP Conference Proceedings. 2013. p. 1556. <https://doi.org/10.1063/1.4822187>

GUERRIERI, D. C. **Análise Teórico-Experimental de Microtrocaadores de Calor para Controle Térmico de Painéis Fotovoltaicos de Alta Concentração**. UFRJ. Rio de Janeiro, RJ, Brasil. 2013.

HAN, Y. et al. Si-based hybrid microcooler with multiple drainage microtrenches for high heat flux cooling. **EEE Transactions on Components, Packaging and Manufacturing Technology**, v. 7, n. 1, p. 50-57, 2017. <https://doi.org/10.1109/TCPMT.2016.2627040>

HARMS, J. T. M.; KAZMIERCZAK, M. J.; GERNER, F. M. Developing convective heat transfer in deep rectangular microchannels. **International Journal of Heat and Fluid Flow**, v. 20, n. 2, p. 149-157, 1999. [https://doi.org/10.1016/S0142-727X\(98\)10055-3](https://doi.org/10.1016/S0142-727X(98)10055-3)

HELIOTROP. Disponível em: <<http://www.heliotrop.fr/en-index.php>>. Acesso em: 2019.

HO, C. J.; WEI, L. C.; LI, Z. W. An experimental investigation of forced convective cooling performance of a microchannel heat sink with Al₂O₃/water nanofluid. **Applied Thermal Engineering**, v. 30, n. 2-3, p. 96-103, 2010. <https://doi.org/10.1016/j.applthermaleng.2009.07.003>

HONSBURG, C.; BOWDEN, S. PV education.org. Disponível em: <www.pveducation.org/pvcdrom>. Acesso em: 2014.

HUANG, G.-J.; WONG, S.-C.; LIN, C.-P. Enhancement of natural convection heat transfer from horizontal rectangular fin arrays with perforations in fin base. **International Journal of Thermal Sciences**, v. 84, p. 164-174, 2014. <https://doi.org/10.1016/j.ijthermalsci.2014.05.017>

HÜLSMANN, P.; HECK, M.; KÖHL, M. Simulation of Water Vapor Ingress into PV-Modules under Different Climatic Conditions. **Journal of Materials**, 2013. <https://doi.org/10.1155/2013/102691>

HWANG, Y. et al. Production and dispersion stability of nanoparticles in nanofluids. **Powder Technology**, v. 186, p. 145-153, 2008. ISSN 0032-5910. <https://doi.org/10.1016/j.powtec.2007.11.020>

IEA, S. H. & C. T. C. P. Key Findings from Solar Heat Worldwide, 2018. Disponível em: <<https://www.iea-shc.org/solar-heat-worldwide>>.

IJIMA, S. Helical microtubules of graphitic carbon. **Nature**, v. 354, n. 6348, p. 56-58, November 1991. <https://doi.org/10.1038/354056a0>

INCROPERA, F. P. et al. **Fundamentals of Heat and Mass Transfer**. Wiley, 2007.

INMET. Disponível em: <<http://www.inmet.gov.br/portal/>>. Acesso em: 2019.

ISLAM, K. et al. Transmissive microfluidic active cooling for concentrator photovoltaics. **Applied Energy**, v. 236, p. 906-915, 2019. <https://doi.org/10.1016/j.apenergy.2018.12.027>

IYAHRAJA, S.; RAJADURAI, J. S. Stability of Aqueous Nanofluids Containing PVP-Coated Silver Nanoparticles. **Arabian Journal for Science and Engineering**, v. 41, n. 2, p. 653-660, 2016. <https://doi.org/10.1007/s13369-015-1707-9>

JAEGER, W. A. **A Strategic Research Agenda for Photovoltaic Solar Energy Technology - Research and development in support of realizing the Vision for Photovoltaic Technology**. EUR - Scientific and Technical Research Reports. 2007.

JAKHAR, S.; SONI, M. S.; GAKKHAR, N. Historical and recent development of concentrating photovoltaic cooling technologies. **Renewable and Sustainable Energy Reviews**, v. 60, p. 41-59, 2016. <https://doi.org/10.1016/j.rser.2016.01.083>

JANG, S. P.; CHOI, S. U. S. Cooling performance of a microchannel heat sink with nanofluids. **Applied Thermal Engineering**, v. 26, n. 17-18, p. 2457-2463, 2006. <https://doi.org/10.1016/j.applthermaleng.2006.02.036>

JEON, D.; BYON, C. Thermal performance of plate fin heat sinks with dual-height fins subject to natural convection. **International Journal of Heat and Mass Transfer**, v. 113, p. 1086-1092, 2017. <https://doi.org/10.1016/j.ijheatmasstransfer.2017.06.031>

JIANG, P.-X. et al. Thermal-hydraulic performance of small scale micro-channel and porous-media heat-exchangers. **International Journal of Heat and Mass Transfer**, v. 44, n. 5, p. 1039-1051, 2001. [https://doi.org/10.1016/S0017-9310\(00\)00169-1](https://doi.org/10.1016/S0017-9310(00)00169-1)

JUAN P. FERRER-RODRÍGUEZ et al. Optical modeling of four Fresnel-based high-CPV units. **Solar Energy**, v. 155, p. 805-815, 2017. <https://doi.org/10.1016/j.solener.2017.07.027>

JUNG, J. Y.; OH, H. S.; KWAK, H. Y. Forced convective heat transfer of nanofluids in microchannels. **International Journal of Heat and Mass Transfer**, v. 52, p. 466-472, 2009. <https://doi.org/10.1016/j.ijheatmasstransfer.2008.03.033>

KALTEH, M. et al. Experimental and numerical investigation of nanofluid forced convection inside a wide microchannel heat sink. **Applied Thermal Engineering**, v. 36, p. 260-268, 2012. <https://doi.org/10.1016/j.applthermaleng.2011.10.023>

KANDLIKAR, S. G. et al. Heat Transfer in Microchannels - 2012 Status and Research Needs. **Journal of Heat Transfer**, v. 135, n. 9, 2013. <https://doi.org/10.1115/1.4024354>

KARATHANASSIS, I. K. et al. Multi-objective design optimization of a micro heat sink for Concentrating Photovoltaic/Thermal (CPVT) systems using a genetic algorithm. **Applied Thermal Engineering**, v. 59, p. 733-744, 2013. <https://doi.org/10.1016/j.applthermaleng.2012.06.034>

KEMPE, M. D.; DAMERON, A. A.; REESE, M. O. Evaluation of moisture ingress from the perimeter of photovoltaic modules. **Progress in Photovoltaics: Research and Applications**, v. 22, p. 1159- 117, 2014. <https://doi.org/10.1002/pip.2374>

KERMANI, E. et al. Experimental investigation of heat transfer performance of a manifold microchannel heat sink for cooling of concentrated solar cells. **Proceedings of the 59th Electronic Components and Technology Conference IEEE**, p. 453-9, 2009. <https://doi.org/10.1109/ECTC.2009.5074053>

KHAMOOSHI, M. et al. A Review of Solar Photovoltaic Concentrators. **International Journal of Photoenergy**, 2014. <https://doi.org/10.1155/2014/958521>

KHONKAR, H. et al. **Two year performance of a 10 kW CPV system installed in two areas of Saudi Arabia.** AIP Conference Proceedings. 2014. p. 16-20. <https://doi.org/10.1063/1.4897018>

KHOR, Y. K.; HUNG, Y. M.; LIM, B. K. On the role of radiation view factor in thermal performance of straight-fin heat sinks. **International Communications in Heat and Mass Transfer**, v. 37, n. 8, p. 1087-1095, 2010. <https://doi.org/10.1016/j.icheatmasstransfer.2010.06.012>

KIM, T. H.; KIM, D.-K.; DO, K. H. Correlation for the fin Nusselt number of natural convective heat sinks with vertically oriented plate-fins. **Heat Mass Transfer**, v. 49, n. 3, p. 413-425, 2013. <https://doi.org/10.1007/s00231-012-1100-0>

KIM, T.-H. et al. Development of a Cooling System for a Concentrating Photovoltaic Module. **Transactions of the Korean Society of Mechanical Engineers**, v. 35, n. 6, p. 551- 560, 2011. <https://doi.org/10.3795/KSME-B.2011.35.6.551>

KINSEY, G. S. et al. Concentrator Multijunction SolarCell Characteristics Under Variable Intensity and Temperature. **PROGRESS IN PHOTOVOLTAICS: RESEARCH AND APPLICATIONS**, v. 16, p. 503-508, 2008. <https://doi.org/10.1002/pip.834>

KOO, J.; KLEINSTREUER, C. Laminar nanofluid flow in microheat-sinks. **International Journal of Heat and Mass Transfer**, v. 48, n. 13, p. 2652-2661, 2005. <https://doi.org/10.1016/j.ijheatmasstransfer.2005.01.029>

KOŞAR, A. Effect of substrate thickness and material on heat transfer in microchannel heat sinks. **International Journal of Thermal Sciences**, v. 49, n. 4, p. 635-642, 2010. <https://doi.org/10.1016/j.ijthermalsci.2009.11.004>

[S.I.]: 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. <https://doi.org/10.1016/j.ijheatmasstransfer.2006.08.001>

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, 2007. <https://doi.org/10.1016/j.ijheatmasstransfer.2006.08.001>

LEE, P.-S. et al. Optical and Electrical Performance Evaluation of the Crossed Compound Parabolic Concentrator Module for the Application of Ultra-High Concentrator Photovoltaic System. **IOP Conference Series: Earth and Environmental Science**, v. 268, 2019. <https://doi.org/10.1088/1755-1315/268/1/012031>

LEE, P.-S.; GARIMELLA, S. V.; LIU, D. Investigation of heat transfer in rectangular microchannels. **International Journal of Heat and Mass Transfer**, v. 48, n. 9, p. 1688-1704, 2005. <https://doi.org/10.1016/j.ijheatmasstransfer.2004.11.019>

LI, J.; KLEINSTREUER, C. Thermal performance of nanofluid flow in microchannels. **International Journal of Heat and Fluid Flow**, v. 29, n. 4, p. 1221-1232, 2008. <https://doi.org/10.1016/j.ijheatfluidflow.2008.01.005>

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. <https://doi.org/10.1016/j.powtec.2009.07.025>

LIANG, G.; MUDAWAR, I. Review of single-phase and two-phase nanofluid heat transfer in macro-channels and micro-channels. **International Journal of Heat and Mass Transfer**, v. 136, p. 324-354, 2019. <https://doi.org/10.1016/j.ijheatmasstransfer.2019.02.086>

LUQUE, A.; HEGEDUS, S. **Handbook of Photovoltaic Science and Engineering**. John Wiley & Sons, 2011. <https://doi.org/10.1002/9780470974704>

MAHBUBUL, I. M. Thermophysical Properties of Nanofluids. In: _____ **Preparation, Characterization, Properties and Application of Nanofluid**. William Andrew Publishing, 2019. Cap. 2, p. 15-45. <https://doi.org/10.1016/B978-0-12-813245-6.00002-2>

MANAY, E. et al. **Thermal Performance Analysis of Nanofluids in Microchannel Heat Sinks**. Proceedings in World Academy of Science, Engineering and Technology. 2012. p. 100-105.

MANAY, E.; SAHIN, B. The effect of microchannel height on performance of nanofluids. **International Journal of Heat and Mass Transfer**, v. 95, p. 307-320, 2016. <https://doi.org/10.1016/j.ijheatmasstransfer.2015.12.015>

MARIZ, J. T. V. **Análise experimental da performance de dissipadores térmicos ativos e passivos para células fotovoltaicas de alta concentração**. UFRJ. 2017.

MENG, X. R. et al. Natural convection heat transfer of a straight-fin heat sink. **International Journal of Heat and Mass Transfer**, v. 123, p. 561-568, 2018. <https://doi.org/10.1016/j.ijheatmasstransfer.2018.03.002>

MICHELI, L. et al. **Optimization of the least-material approach for passive Ultra-High CPV cooling**. IEEE 42nd Photovoltaic Specialist Conference (PVSC). New Orleans: [s.n.]. 2015. p. 1-6. <https://doi.org/10.1109/PVSC.2015.7355763>

MICHELI, L. et al. Performance, limits and economic perspectives for passive cooling of High Concentrator Photovoltaics. **Solar Energy Materials and Solar Cells**, v. 153, p. 164-178, 2016. <https://doi.org/10.1016/j.solmat.2016.04.016>

MICHELI, L.; REDDY, K. S.; MALLICK, T. K. Plate Micro-fins in Natural Convection: An Opportunity for Passive Concentrating Photovoltaic Cooling. **Energy Procedia**, v. 82, p. 301-308, 2015. <https://doi.org/10.1016/j.egypro.2015.12.037>

MIN, C. et al. Thermal analysis and test for single concentrator solar cells. **Journal of Semiconductors**, v. 30, p. 044011, 2009. <https://doi.org/10.1088/1674-4926/30/4/044011>

MINANO, J. C.; GONZALEZ, J. C.; ZANESCO, I. **Flat high concentration devices**. Proceedings of IEEE 1st World Conference on Photovoltaic Energy Conversion. [S.l.]: [s.n.]. 1994. p. 1123-1126.

MITSUI, K. et al. An AlGaAs/GaAs Concentrator Solar Cell Operating at High Concentration Ratios without Forced Cooling. **Japanese Journal of Applied Physics**, v. 21, n. 6, p. 950-954, 1982. <https://doi.org/10.1143/JJAP.21.950>

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. [https://doi.org/10.1016/0894-1777\(88\)90043-X](https://doi.org/10.1016/0894-1777(88)90043-X)

MOHAMMED, H. A.; GUNNASEGARAN, P.; SHUAIB, N. H. Numerical simulation of heat transfer enhancement in wavy microchannel heat sink. **International Communications in Heat and Mass Transfer**, v. 38, n. 1, p. 63-68, 2011. <https://doi.org/10.1016/j.icheatmasstransfer.2010.09.012>

MORTEAN, M. V. V. et al. Thermal and hydrodynamic analysis of a cross-flow compact heat exchanger. **Applied Thermal Engineering**, v. 150, n. 5, p. 750-761, 2019. <https://doi.org/10.1016/j.applthermaleng.2019.01.038>

MOSYAK, A.; HETSRONI, G. Two-phase cooling of concentrating photovoltaic cells. **Interfacial Phenomena and Heat Transfer**, v. 2, n. 3, p. 211-221, 2014. <https://doi.org/10.1615/InterfacPhenomHeatTransfer.2015011665>

MURSHED, S. M. S.; NIETO DE CASTRO, C. A. Conduction and convection heat transfer characteristics of ethylene glycol based nanofluids – A review. **Applied Energy**, v. 184, p. 681-695, 2016. <https://doi.org/10.1016/j.apenergy.2016.11.017>

NATARAJAN, S. K. et al. Numerical investigations of solar cell temperature for photovoltaic concentrator system with and without passive cooling arrangements. **International Journal**

of **Thermal Sciences**, v. 50, n. 12, p. 2514-2521, 2011. <https://doi.org/10.1016/j.ijthermalsci.2011.06.014>

NAZARI, M.; KARAMI, M.; ASHOURI, M. Comparing the thermal performance of water, Ethylene Glycol, Alumina and CNT nanofluids in CPU cooling: Experimental study. **Experimental Thermal and Fluid Science**, v. 57, p. 371-377, September 2014. ISSN 0894-1777. <https://doi.org/10.1016/j.expthermflusci.2014.06.003>

NITIPIRUK, P. et al. Performance characteristics of a microchannel heat sink using TiO₂/water nanofluid and different thermophysical models. **International Communications in Heat and Mass Transfer**, v. 47, p. 98-104, 2013. <https://doi.org/10.1016/j.icheatmasstransfer.2013.07.001>

(NREL), N. R. E. L., 2019. Disponível em: <<https://www.nrel.gov/pv/cell-efficiency.html>>.

NUSSBAUMER, H.; KLENK, M.; KELLER, N. **Small unit compound modules: a new approach for light weight PV modules**. 32nd European Photovoltaic Solar Energy Conference and Exhibition. 2016. p. 56 - 60.

OLIVEIRA, L. R. **SÍNTESE E CARACTERIZAÇÃO DE NANOFLUIDOS PARA APLICAÇÃO EM SISTEMAS TÉRMICOS**. UNIVERSIDADE FEDERAL DE UBERLÂNDIA FACULDADE DE ENGENHARIA MECÂNICA. UBERLÂNDIA , p. 78-80. 2018. (<https://repositorio.ufu.br/handle/123456789/21077>).

OLSON, J. M. **Simulation of nonuniform irradiance in multijunction III-V solar cells**. 35th IEEE Photovoltaic Specialists Conference. Honolulu: [s.n.]. 2010. p. 201-204. <https://doi.org/10.1109/PVSC.2010.5614523>

O'NEILL, M.; MCDANAL, A.; JASTER, P. **Development of terrestrial concentrator modules using high-efficiency multi-junction solar cells**. Proceedings of the photovoltaic specialists conference. Conference Record of the Twenty-Ninth IEEE. 2002.

ORTEGON, J. A. A. et al. Analytical, experimental, and numerical analysis of a microchannel cooling system for high-concentration photovoltaic cells. **Journal of the Brazilian Society of Mechanical Sciences and Engineering**, v. 41, p. 255, 2019. <https://doi.org/10.1007/s40430-019-1754-3>

OTA, Y. et al. **Temperature distribution in 820X CPV module during outdoor operation**. Proceedings of the 8th international conference on Concentrating Photovoltaic Systems. 2012. p. 364-7. <https://doi.org/10.1063/1.4753906>

PADOVANI, S. et al. Triple junction InGaP/InGaAs/Ge solar cells for high concentration photovoltaics application: Degradation tests of solar receivers. **Microelectronics Reliability**, v. 50, p. 1894-1898, 2010. <https://doi.org/10.1016/j.microrel.2010.07.087>

PENG, X. F.; PETERSON, G. P. Convective heat transfer and flow friction for water flow in microchannel structures. **International Journal of Heat and Mass Transfer**, v. 39, n. 12, p. 2599-2608, 1996. [https://doi.org/10.1016/0017-9310\(95\)00327-4](https://doi.org/10.1016/0017-9310(95)00327-4)

PENGHUI, L. et al. Numerical study on natural convection heat dissipation of flared fin heat sink for high concentrating photovoltaic module cooling. **Energy Sources: Recovery, Utilization, and Environmental Effects**, v. 41, n. 5, p. 573-583, 2019. <https://doi.org/10.1080/15567036.2018.1520341>

PÉREZ-HIGUERAS, P. et al. Efficiency and acceptance angle of High Concentrator Photovoltaic modules: Current status and indoor measurements. **Renewable and Sustainable Energy Reviews**, v. 94, p. 143-153, 2018. <https://doi.org/10.1016/j.rser.2018.06.011>

PÉREZ-HIGUERAS, P. et al. Efficiency and acceptance angle of High Concentrator Photovoltaic modules: Current status and indoor measurements. **Renewable and Sustainable Energy Reviews**, v. 94, p. 143-153, 2018. <https://doi.org/10.1016/j.rser.2018.06.011>

PEYGHAMBARZADEH, S. M. et al. Performance of water based CuO and Al₂O₃ nanofluids in a Cu–Be alloy heat sink with rectangular microchannels. **Energy Conversion and Management**, v. 86, p. 28-38, 2014. <https://doi.org/10.1016/j.enconman.2014.05.013>

PHILIPPS, S. P.; DIMROTH, F.; BETT, A. W. Chapter ID-2 - High-Efficiency III-V Multijunction Solar Cells. In: MCEVOY, A.; MARKVART, T.; CASTAÑER, L. **Practical Handbook of Photovoltaics**, 2012. <https://doi.org/10.1016/B978-0-12-385934-1.00013-1>

PINHO, T. J.; GALDINO, M. A. **Manual de engenharia para sistemas fotovoltaicos**. Rio de Janeiro, 2014.

QU, W.; MUDAWAR, I. Experimental and numerical study of pressure drop and heat transfer in a single-phase micro-channel heat sink. **International Journal of Heat and Mass Transfer**, v. 45, n. 12, p. 2549-2565, 2002. [https://doi.org/10.1016/S0017-9310\(01\)00337-4](https://doi.org/10.1016/S0017-9310(01)00337-4)

RAHIMI, M. et al. Heat transfer augmentation in a hybrid microchannel solar cell. **International Communications in Heat and Mass Transfer**, v. 43, p. 131-137, 2013. <https://doi.org/10.1016/j.icheatmasstransfer.2013.02.002>

RAHMAN, M. M.; F. GUI. Experimental measurements of fluid flow and heat transfer in microchannel cooling passages in a chip substrate. **ASME**, v. 4, p. 685-692, 1993.

RAMOS-ALVARADO, B. et al. CFD study of liquid-cooled heat sinks with microchannel flow field configurations for electronics, fuel cells, and concentrated solar cells. **Applied Thermal Engineering**, v. 31, p. 2494-2507, 2011. <https://doi.org/10.1016/j.applthermaleng.2011.04.015>

REDDY, K. S. et al. Numerical investigation of micro-channel based active module cooling for solar CPV system. **Energy Procedia**, v. 54, p. 400-416, 2014. <https://doi.org/10.1016/j.egypro.2014.07.283>

REESER, A. D. **ENERGY EFFICIENT TWO-PHASE COOLING FOR CONCENTRATED PHOTOVOLTAIC ARRAYS**. University of Maryland. 2013. <https://doi.org/10.1115/IMECE2012-85895>

RENNO, C. et al. Influence of a degraded triple-junction solar cell on the CPV system performances. **Energy Conversion and Management**, v. 160, p. 326-340, 2018. <https://doi.org/10.1016/j.enconman.2018.01.026>

RENZI, M.; EGIDI, L.; COMODI, G. Performance analysis of two 3.5kWp CPV systems under real operating conditions. **Applied Energy**, v. 160, p. 687-696, 2015. <https://doi.org/10.1016/j.apenergy.2015.08.096>

ROBERTS, N. A.; WALKER, D. G. Convective Performance of Nanofluids in Commercial Electronics Cooling Systems. **Applied Thermal Engineering**, v. 30, n. 16, p. 2499-2504, 2010. <https://doi.org/10.1016/j.applthermaleng.2010.06.023>

RODRÍGUEZ CASSARES, M. A. **AVALIAÇÃO OPERACIONAL DE SISTEMAS FOTOVOLTAICOS COM SEGUIMENTO**. Universidade de São Paulo. São Paulo. 2016.

ROMAN, J. M. **State-of-the-art of III-V Solar Cell Fabrication Technologies, Device Designs and Applications**. Advanced Photovoltaic Cell Design. 2004.

ROYNE, A.; DEY, C. J.; MILLS, D. R. Cooling of photovoltaic cells under concentrated illumination: a critical review. **Solar Energy Materials and Solar Cells**, v. 86, p. 451-483, 2005. <https://doi.org/10.1016/j.solmat.2004.09.003>

SAEED, M.; KIM, M. H. Heat transfer enhancement using nanofluids (Al₂O₃-H₂O) in mini-channel heatsinks. **International Journal of Heat and Mass Transfer**, v. 120, p. 671-682, 2018. <https://doi.org/10.1016/j.ijheatmasstransfer.2017.12.075>

SANGSTER, A. J. Concentrated Solar Power. In: **Electromagnetic Foundations of Solar Radiation Collection: A Technology for Sustainability**. [S.l.]: Springer International Publishing Switzerland , 2014. Cap. 8. https://doi.org/10.1007/978-3-319-08512-8_8

SANTOS, H.; DA COSTA, P. **CONCENTRADORES FOTOVOLTAICOS**. VII Congresso Brasileiro de Energia Solar. Gramado. 2018.

SARAFRAZ, M. M. et al. Thermal performance of a heat sink microchannel working with biologically produced silver-water nanofluid: Experimental assessment. **Experimental Thermal and Fluid Science**, v. 91, p. 509-519, 2018. <https://doi.org/10.1016/j.expthermflusci.2017.11.007>

SARAFRAZ, M. M. et al. Fluid and heat transfer characteristics of aqueous graphene nanoplatelet (GNP) nanofluid in a microchannel. **International Communications in Heat and Mass Transfer**, v. 107, p. 24-33, 2019. <https://doi.org/10.1016/j.icheatmasstransfer.2019.05.004>

SARAFRAZ, M. M.; ARYA, H.; ARJOMANDI, M. Thermal and hydraulic analysis of a rectangular microchannel with gallium-copper oxide nano-suspension. **Journal of Molecular Liquids**, v. 263, p. 382-389, 2018. <https://doi.org/10.1016/j.molliq.2018.05.026>

SARMAH, N.; RICHARDS, B. S.; MALLICK, T. K. Design, development and indoor performance analysis of a low concentrating dielectric photovoltaic module. **Solar Energy**, v. 103, p. 390-401, 2014. <https://doi.org/10.1016/j.solener.2014.02.029>

SATISH, G.; GRANDE, K.; WILLIAM, J. Evolution of Microchannel Flow Passages--Thermohydraulic Performance and Fabrication Technology. **Heat Transfer Engineering**, v.

24, n. 1, p. 3-17, 2003. ISSN 10.1080/01457630304040.
<https://doi.org/10.1080/01457630304040>

SATO, D.; YAMADA, N. Review of photovoltaic module cooling methods and performance evaluation of the radiative cooling method. **Renewable and Sustainable Energy Reviews**, v. 104, p. 151-166, 2019. <https://doi.org/10.1016/j.rser.2018.12.051>

SCHUETZ, M. A. et al. Design and Construction of a $\sim 7\times$ Low-Concentration Photovoltaic System Based on Compound Parabolic Concentrators. **IEEE Journal of Photovoltaics**, v. 2, n. 3, p. 382-386, 2012. <https://doi.org/10.1109/JPHOTOV.2012.2186283>

SHAH, R. K.; LONDON, A. L. Laminar Flow Forced Convection in Ducts. **Supplement 1 to Advances in Heat Transfer**, 1978. <https://doi.org/10.1016/B978-0-12-020051-1.50006-1>

SHANKS, K. et al. Theoretical investigation considering manufacturing errors of a high concentrating photovoltaic of cassegrain design and its experimental validation. **Solar Energy**, v. 131, p. 235-245, 2016. <https://doi.org/10.1016/j.solener.2016.02.050>

SHANKS, K.; SENTHILARASU, S.; MALLICK, T. K. Optics for concentrating photovoltaics: Trends, limits and opportunities for materials and design. **Renewable and Sustainable Energy Reviews**, v. 60, p. 394-407, 2016. <https://doi.org/10.1016/j.rser.2016.01.089>

SHARP, K. et al. Liquid flows in microchannels.. In: GAD-EL-HAK, M. **MEMS Introduction and Fundamentals**. 2005.

SIDDIQUI, O. K.; ZUBAIR, S. M. Efficient energy utilization through proper design of microchannel heat exchanger manifolds: a comprehensive review. **Renewable and Sustainable Energy Reviews**, v. 74, p. 969-1002, 2017. <https://doi.org/10.1016/j.rser.2017.01.074>

SIEDER, E. N.; TATE, G. E. Heat Transfer and Pressure Drop of Liquids in Tubes. **Industrial & Engineering Chemistry**, v. 28, n. 12, p. 1429-1435, December 1936. ISSN 0019-7866. <https://doi.org/10.1021/ie50324a027>

SIEFER, G.; BETT, A. W. Analysis of temperature coefficients for III–V multi-junction concentrator cells. **PROGRESS IN PHOTOVOLTAICS: RESEARCH AND APPLICATIONS**, v. 22, p. 515-524, 2014. <https://doi.org/10.1002/pip.2285>

SILVA, V. A. D. **Análise Experimental da Influência dos Parâmetros Geométricos de Dissipadores na Convecção Natural**. Universidade Federal de Itajubá. 2015.

ŞİMŞEK, E. et al. Heat transfer enhancement by silver nanowire suspensions in microchannel heat sinks. **International Journal of Thermal Sciences**, v. 123, p. 1-13, 2018. <https://doi.org/10.1016/j.ijthermalsci.2017.08.021>

SINGH, R. et al. An imperative role of sun trackers in photovoltaic technology: A review. **Renewable and Sustainable Energy Reviews**, v. 82, n. 3, p. 3263-3278, 2018. <https://doi.org/10.1016/j.rser.2017.10.018>

SOBHAN, C. B.; GARIMELLA, S. V. A COMPARATIVE ANALYSIS OF STUDIES ON HEAT TRANSFER AND FLUID FLOW IN MICROCHANNELS. **Microscale Thermophysical Engineering**, v. 5, p. 293-311, 2001. <https://doi.org/10.1080/10893950152646759>

SOHEL, M. R. et al. An experimental investigation of heat transfer enhancement of a minichannel heat sink using Al₂O₃–H₂O nanofluid. **International Journal of Heat and Mass Transfer**, v. 74, p. 164-172, 2014. <https://doi.org/10.1016/j.ijheatmasstransfer.2014.03.010>

STEINER, M. et al. FLATCON® CPV module with 36.7% efficiency equipped with four-junction solar cells. **Progress in Photovoltaics**, v. 23, p. 1323-1329, 2015. <https://doi.org/10.1002/pip.2568>

STEINKE, M. E.; KANDLIKAR, S. G. **Single-phase liquid friction factors in microchannels**. Third International Conference on Microchannels and Minichannels. Toronto, Canada: [s.n.]. 2005. <https://doi.org/10.1115/ICMM2005-75112>

STEPHAN, K.; PREUßER, P. Wa'rmeu'bergang und maximale wa'rmestromdichte beim beha'tersieden bina'rer und ternarer flu'ssigkeitsgemische. **Chem. Ing. Tech**, v. 51, p. 37, 1979. <https://doi.org/10.1002/cite.330510112>

STONE, K. et al. **Operation and performance of the amonix high concentration photovoltaic system at the University of Nevada, las vegas during second year of operation**. Proceedings of the ASME international solar energy conference. 2006. <https://doi.org/10.1115/ISEC2006-99076>

SUNCORE. Disponivel em: <<http://suncoreus.com/cpv-technologies/cpv/>>. Acesso em: 2019.

TALAVERA, L. et al. A worldwide assessment of levelised cost of electricity of HCPV systems. **Energy Conversion and Management**, v. 127, p. 679-692, 2016. <https://doi.org/10.1016/j.enconman.2016.09.054>

TAN, W.-C.; CHONG, K.-K.; TAN, M.-H. Performance study of water-cooled multiple-channel heat sinks in the application of ultra-high concentrator photovoltaic system. **Solar Energy**, v. 147, p. 314-327, 2017. <https://doi.org/10.1016/j.solener.2017.03.040>

TAN, W.-C.; CHONG, K.-K.; TAN, M.-H. Performance study of water-cooled multiple-channel heat sinks in the application of ultra-high concentrator photovoltaic system. **Solar Energy**, v. 147, p. 314-327, 2017. <https://doi.org/10.1016/j.solener.2017.03.040>

TENG, J.-T. Fluid Dynamics in Microchannels. In: JUAREZ, H. **Fluid Dynamics, Computational Modeling and Applications**. 2012.

THERISTIS, M. et al. **Design and Numerical Analysis of Enhanced Cooling Techniques for a High Concentration Photovoltaic (HCPV) System**. 27th EUPVSEC. 2012.

THERISTIS, M. et al. Performance of a concentrating photovoltaic monomodule under real operating conditions: Part I – Outdoor characterisation. **Energy Conversion and Management**, v. 154, p. 311-321, 2017. <https://doi.org/10.1016/j.enconman.2017.11.027>

TRAN, N. et al. A study on five different channel shapes using a novel scheme for meshing and a structure of a multi-nozzle microchannel heat sink. **International Journal of Heat and Mass Transfer**, v. 105, p. 429-442, 2017. <https://doi.org/10.1016/j.ijheatmasstransfer.2016.09.076>

TSAI, T. H.; CHEIN, R. Performance analysis of nanofluid-cooled microchannel heat sinks. **International Journal of Heat and Fluid Flow**, v. 28, n. 5, p. 1013-1026, 2007. <https://doi.org/10.1016/j.ijheatfluidflow.2007.01.007>

TSO, C. P.; MAHULIKAR, S. P. **Laminar convection behaviour in microchannels in conventional thermal entry length and beyond**. Proceedings of 2nd Electronics Packaging Technology Conference (Cat. No.98EX235). Singapore. 1998. p. 126-132.

TU-CHIEH; HUANG, Y.-X.; YAN, W.-M. Thermal performance analysis of porous-microchannel heat sinks with different configuration designs. **International Journal of Heat and Mass Transfer**, v. 66, p. 235-243, 2013. <https://doi.org/10.1016/j.ijheatmasstransfer.2013.07.019>

TUCKERMAN, D. B.; PEASE, R. F. W. High-performance heat sinking for VLSI. **IEEE Electron Device Letters**, v. 2, p. 126-129, 1981. <https://doi.org/10.1109/EDL.1981.25367>

VALERA, A. et al. Feasibility of flat-plate heat-sinks using microscale solar cells up to 10,000 suns concentrations. **Solar Energy**, v. 181, p. 361-371, 2019. <https://doi.org/10.1016/j.solener.2019.02.013>

VERLINDEN, P. J. et al. **Performance and Reliability of Multijunction III-V Modules for Concentrator Dish and Central Receiver Applications**. IEEE 4th World Conference on Photovoltaic Energy Conference. 2006. p. 592-597. <https://doi.org/10.1109/WCPEC.2006.279526>

VERMA, S.; TIWARI, A.; CHAUHAN, D. Experimental evaluation of flat plate solar collector using nanofluids. **Energy Conversion and Management**, v. 134, p. 103-115, February 2017. ISSN 0196-8904. <https://doi.org/10.1016/j.enconman.2016.12.037>

VIVAR, M. et al. Effect of soiling in CPV systems. **Solar Energy**, v. 84, n. 7, p. 1327-1335, 2010. <https://doi.org/10.1016/j.solener.2010.03.031>

WACASER, B. A.; AL., E. **Exploring the limits of concentration for UHCPV**. 37th IEEE Photovoltaic Specialists Conference. Seattle. 2011. p. 999-1002. <https://doi.org/10.1109/PVSC.2011.6186121>

WANG, G. et al. Experimental and numerical investigation of a microchannel heat sink (MCHS) with micro-scale ribs and grooves for chip cooling. **Applied Thermal Engineering**, v. 85, p. 61-70, 2015. <https://doi.org/10.1016/j.applthermaleng.2015.04.009>

WANG, H.; CHEN, Z.; & GAO, J. Influence of Geometric Parameters on Flow and Heat Transfer Performance of Micro-Channel Heat Sinks. **Applied Thermal Engineering**, v. 107, p. 870-879, 2016. <https://doi.org/10.1016/j.applthermaleng.2016.07.039>

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. <https://doi.org/10.1016/j.ijheatmasstransfer.2004.07.012>

WIESENFARTH, M. Fraunhofer Institute for Solar Energy Systems ISE. **CPVMod – CPV Module in Modular Design; Subproject: Module Design and Module Performance**, 2017. Disponível em: <<https://www.ise.fraunhofer.de/en/research-projects/cpvmod.html>>. Acesso em: 2019.

WONG, C.-W. et al. Design optimization of ultra-high concentrator photovoltaic system using two-stage non-imaging solar concentrator. **IOP Conference Series: Earth and Environmental Science**, v. 93, 2017. <https://doi.org/10.1088/1755-1315/93/1/012012>

WS ENERGIA. **Sistemas Concentradores Fotovoltaicos**. Workshop PERCH. Lisboa: Perch. 2008.

WU, D. et al. Critical Issues in Nanofluids Preparation, Characterization and Thermal Conductivity. **Current Nanoscience**, v. 5, n. 1, p. 103-112, 2009. ISSN 1573-4137. <https://doi.org/10.2174/157341309787314548>

XIAO, M. et al. A Review on Recent Development of Cooling Technologies for Concentrated Photovoltaics (CPV) Systems. **Energies**, v. 11, p. 3416, 2018. <https://doi.org/10.3390/en11123416>

XIAO, M. et al. A Review on Recent Development of Cooling Technologies for Concentrated Photovoltaics (CPV) Systems. **Energies**, v. 11, n. 12, p. 3416, 2018. <https://doi.org/10.3390/en11123416>

YANG, X. H. et al. Flow and thermal modeling and optimization of micro/mini-channel heat sink. **Applied Thermal Engineering**, v. 117, p. 289-296, 2017. <https://doi.org/10.1016/j.applthermaleng.2016.12.089>

YAZAWA, K.; ISHIZUKA, M. **A study of channel optimization in cooling spreader on a smaller and transient heat source**. Proceedings of Fifth International Conference on Enhanced, Compact and Ultra-Compact Heat Exchangers: Science. 2005. p. 132-139.

YOVANOVICH, M. M.; MUZYCHKA, Y. S.; AND CULHAM, J. R. Spreading Resistance of Isoflux Rectangles and Strips on Compound Flux Channels. **JOURNAL OF THERMOPHYSICS AND HEAT TRANSFER**, v. 500, n. 13, p. 495, 1999. <https://doi.org/10.2514/2.6467>

ZHAI, Y. L. et al. Heat transfer enhancement of Al₂O₃-H₂O nanofluids flowing through a micro heat sink with complex structure. **International Communications in heat and Mass transfer**, v. 66, p. 158-166., 2015. <https://doi.org/10.1016/j.icheatmasstransfer.2015.05.025>

ZHANG, H.; SHAO, S. Heat transfer and flow features of Al₂O₃-water nanofluids flowing through a circular microchannel – Experimental results and correlations. **Applied Thermal Engineering**, v. 61, n. 2, p. 86-92, 2013. <https://doi.org/10.1016/j.applthermaleng.2013.07.026>

ZHANG, J.; LIN, P. T.; JALURIA, Y. Design and Optimization of Multiple Microchannel Heat Transfer Systems. **Journal of Thermal Science and Engineering Applications** , v. 6, n. 1, p. 11004, 2013. <https://doi.org/10.1115/1.4024706>

ZHANG, J.; YIN, Z.; JIN, P. Error analysis and auto correction of hybrid solar tracking system using photo sensors and orientation algorithm. **Energy**, v. 182, p. 585-593, 2019. <https://doi.org/10.1016/j.energy.2019.06.032>

ZHANGBO, Y. et al. **The cooling technology of solar cells under concentrated system**. IEEE 6th International Power Electronics and Motion Control Conference. Wuhan. 2009. p. 2193-2197.

ZHAO, N. et al. Experimental study on thermo-hydraulic performance of nanofluids in CPU heat sink with rectangular grooves and cylindrical bugles based on exergy efficiency. **Energy Conversion and Management**, v. 181, n. 1, p. 235-246, 2019. <https://doi.org/10.1016/j.enconman.2018.11.076>

ZHOU, M. et al. Analysis of flow and heat transfer characteristics of micro-pin fin heat sink using silver nanofluids. **Science China Technological Sciences**, v. 55, n. 1, p. 155-162, 2012. <https://doi.org/10.1007/s11431-011-4596-5>

ZIMMERMANN, S. et al. A high-efficiency hybrid high-concentration photovoltaic system. **International Journal of Heat and Mass Transfer**, v. 89, p. 514-521, 2015. <https://doi.org/10.1016/j.ijheatmasstransfer.2015.04.068>

ANEXO I

RESULTADOS EXPERIMENTAIS

Tabela I.1 – Resultados médios das variáveis medidas no trocador de calor de microcanais para água destilada

\dot{V} [ml/min]	\dot{Q} [W]	T_{fc} [°C]	T_{int} [°C]	T_{in} [°C]	T_{out} [°C]	ΔP [kPa]
14,99	5,04	32,78	29,61	25,03	29,23	0,56
14,98	10,02	40,43	34,13	25,02	33,33	0,56
15,00	15,06	48,22	38,60	25,06	37,44	0,56
30,00	5,10	31,22	27,88	25,00	27,20	1,11
30,00	10,02	37,23	30,66	25,04	29,32	1,09
30,00	15,04	43,34	33,45	25,04	31,42	1,06
44,99	5,01	30,41	27,11	24,87	26,36	1,72
45,00	10,03	36,15	29,53	25,07	28,05	1,69
44,99	15,02	41,79	31,85	25,22	29,65	1,66
60,00	5,01	30,21	26,79	24,94	26,03	2,50
60,00	10,08	35,59	28,80	25,01	27,26	2,47
60,00	15,02	40,86	30,78	25,09	28,49	2,44
15,00	5,01	42,30	39,33	34,91	38,90	0,46
15,00	10,00	49,99	43,82	34,85	42,98	0,50
14,99	15,07	58,02	48,58	34,99	47,35	0,50
30,00	4,99	40,72	37,73	35,04	37,04	0,85
29,99	10,03	46,84	40,53	35,05	39,16	0,87
30,00	15,02	52,79	43,22	34,97	41,13	0,88
45,00	4,98	40,15	37,21	35,04	36,44	1,37
44,99	10,00	45,95	39,63	35,21	38,08	1,45
45,00	15,04	51,41	41,79	35,08	39,54	1,44
60,00	4,95	39,81	36,76	34,96	35,98	2,04
60,00	10,05	45,21	38,79	35,09	37,31	2,05
59,99	15,03	50,31	40,59	35,06	38,35	2,04

Tabela I.2 – Resultados médios das variáveis medidas no trocador de calor de microcanais para a mistura de água destilada com etilenoglicol

\dot{V} [ml/min]	\dot{Q} [W]	T_{fc} [°C]	T_{int} [°C]	T_{in} [°C]	T_{out} [°C]	ΔP [kPa]
15,00	5,01	32,87	29,74	24,99	28,98	3,13
15,00	10,00	40,79	34,52	25,06	32,98	6,27
14,99	15,04	48,40	38,99	24,84	36,75	9,41
30,01	4,93	31,18	28,15	24,93	27,29	3,03
29,99	10,04	37,67	31,44	25,13	29,78	6,24
30,00	15,02	43,98	34,39	25,10	31,91	9,59
45,00	4,93	30,57	27,34	24,87	26,47	3,23
45,00	10,10	36,72	30,07	24,91	28,26	6,66
45,00	15,08	42,51	32,82	24,97	30,04	9,69
60,01	4,89	29,22	25,93	23,81	25,07	3,29
60,01	10,11	36,20	29,36	25,05	27,62	6,85
60,00	14,99	41,55	31,17	25,08	28,74	10,37
14,98	5,08	42,99	40,01	35,03	38,91	2,98
14,98	10,09	51,51	45,27	35,07	43,09	6,24
14,98	15,08	59,73	50,45	35,02	47,47	9,28
29,99	5,03	41,38	38,37	34,89	37,15	3,02
29,99	10,07	48,41	42,04	34,95	39,69	6,37
30,00	15,01	55,11	45,37	34,85	41,93	9,74
44,98	5,03	40,73	37,74	35,15	36,73	2,99
44,99	10,05	46,45	40,25	35,07	38,28	6,20
44,98	15,02	52,31	42,85	35,15	39,88	9,47
60,00	5,10	40,16	37,07	34,82	36,00	3,09
60,00	10,04	45,59	39,34	34,93	37,26	6,25
60,00	14,89	50,87	41,38	34,82	38,32	9,50