



**Sistema de refrigeração por microcanais com
escoamento multifásico para painéis solares de alta
concentração**

Lourenço Ormonde Martins

Dissertação para obtenção do Grau de Mestre em

Engenharia Mecânica

Orientadores: Prof. António Luís Nobre Moreira

Prof. Ana Sofia Oliveira Henriques Moita

Júri

Presidente: Prof. Edgar Caetano Fernandes

Orientador: Prof. Ana Sofia Oliveira Henriques Moita

Vogal: Prof. Miguel Abreu de Almeida Mendes

Outubro 2020

Agradecimentos

Quero aproveitar esta oportunidade para agradecer à Doutora Ana Moita, enquanto minha orientadora, por me ter proposto este tema desafiante e com toda a sua experiência e conhecimento, ter sido uma mais-valia no sucesso deste projeto. Quero agradecer também ao Prof. António Moreira, enquanto diretor do IN+, por me ter recebido no seu laboratório de “Thermofluids, Combustion and Energy Systems” onde foi possível meter em prática todos os conhecimentos aprendidos ao longo da vida académica.

Um grande agradecimento aos meus colegas Leonardo Manetti e Pedro Pontes, por toda ajuda na montagem da instalação e por todos os ensinamentos transmitidos ao longo desde projeto, pois foram fulcrais para a sua conclusão.

Quero também agradecer aos meus colegas de laboratório por todos os momentos de convívio e diversão, pelo bom ambiente que se sente no local de trabalho e por todo o apoio ao longo desde percurso.

Uma palavra de agradecimento aos colegas do Laboratório para Desenvolvimento do Produto – Lab2ProD por disponibilizarem as impressoras 3D para a impressão dos moldes.

À minha família por estarem sempre presentes e sobretudo aos meus pais, por todos os valores e sentido de responsabilidade que me transmitiram e por terem sido o amparo que nunca me deixou cair perante os diversos obstáculos que fui cruzando neste percurso universitário. A eles devo esta conquista.

Finalmente, quero deixar umas palavras de apreço à Universidade dos Açores e ao Instituto Superior Técnico pela formação que me deram e que me permitiram hoje ser profissional na área da Engenharia.

Resumo

Nesta dissertação foi implementado um primeiro modelo de um sistema de arrefecimento usando microcanais para uma célula fotovoltaica. Na literatura existe um vasto número de configurações para arrefecimento. Nesta dissertação foram utilizados dois métodos distintos para realizar o arrefecimento de uma folha de aço sujeita a um fluxo de calor constante através de um sistema de microcanais. Primeiro foi utilizado água à temperatura ambiente de forma a estudar o efeito da geometria do microcanal no arrefecimento. Depois foi utilizado HFE 7100 à temperatura de saturação de forma a aproveitar o calor latente da vaporização e realizar o arrefecimento da superfície aquecida. Todos os ensaios foram realizados com escoamento laminar e em regime transiente. Foram recolhidos dados de queda de pressão e realizada uma análise termográfica através de uma câmara de infravermelhos de alta-velocidade para cada geometria, de forma a analisar o efeito da geometria na transferência de calor durante o arrefecimento através dos dois métodos. De forma a observar os regimes de escoamento bifásico devido à ebulição recorreu-se a uma câmara de alta velocidade. Com os resultados obtidos nos ensaios realizados neste trabalho, concluiu-se que um permutador de calor com microcanais mais largos e paredes finas realiza um arrefecimento mais eficaz, dissipando uma maior quantidade de calor, tendo em consideração a baixa condutividade térmica do PDMS. Nos ensaios de ebulição, devido a uma grande oscilação dos resultados, não foi possível tirar qualquer conclusão. Fazendo a comparação dos resultados entre os dois métodos, o arrefecimento com ebulição dissipou menos calor.

Palavras-Chave: arrefecimento, microcanais, permutador de calor, ebulição, geometria, transferência de calor.

Abstract

In this dissertation a first model of a cooling system using microchannels was implemented to be applied on a photovoltaic cell. The revised literature reports a vast number of cooling methods, each with its particularities. In this dissertation, two different processes were chosen to cool a steel foil subjected to a constant heat flux through a microchannel system. Firstly, a single-phase flow of water was used at room temperature to study the effect of the microchannel geometry in the cooling process. Then, HFE 7100 above the saturation temperature was used to take advantage of the latent heat of vaporization and cool the steel foil. Every test was performed in transient laminar flow. Pressure drop data were collected, and a thermographic analysis was carried out through a high speed infrared camera for each geometry, to check out the effect of the microchannel's geometry in the heat transfers during the cooling process by the two methods. To observe the two-phase flow regimes, due to boiling a high-speed camera was used. With the results obtained in the tests carried out in this experimental work, it was concluded that a heat exchanger with wider microchannels and thin walls performs a more efficient cooling, dissipating a greater amount of heat, taking into account the low thermal conductivity of PDMS. In the boiling tests, due to a large oscillation of values for the three tested geometries, it was not possible to draw any conclusions. By comparing the results between the two methods, the boiling cooling method dissipated less heat.

Keywords: cooling, microchannel, heat sink, boiling, geometry, heat transfer.

Índice

Agradecimentos.....	iii
Resumo	v
Abstract	vii
Lista de Tabelas	xi
Lista de Figuras	xiii
Nomenclatura	xv
Lista de Acrónimos.....	xix
1. Introdução.....	1
1.1 - Enquadramento e Motivação	1
1.2 - Estado da Arte	5
1.3 - Objetivos	8
1.4 - Estrutura da Dissertação.....	8
2. Fundamentos Teóricos.....	11
2.1 - escoamento Interno	11
2.1.1 - Considerações Hidrodinâmicas	12
2.1.2 - Considerações Térmicas	12
2.2 - Queda de Pressão	13
2.2.1 - escoamento Monofásico.....	13
2.2.2 - escoamento Bifásico.....	14
2.3 - Transferência de Calor.....	15
2.4 - Molhabilidade	16
2.5 - Regimes de escoamento Bifásico	17
2.6 - Microescala	18
2.7 - Síntese do Capítulo.....	20
3. Metodologia e Implementação	21
3.1 - Instalação Experimental.....	21
3.2 - Condições de Funcionamento	22
3.3 - Câmara Termográfica	24
3.3.1 - Calibração da câmara termográfica	25
3.4 - Câmara de Alta Velocidade	27
3.5 - Bomba de Seringa com aquecimento.....	28
3.6 - Aquisição de valores de pressão e temperatura.....	29
3.7 - Montagem do Sistema de Microcanais.....	29
3.8 - Procedimento Experimental	33
3.8.1 - Caracterização das Superfícies	33
3.8.2 - Preparação do Sistema de Microcanais	34
3.8.3 - Ensaios de Arrefecimento	35
3.8.4 - Tratamento dos Dados.....	36

3.9 - Quantificação das Incertezas.....	37
4. Resultados e Discussão.....	39
4.1 - Efeito da Geometria dos Microcanais no Arrefecimento	39
4.1.1 - Variação da largura do canal	39
4.1.2 - Variação da largura da parede.....	44
4.1.3 – Geometria Ótima	49
4.2 - Efeito da Ebulição no Arrefecimento.....	50
4.3 – Comparação dos ensaios de ebulição e sem ebulição.....	52
4.4 - Regimes de escoamento bifásico e fenómenos observados	54
4.5 – Análise Termográfica	56
5. Conclusões e Considerações Finais	59
5.1 - Conclusões.....	59
5.2 - Propostas para trabalho futuro	60
Referências	61

Lista de Tabelas

TABELA 2.1 - REGIMES DE ESCOAMENTO CONSOANTE O NÚMERO DE REYNOLDS DE CADA FASE	11
TABELA 2.2 - CLASSIFICAÇÃO DO CANAL CONSOANTE O DIÂMETRO HIDRÁULICO.....	18
TABELA 3.1 - PROPRIEDADES TERMOFÍSICAS DA ÁGUA E DO HFE 7100	23
TABELA 3.2 - CARACTERÍSTICAS DA CÂMARA ONCA MWIR-INSb-320.....	25
TABELA 3.3 - TESTE DE CONTROLO DOS SENSORES ABSOLUTOS DE PRESSÃO WIKA A-10.....	29
TABELA 3.4 - CONFIGURAÇÕES DAS DIVERSAS GEOMETRIAS DE MICROCANALIS IMPLEMENTADOS	30
TABELA 3.5 - ÂNGULOS DE CONTATO ESTÁTICO PARA AS DUAS SUPERFÍCIES.....	33
TABELA 3.6 - INCERTEZAS DOS EQUIPAMENTOS UTILIZADOS NA EXPERIÊNCIA	38

Lista de Figuras

FIGURA 1.1 - CONSUMO ENERGÉTICO MUNDIAL (MTOE) (FONTE: BP [1])	1
FIGURA 1.2 - EVOLUÇÃO DA PRODUÇÃO ELÉTRICA ATRAVÉS DA ENERGIA SOLAR (FONTE: BP [1]).....	2
FIGURA 1.3 – VARIAÇÃO DA EFICIÊNCIA E DO FATOR DE PREENCHIMENTO DAS CÉLULAS FOTOVOLTAICAS EM FUNÇÃO DA RADIAÇÃO SOLAR (FONTE: KALIGOROU [5]).....	3
FIGURA 1.4 - MÉTODOS DE ARREFECIMENTO DE PAINÉIS SOLARES (FONTE: ROYNE <i>ET AL.</i> [6])	4
FIGURA 2.1 - VARIAÇÃO DO NÚMERO DE POISEUILLE CONSOANTE A RAZÃO DE ASPETO DO CANAL (FONTE: PHILLIPS [34]).....	14
FIGURA 2.2 - NÚMEROS DE NUSSELT TÍPICOS PARA VÁRIAS RAZÕES DE ASPETO EM CANAIS (FONTE: PHILLIPS [34])	15
FIGURA 2.3 - ESQUEMA DEMONSTRATIVO DO BALANÇO DE TENSÕES INTERFACIAIS ENTRE UMA GOTTA, UMA SUPERFÍCIE SÓLIDA E O AMBIENTE (FONTE: RUPP <i>ET AL.</i> [35])	16
FIGURA 2.4 - REGIMES DE MOLHABILIDADE (FONTE: LAURÊNCIA [39])	17
FIGURA 2.5 - REGIMES DE ESCOAMENTO BIFÁSICO: (A) ESCOAMENTO COM BOLHAS, (B) ESCOAMENTO EM TAMPÃO, (C) ESCOAMENTO ESTRATIFICADO, (D) ESCOAMENTO ESTRATIFICADO COM ONDAS, (E) ESCOAMENTO EM BLOCOS, (F) ESCOAMENTO ANULAR (FONTE: HARTNETT E YOUNG [41]).....	18
FIGURA 2.6 - VARIAÇÃO DAS COMPONENTES DA FORÇA CONSOANTE O DIÂMETRO HIDRÁULICO DO CANAL (FONTE: SHARP <i>ET AL.</i> [42]).....	19
FIGURA 3.1 - VISTA ESQUEMÁTICA DA INSTALAÇÃO EXPERIMENTAL: (1) BOMBA DE SERINGA COM AQUECIMENTO, (2) DAQ 2, (3) COMPUTADOR, (4) DAQ 1, (5) ENTRADA NO SISTEMA DE MICROCANAIS, (6) FOLHA DE AÇO, (7) CÂMARA DE ALTA VELOCIDADE, (8) FONTE DE ALIMENTAÇÃO DE CORRENTE CONTÍNUA, (9) CABOS ELÉTRICOS, (10) RESERVATÓRIO, (11) SAÍDA DO SISTEMA DE MICROCANAIS, (12) CÂMARA TERMOGRÁFICA.....	21
FIGURA 3.2 - CÂMARA ONCA MWIR-INSB-320	24
FIGURA 3.3 - SOFTWARE XENETH: (1) ÁREA DO VIDRO DE SAFIRA, (2) MÉDIA DA ÁREA SELECIONADA EM ADU	25
FIGURA 3.4 - ESQUEMA DO TANQUE DE CALIBRAÇÃO: (1) FOLHA DE AÇO, (2) TERMOPAR TIPO K, (3) RESISTÊNCIA ELÉTRICA, (4) ÁGUA DESTILADA, (5) VIDRO DE SAFIRA, (6) CÂMARA TERMOGRÁFICA	26
FIGURA 3.5 - CURVA DE CALIBRAÇÃO PARA CONVERSÃO DE ADU EM GRAUS CELSIUS	27
FIGURA 3.6 - CÂMARA PHANTOM V4.2	27
FIGURA 3.7 - BOMBA DE SERINGA COM AQUECIMENTO: (1) BOMBA DE SERINGA, (2) SERINGA, (3) MANGA DE AQUECIMENTO, (4) CONTROLADOR MANUAL	28
FIGURA 3.8 - ESQUEMA DE UM PERMUTADOR DE CALOR COM CANAIS	29
FIGURA 3.9 - MOLDES DAS DIVERSAS GEOMETRIAS DE MICROCANAIS	30
FIGURA 3.10 - PRODUÇÃO DOS PERMUTADORES DE MICROCANAIS EM PDMS.....	31
FIGURA 3.11 - PERMUTADOR DE MICROCANAIS EM PDMS	32
FIGURA 3.12 - FLUXOGRAMA DAS ETAPAS NA PRODUÇÃO DOS PERMUTADORES DE CALOR.....	32
FIGURA 3.13 - ANÁLISE DO SOFTWARE ONEATTENTION A UMA GOTTA DE ÁGUA	34

FIGURA 3.14 - FLUXOGRAMA DAS ETAPAS EFETUADAS ATRAVÉS DA ROTINA MATLAB	37
FIGURA 4.1 - ANÁLISE DA QUEDA DE PRESSÃO PARA A GEOMETRIA COM AS PAREDES DE 0,25 MM	40
FIGURA 4.2 - ANÁLISE DA TRANSFERÊNCIA DE CALOR PARA A GEOMETRIA COM AS PAREDES DE 0,25 MM DE LARGURA	41
FIGURA 4.3 - ANÁLISE DA QUEDA DE PRESSÃO PARA A GEOMETRIA COM AS PAREDES DE 0,50 MM	41
FIGURA 4.4 - ANÁLISE DA QUEDA DE PRESSÃO PARA A GEOMETRIA COM AS PAREDES DE 0,75 MM	42
FIGURA 4.5 - ANÁLISE DA TRANSFERÊNCIA DE CALOR PARA A GEOMETRIA COM AS PAREDES DE 0,50 MM DE LARGURA	43
FIGURA 4.6 - ANÁLISE DA TRANSFERÊNCIA DE CALOR PARA A GEOMETRIA COM AS PAREDES DE 0,75 MM DE LARGURA	43
FIGURA 4.7 - ANÁLISE DA QUEDA DE PRESSÃO PARA A GEOMETRIA COM OS CANAIS DE 0,25 MM DE LARGURA.....	45
FIGURA 4.8 - ANÁLISE DA TRANSFERÊNCIA DE CALOR PARA A GEOMETRIA COM OS CANAIS DE 0,25 MM DE LARGURA.....	46
FIGURA 4.9 - ANÁLISE DA QUEDA DE PRESSÃO PARA A GEOMETRIA COM OS CANAIS DE 0,50 MM DE LARGURA.....	47
FIGURA 4.10 - ANÁLISE DA QUEDA DE PRESSÃO PARA A GEOMETRIA COM OS CANAIS DE 0,75 MM DE LARGURA.....	47
FIGURA 4.11 - ANÁLISE DA TRANSFERÊNCIA DE CALOR PARA A GEOMETRIA COM OS CANAIS DE 0,50 MM DE LARGURA.....	48
FIGURA 4.12 - ANÁLISE DA TRANSFERÊNCIA DE CALOR PARA A GEOMETRIA COM OS CANAIS DE 0,75 MM DE LARGURA.....	48
FIGURA 4.13 - SÍNTESE DO EFEITO DAS DIMENSÕES DA GEOMETRIA DO PERMUTADOR.....	49
FIGURA 4.14 - ANÁLISE DA QUEDA DE PRESSÃO PARA AS TRÊS GEOMETRIAS ENSAIADAS	51
FIGURA 4.15 - ANÁLISE DA TRANSFERÊNCIA DE CALOR PARA AS TRÊS GEOMETRIAS ENSAIADAS.....	51
FIGURA 4.16 - COMPARAÇÃO DOS ENSAIOS COM EBULIÇÃO E SEM EBULIÇÃO PARA A GEOMETRIA 3....	53
FIGURA 4.17 - COMPARAÇÃO DOS ENSAIOS COM EBULIÇÃO E SEM EBULIÇÃO PARA A GEOMETRIA 6....	53
FIGURA 4.18 - COMPARAÇÃO DOS ENSAIOS COM EBULIÇÃO E SEM EBULIÇÃO PARA A GEOMETRIA 9....	53
FIGURA 4.19 - ENTRADA DAS BOLHAS DE VAPOR NOS CANAIS DO PERMUTADOR	54
FIGURA 4.20 - REVERSÃO DO ESCOAMENTO DO VAPOR NOS CANAIS.....	55
FIGURA 4.21 - OSCILAÇÕES DE PRESSÃO DETETADAS E INFLUÊNCIA NO FLUXO DISSIPADO	56
FIGURA 4.22 - EVOLUÇÃO DA TEMPERATURA COM O ARREFECIMENTO	56
FIGURA 4.23 - IMAGEM TERMOGRÁFICA DOS MICROCANAIS EM VÁRIAS GEOMETRIAS: (A) GEOMETRIA 3, (B) GEOMETRIA 6, (C) GEOMETRIA 9.....	57

Nomenclatura

A_f	Área da folha de aço (m^2)
AR	Razão de aspeto
Ca	Número de Capilaridade
c_p	Calor específico (KJ/kg.K)
D_h	Diâmetro hidráulico (m)
e	Espessura da folha (m)
f	Fator de atrito
G	Caudal mássico (kg/s)
h	Coeficiente de transferência de calor (W/m^2K)
H_c	Altura do canal (m)
h_{fg}	Calor latente de vaporização (KJ/kg.K)
I	Corrente elétrica (A)
Ja	Número de Jakob
k	Condutividade térmica ($W/m.K$)
L	Comprimento da folha (m)
n	Número de canais
Nu	Número de Nusselt
P	Potência elétrica (W)
Po	Número de Poiseuille
Pr	Número de Prandtl
Q	Caudal volumétrico (ml/min)
q''	Fluxo imposto (W/m^2)
q''_s	Fluxo de calor removido (W/m^2)
R	Resistência elétrica (Ω)
Re	Número de Reynolds
t	Tempo (s)
T_{in}	Temperatura de entrada do fluido ($^{\circ}C$)
TR	Resistência Térmica (m^2K/W)

T_s	Temperatura da superfície (°C)
u_m	Velocidade média (m/s)
V	Tensão elétrica (V)
W_c	Largura do canal (m)
We	Número de Weber
W_f	Largura da folha de aço (m)
W_{pp}	Potência de bombagem (mW)
W_w	Largura da parede (m)
X^2	Parâmetro de Martinelli
$X_{td,h}$	Comprimento de entrada hidrodinâmico
$X_{td,t}$	Comprimento de entrada térmico

Símbolos Gregos

ρ_v	Densidade do vapor (kg/m ³)
ρ_l	Densidade do líquido (kg/m ³)
ρ'	Resistividade ($\Omega.m$)
γ_{lv}	Tensão interfacial entre líquido e vapor (N/m)
γ_{sl}	Tensão interfacial entre líquido e sólido (N/m)
γ_{sv}	Tensão interfacial entre sólido e vapor (N/m)
ΔP	Queda de Pressão (KPa)
ΔP_a	Queda de pressão devido à aceleração (KPa)
ΔP_c	Queda de pressão devido à contração (KPa)
ΔP_e	Queda de pressão devido à expansão (KPa)
$\Delta P_{f,1-ph}$	Queda de pressão atrito monofásico (KPa)
$\Delta P_{f,tp}$	Queda de pressão atrito bifásico (KPa)
ΔP_g	Queda de pressão devido à gravidade (KPa)
ΔT	Gradiente de Temperatura (°C)
Δt	Intervalo de tempo (s)
Θ_c	Ângulo de contato estático (°)
μ	Viscosidade dinâmica (N.s/m ²)

μ_P	Incerteza da pressão (KPa)
$\mu_{\Delta P}$	Incerteza da queda de pressão (KPa)
σ	Tensão superficial (N/m)
σ_{ensaio}	Desvio padrão dos ensaios (KPa)
σ_{sensor}	Desvio padrão do sensor (KPa)

Lista de Acrónimos

ADU	Analog to Digital Units
DAQ 1	Dispositivo de aquisição de dados 1
DAQ 2	Dispositivo de aquisição de dados 2
DP	Desvio padrão
FFF	Fused Filament Fabrication
PC	Computador pessoal
PDMS	Polidimetilsiloxano
PLA	Poliácido láctico

1. Introdução

Neste capítulo será feita uma introdução, exposta a motivação e delineados os objetivos a serem atingidos ao longo da estrutura desta dissertação. Com o intuito de enquadrar este trabalho com outros já desenvolvidos foi realizada uma revisão bibliográfica, onde serão sintetizados, na seção do estado da arte, todos os temas relativos ao domínio desta dissertação.

1.1 - Enquadramento e Motivação

O consumo de energia a nível mundial tem aumentado ao longo dos anos. Como podemos constatar pela Figura 1.1, aumentou cerca de 70% em 25 anos, e desta energia consumida, a maior parte é proveniente dos combustíveis fósseis [1]. Portanto, podemos constatar que o consumo energético nos dias de hoje ainda está muito dependente dos combustíveis fósseis.

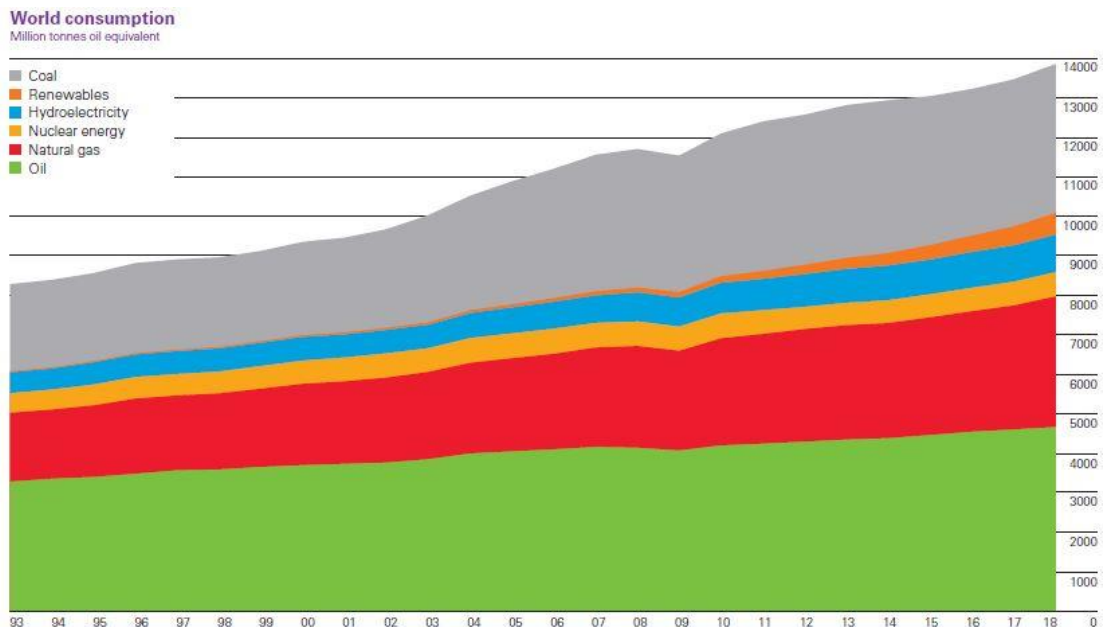


Figura 1.1 - Consumo Energético Mundial (Mtoe) (fonte: BP [1])

Uma das maiores consequências deste consumo excessivo de combustíveis fósseis é a libertação de gases de estufa, como por exemplo o dióxido de carbono, e partículas para a atmosfera, durante a queima destes combustíveis. Estes gases de estufa são um dos maiores causadores das alterações climáticas e aquecimento global que se tem vindo a verificar, tornando assim a vida humana e de todas as outras espécies cada vez mais perigosa.

Uma vez que vivemos num mundo cada vez mais tecnológico é expectável que a necessidade energética continue a aumentar, por isso torna-se perentório produzir energia de uma forma mais eficiente e com menos impactos ambientais.

De forma a combater estes efeitos nocivos causados pela queima de combustíveis fósseis, tem sido feito um forte investimento a nível global nas energias renováveis, dados os

seus menores impactos para o ambiente, tornando-se assim uma forma mais sustentável de energia.

Uma das energias renováveis que tem crescido recentemente e aumentado o interesse da comunidade científica é a energia solar, como podemos constatar pela Figura 1.2. A energia solar apresenta um enorme potencial de expansão, acessível a toda a área terrestre e que podemos considerar inesgotável, permitindo assim um acesso facilitado a energia para todas as regiões, inclusive as menos desenvolvidas e com menos recursos [2].

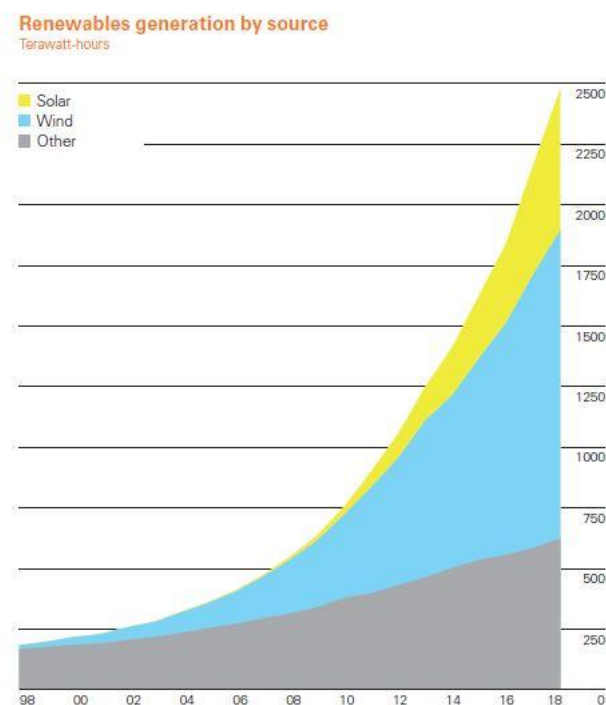


Figura 1.2 - Evolução da Produção Elétrica através da Energia Solar (fonte: BP [1])

De acordo com o relatório estatístico anual realizado pela Direção-Geral de Energia e Geologia (DGEG) sobre as energias renováveis em Portugal entre o período de 2011 e 2019, a potência instalada em energia fotovoltaica quintuplicou, fechando o ano de 2019 com 906 MW instalados. No período homólogo, a produção elétrica anual através da energia fotovoltaica aumentou cerca de 4,5 vezes, fechando o ano de 2019 com uma produção anual de 1275 GWh [3].

Apesar deste crescimento verificado ao longo dos anos, a tecnologia de conversão de energia fotovoltaica não está suficientemente desenvolvida para se tornar mais comercial e acessível a toda a comunidade, apresentando ainda algumas limitações, como por exemplo, a baixa eficiência das células fotovoltaicas perante elevadas concentrações de radiação solar.

Uma das melhorias que se desenvolveu nos painéis fotovoltaicos com o intuito de melhorar o aproveitamento da radiação solar foi o uso de lentes e espelhos - painéis fotovoltaicos de alta concentração, de forma a que a radiação solar incidente nas células fotovoltaicas seja maior, permitindo assim reduzir a área necessária para a produção da mesma quantidade de energia.

Outra das melhorias implementadas nos painéis solares foi a utilização de células de múltiplas junções, pois devido à sua composição, oferecem um melhor aproveitamento da energia solar. As células de múltiplas junções apresentam grande eficiência pois são constituídas por diferentes materiais semicondutores, em que cada material vai produzir corrente perante os vários comprimentos de onda da radiação solar. Devido a esta múltipla composição das células, torna-se possível absorver uma maior gama de radiação solar, que antes seria rejeitada, obtendo assim uma maior eficiência na conversão da radiação solar em energia elétrica.

Uma vez que a maior parte da radiação absorvida não foi aproveitada para conversão em energia elétrica, esta vai ser convertida em calor, aumentando assim a temperatura das células fotovoltaicas. Este aumento da temperatura (que pode chegar aos 80° C [4]) vai baixar a eficiência das células fotovoltaicas [5], como podemos observar pela Figura 1.3. Essas altas temperaturas são também causadoras da deterioração precoce das células, diminuindo o seu tempo de vida. Devido à alta concentração de radiação, há a possibilidade de surgirem pontos quentes nas células solares, onde a temperatura será maior, aumentando significativamente a probabilidade de falha, podendo mesmo danificar o painel fotovoltaico.

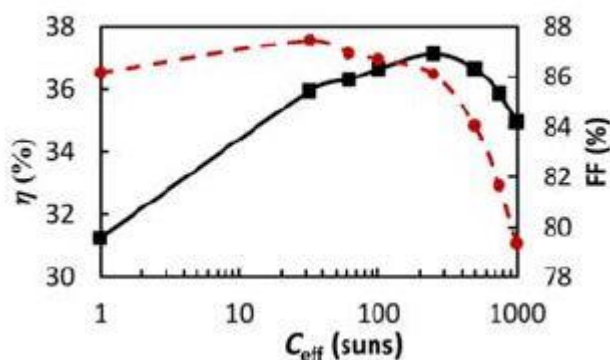


Figura 1.3 – Variação da eficiência e do fator de preenchimento das células fotovoltaicas em função da radiação solar (fonte: Kaligorou [5])

De forma a tornar a produção de energia através da radiação solar mais atrativa e eficaz, será necessário implementar um sistema de arrefecimento capaz de uniformizar a temperatura por toda a área das células, permitindo assim condições favoráveis de funcionamento das mesmas, evitando ao mesmo tempo os indesejáveis pontos quentes.

O arrefecimento pode ser feito de uma forma passiva ou ativa. Os métodos de arrefecimento passivos são de simples construção, requerem pouca manutenção e não

consumem energia no seu funcionamento, no entanto, não dissipam grandes quantidades de calor e como não é feito um controlo ao seu funcionamento, não é possível verificar falhas existentes nos painéis, tais como células estragadas. Os métodos de arrefecimento ativo são sistema mais compactos e complexos, uma vez que utilizam vários componentes tais como controladores, bombas, tubagens. Este tipo de arrefecimento é o que tem maior potencial de dissipação de calor, permitindo um arrefecimento mais eficaz e uniformizado por toda a área [6].

A resistência térmica é um dos seus parâmetros mais importantes aquando da escolha de um método de arrefecimento. A resistência térmica é a razão da diferença de temperatura entre as duas faces de um material perante um fluxo de calor, por unidade de área [7]. Quanto menor for a resistência térmica do método de arrefecimento, maiores serão os valores de dissipação de calor, pois os materiais resistem menos à passagem de calor, tornando-se assim um método mais eficiente no arrefecimento de células fotovoltaicas. Na Figura 1.4 são apresentados vários métodos de arrefecimento e vários valores de resistência térmica obtida nos diversos artigos apresentados. Podemos verificar que um arrefecimento ativo com microcanais e utilizando água como líquido refrigerante apresenta uma baixa resistência térmica, permitindo uma maior dissipação de calor e conseqüentemente um melhor arrefecimento.

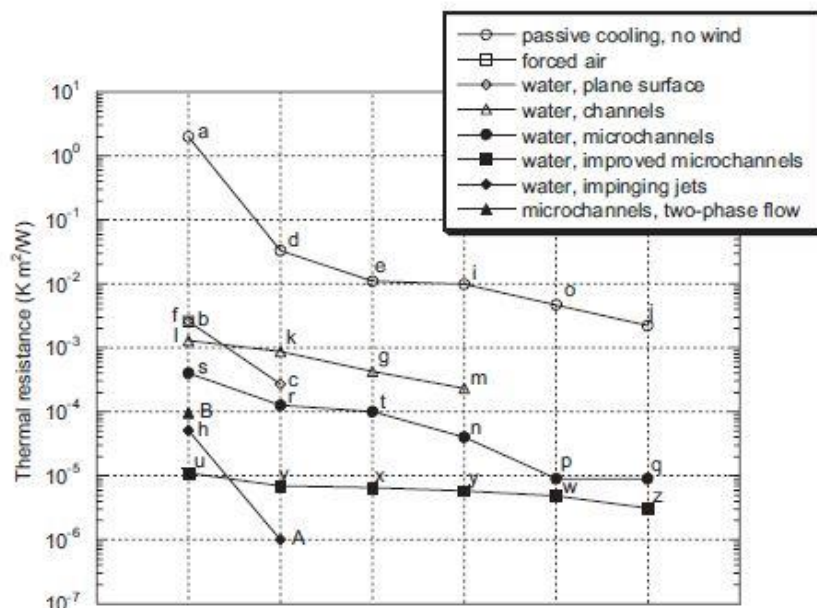


Figura 1.4 - Métodos de Arrefecimento de Painéis Solares (fonte: Royne *et al.* [6])

Outro método de arrefecimento com elevado desempenho é a utilização de um fluido em ebulição nos microcanais. Esta técnica tem um grande potencial de arrefecimento pois o coeficiente de transferência de calor é muito elevado no processo de ebulição do fluido, cerca de uma ordem de grandeza acima quando comparado com o coeficiente de transferência de calor usando um fluido monofásico. Outra grande vantagem deste método é o facto de a temperatura do fluido refrigerante não aumentar significativamente, devido ao calor latente do processo de ebulição [8]. Porém, a mudança de fase em escoamento com convecção forçada é também um

processo estocástico que pode resultar em instabilidades com elevadas oscilações de temperatura e pressão, que tornam o escoamento difícil de controlar. Neste contexto é necessário avaliar o potencial efetivo de recorrer à mudança de fase em virtude destes eventuais problemas.

O sistema de arrefecimento a desenvolver neste trabalho deverá (na sua forma final) arrefecer painéis de concentração de radiação solar, onde os fluxos podem atingir os 1000 W/cm². Uma vez que a temperatura de ebulição da água, em condições atmosféricas, é de 100°C, torna-se pouco exequível usar o potencial da ebulição para realizar o arrefecimento das células fotovoltaicas. A utilização de sistemas de baixa pressão, onde a pressão seria menor e consequentemente a temperatura da ebulição do fluido também diminuiria, tornava mais acessível a ebulição da água para o arrefecimento. Apesar de ser uma alternativa válida, trata-se de um sistema complexo e que exige algum controlo das variáveis de funcionamento. Uma alternativa mais simples será utilizar um fluido refrigerante com ponto de ebulição mais baixo, tal como o etanol ou o HFE 7100 [9].

Como referido acima, se a evaporação não for bem controlada, o escoamento dentro dos canais pode instabilizar e consequentemente formar umas massas de vapor, *slugs*, que irão obstruir o canal. De forma a podermos controlar a evaporação, terá de ser feita uma otimização da geometria dos canais ou uma modificação das superfícies dos mesmos.

1.2 - Estado da Arte

A história da energia fotovoltaica começa em 1839, quando Alexandre-Edmond Becquerel descobriu o efeito fotovoltaico – geração de tensão elétrica num material devido à exposição solar. Cerca de um século depois com o progresso dos materiais semicondutores, William Shockley desenvolveu um modelo de junção p-n, em que junta um semicondutor do tipo P – semicondutor dopado com um recetor de eletrões e outro do tipo N – semicondutor dopado com um doador de eletrões. Com a ajuda deste modelo, em 1954, os Laboratórios Bell produziram a primeira célula fotovoltaica, apresentando uma eficiência de cerca de 5%. Nos anos seguintes, os laboratórios de células solares de silício conseguiram melhorar a sua tecnologia, chegando a atingir eficiências de 25% [10].

Em 2016, Dimroth *et al.* [11] alcançaram uma eficiência em células fotovoltaicas de cerca de 46,1% usando um dispositivo com quatro junções. Usando este dispositivo de quatro junções é possível absorver uma maior gama de comprimentos de onda da radiação solar, o que não acontecia nos dispositivos com menos junções.

Um sistema fotovoltaico de concentração é, normalmente, composto por lentes Fresnel, células fotovoltaicas de múltiplas junções, sistema de rastreamento da luz solar e um método de controlo integrado. Ao concentrar a radiação solar através dos elementos de ótica nas células fotovoltaicas de grande eficiência, vai permitir reduzir a área de células necessária e aumentar a capacidade de produção de energia [12].

Em 1976, os Laboratórios Nacionais Sandia começaram a desenvolver um sistema fotovoltaico de alta concentração. No seu protótipo pioneiro foram usadas lentes Fresnel, células de silício e sistemas de rastreamento da luz solar [13]. Na China, em Golmud, opera a maior central fotovoltaica de alta concentração com uma capacidade instalada de 138 MW_p e com uma produção elétrica anual de cerca de 175 GW.h.

Uma vez que a maior parte da radiação solar incidente nas células fotovoltaicas vai ser convertida em calor, vão surgir alguns problemas que merecem ser considerados no planeamento de um sistema de arrefecimento para painéis solares. O aumento da temperatura faz diminuir eficiência das células fotovoltaicas, causando também uma degradação a longo-termo do painel. Uma distribuição de temperatura não uniforme pela célula fotovoltaica faz diminuir a eficiência da mesma. Quando as células estão conectadas em série, a célula que está mais quente será a que apresenta uma menor eficiência e a corrente que por ela passa será menor, limitando, assim, a eficiência de todo o sistema. Assim sendo, um sistema de arrefecimento deve ser simples, de fácil manutenção e fiável, de forma a resolver os problemas anteriormente mencionados relacionados com o aumento de temperatura e se possível fazer algum reaproveitamento desse calor, aumentando assim a eficiência global do sistema solar [6].

Os sistemas de arrefecimento dividem-se em duas grandes categorias: arrefecimento passivo e arrefecimento ativo. O arrefecimento passivo usa os fenómenos da convecção natural ou condução para a extração de calor do sistema a ser arrefecido. Em Anderson *et al.* [14] é usado um sistema de arrefecimento através de um tubo para remover o calor para o ambiente passivamente usando convecção natural. Com um fluxo de calor imposto de 40 W/cm², o sistema de arrefecimento passivo rejeitou o calor para o ambiente por convecção natural com um ΔT de 43°C entre a célula e o ambiente, excedendo os requisitos do projeto. Em Akbarzadeh e Wadowski [15] é desenvolvido um termossifão para transferir passivamente calor de um ponto mais quente para um ponto mais frio. Akbarzadeh e Wadowski [15] realizaram ensaios de forma a avaliar o efeito do termossifão e a potência produzida aumentou 10 W com o sistema de arrefecimento, aumentando assim a eficiência do sistema.

Um arrefecimento ativo requer energia para manter um fluido em movimento (mais frequentemente ar ou água) quer através de uma bomba quer através de um ventilador e assim realizar a extração de calor. Um dos métodos ativos de arrefecimento presentes na literatura é o uso de jatos de fluido, pois o seu impacto forma uma fina camada limite na zona de estagnação e estende-se radialmente com a distância do jato [16].

Neste trabalho vai ser projetado um sistema de arrefecimento ativo com o uso de microcanais, para tirar partido da potencialidade deste tipo de sistemas de removerem elevados fluxos de calor de pequenas áreas. Os pioneiros na área foram Tuckerman e Pease [17] após sugerirem os microcanais como dissipadores de calor. Após este primeiro trabalho, várias pesquisas e estudos foram realizados no sentido de modelar e otimizar os vários aspetos relacionados com o escoamento em microcanais. Ryu *et al.* [18] realizaram um estudo de otimização numérica das dimensões dos microcanais que minimizasse a resistência térmica

(maximizando o calor possível de remover) para uma potência de bombagem fixa. Qu e Mudawar [20] apresentaram um trabalho numérico e experimental, usando uma geometria específica dos microcanais e escoamento laminar, e concluíram que as equações de Navier-Stokes e da conservação da energia conseguem prever os valores da queda de pressão e da transferência de calor para os casos avaliados. Harms *et al.* [21] realizaram ensaios com microcanais retangulares e chegaram à conclusão de que a transferência de calor aumenta, diminuindo a largura do canal e aumentando o comprimento do mesmo. Nos ensaios realizados confirmaram que as quedas de pressão são menores em escoamento laminar comparativamente às quedas de pressão registadas em escoamento turbulento. De forma a resolver o problema da não-uniformidade da temperatura nas células fotovoltaicas, Missagia e Walpole [22] implementaram um sistema com escoamento em contracorrente nos microcanais, conseguindo assim diminuir os gradientes de temperatura. Ryu *et al.* [19] criaram um dissipador de calor com duas camadas de microcanais e escoamento em contracorrente. Com este sistema conseguiram diminuir em 50% a resistência térmica no arrefecimento quando comparado com a obtida nos microcanais apenas com uma camada e atingiram uma distribuição de temperatura mais uniforme.

Raghuraman *et al.* [23] realizaram um trabalho numérico e experimental onde estudaram a influência da razão de aspecto na performance térmica utilizando um permutador de calor com canais retangulares. Os três permutadores de calor ensaiados tem uma razão de aspecto de 20, 30 e 46,6. Através dos resultados experimentais e numéricos obtidos, considerando os parâmetros de queda de pressão, fator de atrito, número de Nusselt, resistência térmica, potência de bombagem e número de Poiseuille, Raghuraman *et al.* [23] concluíram que é preferível a implementação do permutador com dimensões intermédias, pois foi responsável por retirar maior quantidade de calor e manter os outros parâmetros num nível exequível para o projeto.

Upadhye e Kandlikar [24] realizaram um trabalho numérico com o intuito de avaliar o efeito da geometria do permutador de calor para realizar o arrefecimento de um *chip* eletrónico com as dimensões de 25 mm por 25 mm. Para um fluxo imposto de 100 W/cm², concluíram que um canal com menores dimensões apresenta uma melhor performance de arrefecimento.

Wang *et al.* [25] testaram microcanais com seção retangular, trapezoidal e triangular, concluindo que os canais com maior razão de aspecto e menor diâmetro hidráulico apresentam uma resistência térmica inferior mas uma maior queda de pressão. Wang *et al.* [25] concluíram também que com o aumento de número de canais, a resistência térmica diminui, mas em contra partida, haverá um aumento da queda de pressão no permutador.

Xie *et al.* [26] ensaiaram um permutador com minicanais para arrefecer uma área de 20 mm x 20 mm, concluindo que canais mais estreitos tem uma melhor performance, balanceando as transferências de calor e queda de pressão, quando comparado com canais mais largos.

Todos os estudos apresentados anteriormente foram realizados com escoamentos de fluidos monofásicos, mas ao permitir a ebulição do fluido refrigerante, o calor latente do fluido é

usado para aumentar o fluxo de calor removido. Apesar de apresentar esta mais-valia, um escoamento multifásico é mais difícil de modelar e de prever o seu comportamento. Hetsroni *et al.* [27] realizaram uma investigação experimental do efeito da ebulição no arrefecimento de dispositivos eletrónicos, usando Vertrel XF como fluido refrigerante, em ebulição, e no fim compararam com os resultados obtidos usando água. O gradiente de temperatura usando a ebulição não excedeu os 5 K, enquanto que no arrefecimento pela água a diferença de temperatura foi de 20 K. No entanto, o crescimento e conseqüente colapso das bolhas de vapor causaram flutuações na queda de pressão e diminuição do coeficiente de transferência de calor. No trabalho realizado por Tran *et al.* [28] concluiu-se que em canais mais pequenos, o mecanismo da nucleação é dominante comparativamente ao mecanismo da convecção, concluindo assim que a ebulição em microcanais aumenta a transferência de calor.

1.3 - Objetivos

Esta tese faz parte de um projeto mais lato que tem como objetivo final desenvolver um sistema de arrefecimento de células fotovoltaicas usando microcanais. As células a arrefecer têm uma área de 30 mm² e compõem painéis fotovoltaicos concentrados maiores, com cerca de 1,22 m² [29]. Para tal, é necessário primeiramente otimizar os diversos parâmetros relevantes do sistema de arrefecimento, nomeadamente a geometria. Neste contexto, o objetivo deste trabalho é realizar um estudo à geometria, dimensões e quantidade de microcanais, de forma a que a transferência de calor entre a superfície aquecida e o fluido de arrefecimento seja realizada da forma mais eficiente possível. Esta avaliação foi realizada primeiramente com um líquido de referência (água), avaliando o mapa de temperaturas nos canais e o fluxo de calor removido, com base numa análise termográfica de elevada resolução temporal.

Neste trabalho pretendeu-se ainda avaliar os potenciais benefícios de usar um escoamento bifásico. Para tal usou-se HFE 7100, por ser um fluido refrigerante com baixo impacto ambiental e com uma temperatura de ebulição consideravelmente mais baixa do que a da água, permitindo assim avaliar os efeitos da mudança de fase mais facilmente. Para além de avaliar as trocas de calor pretende-se avaliar a dinâmica da ebulição e distinguir os diversos regimes de escoamento bifásico, com base em técnicas de visualização de alta velocidade e processamento de imagem.

1.4 - Estrutura da Dissertação

Esta dissertação de mestrado está dividida em cinco capítulos, começando com o respetivo capítulo de introdução, onde foi apresentado um problema ambiental causado pelo consumo global excessivo de combustíveis fósseis e proposta uma solução para melhorar a eficiência da produção elétrica através da energia solar. Este capítulo introdutório apresentou também o estado da arte, que resume os trabalhos revistos na bibliografia sobre o tópico de arrefecimento de painéis fotovoltaicos, enquadrando assim o trabalho aqui apresentado no

contexto técnico e científico atuais. Por fim, foram apresentados os objetivos delineados para concluir com êxito esta dissertação.

No segundo capítulo são apresentados os fundamentos teóricos que serão importantes na interpretação dos resultados alcançados e que serão debatidos nesta tese.

No terceiro capítulo é apresentado e explicado todo o esquema experimental implementado neste trabalho, detalhando os componentes utilizados e o seu devido funcionamento. São também aqui descritos o procedimento experimental e o processamento de dados.

No quarto capítulo são apresentados e discutidos os resultados recolhidos nos diversos testes experimentais realizados, necessários para poder validar o sistema projetado, cumprindo assim os objetivos estipulados no início do trabalho.

O capítulo final expõe as diversas conclusões e recomendações para o desenvolvimento do sistema de arrefecimento a ser implementado e apresentam-se sugestões para futuros trabalhos relacionados com o tema abordado nesta tese.

2. Fundamentos Teóricos

Este capítulo apresenta os fundamentos básicos da literatura sobre escoamentos internos, fenômenos hidrodinâmicos e de transferência de calor e ainda aborda os parâmetros relevantes no estudo do arrefecimento. Seguidamente, é realizada uma caracterização dos diversos regimes de um escoamento bifásico. Este capítulo apresenta também o efeito da microescala na transferência de calor e no escoamento bifásico.

2.1 - Escoamento Interno

Um escoamento interno é caracterizado por estar confinado por uma superfície onde circula. Um escoamento interno pode ser caracterizado por vários parâmetros adimensionais, como por exemplo o número de Reynolds (Re). O número de Reynolds é um parâmetro muito importante pois permite-nos identificar se o escoamento é laminar, turbulento ou se se encontra na transição entre ambos. Este número representa a razão entre as forças de inércia e as forças viscosas e é obtido através da equação 2.1:

$$Re = \frac{u_m \times \rho}{\frac{\mu}{D_h}} = \frac{\text{Força de Inércia}}{\text{Força Viscosa}} \quad (2.1)$$

sendo que u_m representa a velocidade média do fluido, ρ é a densidade do fluido, μ é a viscosidade dinâmica do fluido e D_h é o diâmetro hidráulico do microcanal. O comprimento característico dos microcanais é dado pelo diâmetro hidráulico. Uma vez que o sistema projetado tem uma secção transversal retangular, o diâmetro hidráulico é calculado através da equação 2.2:

$$D_h = 4 \times \frac{\text{Área}}{\text{Perímetro}} \quad (2.2)$$

Um número de Reynolds baixo significa que as forças viscosas prevalecem em relação às forças de inércia, portanto o escoamento é laminar. Um número de Reynolds maior significa que os efeitos das forças de inércia são maiores e o escoamento torna-se turbulento, havendo a criação de instabilidades no escoamento.

Lockhart e Martinelli [30] assumem que num escoamento monofásico a transição de escoamento laminar para turbulento ocorre a um número de Reynolds de 2000. Para um escoamento bifásico, cada fase deve ser considerada distintamente e o número de Reynolds de transição difere de ponto para ponto, sendo sugerida esta classificação [30]:

Tabela 2.1 - Regimes de escoamento consoante o número de Reynolds de cada fase

Líquido	Vapor	Re_l	Re_v
Laminar	Laminar	< 1000	< 1000
Laminar	Turbulento	< 1000	> 2000
Turbulento	Laminar	> 2000	< 1000
Turbulento	Turbulento	> 2000	> 2000

Num escoamento, a camada limite em desenvolvimento vai crescer em espessura até atingir um estado totalmente desenvolvido. Um escoamento é considerado hidrodinamicamente desenvolvido quando o perfil de velocidade não se altera ao longo do microcanal. Um escoamento termicamente desenvolvido significa que o gradiente de temperatura permanece constante, consoante a condição inicial aplicada – uma temperatura ou um fluxo de calor constante aplicados.

2.1.1 - Considerações Hidrodinâmicas

Quando o fluido entra em contato com a superfície confinante, surgem efeitos viscosos e uma camada limite desenvolve-se na direção do escoamento. O escoamento diz-se totalmente desenvolvido quando o perfil de velocidade se mantém constante e a distância desde a entrada de fluido até que esta condição seja atingida é denominada como comprimento de entrada, $x_{td,h}$.

O comprimento de entrada vai depender do número de Reynolds, sendo que para escoamento laminar é determinado através da equação 2.3 [31]:

$$(x_{td,h})_{lam} \approx 0,05 Re_D \cdot D_h \quad (2.3)$$

Para escoamento turbulento, embora não haja uma expressão generalizada, o comprimento de entrada turbulento encontra-se no seguinte intervalo de valores [32]:

$$10 \leq \left(\frac{x_{td,h}}{D_h} \right)_{turb} \leq 60 \quad (2.4)$$

O perfil de velocidade de um escoamento laminar totalmente desenvolvido tem a forma de uma parábola, enquanto o perfil de velocidade de um escoamento turbulento totalmente desenvolvido é menor e apresenta um grande gradiente junto à parede e depois divide-se em várias camadas, consoante o efeito das diferentes tensões.

2.1.2 - Considerações Térmicas

Neste subcapítulo vamos abordar os efeitos da temperatura num escoamento interno. Quando o fluido entra no sistema de microcanais a uma temperatura inferior à temperatura da superfície, sujeita a um fluxo de calor fixo, ocorre uma transferência de calor através da convecção e começa a desenvolver-se uma camada limite térmica. O escoamento diz-se totalmente desenvolvido quando o gradiente de temperatura deixa de variar consoante a condição inicial aplicada – neste trabalho, aplicou-se um fluxo de calor constante - e a distância desde a entrada de fluido até que esta condição seja atingida é denominada como comprimento de entrada, $x_{td,t}$.

O comprimento de entrada vai depender do número de Reynolds e do número de Prandtl (Pr). O número de Prandtl representa a razão entre a taxa de difusão viscosa e taxa de difusão térmica e pode ser calculado através da equação 2.5:

$$Pr = \frac{c_p \times \mu}{k} \quad (2.5)$$

sendo que c_p representa o calor específico, μ é a viscosidade dinâmica e k é a condutividade térmica, ambas propriedades do fluido.

Para um escoamento laminar, o comprimento de entrada para que o escoamento esteja totalmente desenvolvido é determinado através da equação 2.6 [31]:

$$(x_{td,t})_{lam} \approx 0,05 Re_D \cdot D_h \cdot Pr \quad (2.6)$$

Num regime de escoamento turbulento, o comprimento de entrada é independente quer do número de Reynolds quer do número de Prandtl e pode ser feita uma primeira aproximação através da equação 2.7:

$$(x_{td,t})_{turb} \approx 10 \cdot D_h \quad (2.7)$$

2.2 - Queda de Pressão

Um dos parâmetros que permitem caracterizar o sistema projetado é avaliando as quedas de pressão causadas pelo escoamento pelos microcanais e conseqüentemente determinar os coeficientes de atrito e potências de bombagem para cada geometria em estudo: maiores quedas de pressão implicam maiores potências de bombagem a ser fornecidas ao sistema, condição que se pretende minorar o mais possível. Nos subcapítulos seguintes será feito um levantamento dos fundamentos teóricos para as quedas de pressão em escoamentos monofásicos e bifásicos.

2.2.1 - Escoamento Monofásico

Considerando o equilíbrio de um elemento de fluido ao longo de um microcanal, a força devido à diferença de pressão é balanceada pela força de atrito devido às tensões de corte na parede.

Na literatura, o fator de atrito de Fanning (f) é muitas vezes utilizado pois apresenta uma representação consistente dos processos de transferência de calor e de massa. O fator de atrito de Fanning pode ser determinado através da equação 2.8:

$$f = \frac{1}{2} \times \frac{D_h \cdot \Delta P}{\rho \cdot L \cdot u_m^2} \quad (2.8)$$

sendo que D_h é o diâmetro hidráulico do canal, ΔP é a queda de pressão do sistema, L é o comprimento do microcanal, ρ é a densidade do fluido e u_m é a velocidade média do fluido. Este parâmetro depende das condições do escoamento, da geometria do canal e da sua rugosidade.

Caso o escoamento esteja totalmente desenvolvido, o fator de atrito é calculado através da equação 2.9:

$$f = \frac{Po}{Re} \quad (2.9)$$

sendo que Po corresponde ao número de Poiseuille e depende apenas da geometria do canal. Shah e London [33] apresentam uma equação para canais com secção retangular que apenas depende da razão de aspeto (AR):

$$Po = f \cdot Re = 24 (1 - 1,3553 \cdot AR + 1,9467 \cdot AR^2 - 1,7012 \cdot AR^3 + 0,9564 \cdot AR^4 - 0,2537 \cdot AR^5) \quad (2.10)$$

O comprimento da região em desenvolvimento do escoamento no canal geralmente assume a maior parte do comprimento do escoamento no microcanal. Sendo assim o fator de atrito aparente (f_{ap}) contabiliza a queda de pressão derivada ao atrito e aos efeitos da região em desenvolvimento e é calculado de forma análoga ao fator de Fanning. Phillips [34] compilou os resultados do fator de atrito em canais de secção retangular como demonstrado na Figura 2.1. Podemos observar que o regime de escoamento totalmente desenvolvido é atingido mais cedo para canais com uma razão de aspeto mais baixa.

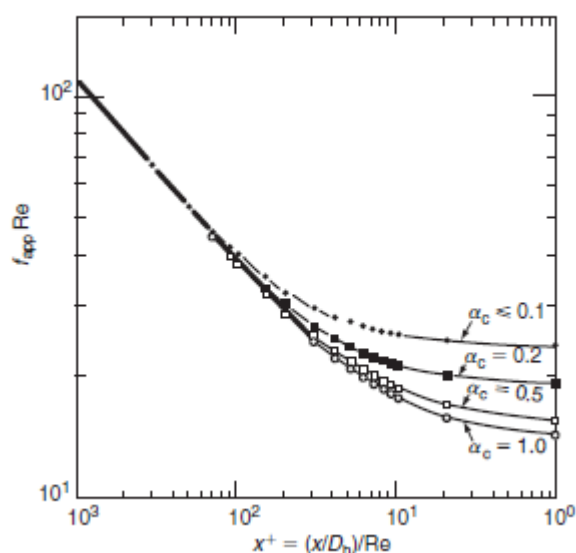


Figura 2.1 - variação do número de Poiseuille consoante a razão de aspeto do canal (fonte: Phillips [34])

2.2.2 - Escoamento Bifásico

Num escoamento em que haja ebulição do fluido, a queda de pressão num microcanal é o resultado da soma de várias componentes e pode ser obtida pela equação 2.11 [35]:

$$\Delta P = \Delta P_c + \Delta P_a + \Delta P_{f,1-ph} + \Delta P_{f,tp} + \Delta P_g + \Delta P_e \quad (2.11)$$

sendo que ΔP_c está relacionada com a contração à entrada do microcanal, ΔP_a está relacionada com a aceleração devido à evaporação, $\Delta P_{f,1-ph}$ está relacionada com o atrito monofásico, $\Delta P_{f,tp}$ está relacionada com o atrito bifásico, ΔP_g está relacionada com a gravidade e ΔP_e está relacionada com a expansão na saída do microcanal. Os coeficientes de atrito para as duas fases

são obtidos através da equação sugerida por Shah e London [33], presente no subcapítulo anterior.

2.3 - Transferência de Calor

Outro parâmetro que permite caracterizar o sistema projetado é calculando os fluxos de calor removidos durante o escoamento de um fluido pelos microcanais sobre uma superfície aquecida e conseqüentemente determinar os coeficientes de transferência de calor para cada ensaio. Nos subcapítulos seguintes será feito um levantamento dos fundamentos teóricos relativos à transferência de calor em escoamentos monofásicos e bifásicos.

Um parâmetro importante quando falamos de transferência de calor é o número de Nusselt, que representa a razão entre a transferência de calor por convecção e a transferência de calor por condução. Para uma geometria de secção retangular e caso o escoamento esteja totalmente desenvolvido, o número de Nusselt apenas depende da geometria do canal e da condição inicial aplicada. Neste trabalho foi aplicado um fluxo de calor constante – condição inicial, sendo assim, o número de Nusselt teórico é determinado através da equação 2.12:

$$Nu = 8,235 (1 - 10,6044 \cdot AR + 61,1755 \cdot AR^2 - 155,1803 \cdot AR^3 + 176,9203 \cdot AR^4 - 72,9236 \cdot AR^5) \quad (2.12)$$

Caso o escoamento ainda esteja em desenvolvimento, Phillips [34] condensou alguns valores de Nusselt para microcanais de secção retangular numa tabela como podemos constatar através da Figura 2.2.

Thermal entry region Nusselt numbers.

x*	Nu _{x,4}					
	α _c ≤ 0.1*	α _c = 0.25	α _c = 0.333	α _c = 0.5	α _c = 1.0	α _c ≥ 10**
0.0001	31.4	26.7	27.0	23.7	25.2	31.6
0.0025	11.9	10.4	9.9	9.2	8.9	11.2
0.005	10	8.44	8.02	7.46	7.1	9.0
0.00556	9.8	8.18	7.76	7.23	6.86	8.8
0.00625	9.5	7.92	7.5	6.96	6.6	8.5
0.00714	9.3	7.63	7.22	6.68	6.32	8.2
0.00833	9.1	7.32	6.92	6.37	6.02	7.9
0.01	8.8	7	6.57	6.05	5.69	7.49
0.0125	8.6	6.63	6.21	5.7	5.33	7.2
0.0167	8.5	6.26	5.82	5.28	4.91	6.7
0.025	8.4	5.87	5.39	4.84	4.45	6.2
0.033	8.3	5.77	5.17	4.61	4.18	5.9
0.05	8.25	5.62	5.00	4.38	3.91	5.55
0.1	8.24	5.45	4.85	4.22	3.71	5.4
1	8.23	5.35	4.77	4.11	3.6	5.38

x* = x/(Re PrD_h); * – parallel plates, both sides heated; ** – parallel plates, one side heated.
For intermediate values, use the curve-fit equations provided in Appendix A.

Figura 2.2 - Números de Nusselt típicos para várias razões de aspecto em canais (fonte: Phillips [34])

Durante o processo de arrefecimento, ocorre transferência de calor por convecção e condução entre a superfície e o fluido. Através da lei de Fourier que representa a transferência de calor por condução:

$$q''_s = k \left. \frac{\partial T}{\partial x} \right|_{x=L} \quad (2.13)$$

e pela lei de arrefecimento de Newton que representa a transferência de calor por convecção:

$$q''_s = h(T_s - T_{in}) \quad (2.14)$$

será possível calcular os coeficientes de transferência de calor para cada ensaio realizado nesta experiência. O coeficiente de transferência de calor é obtido pela equação 2.15:

$$h = \frac{q''_s}{(T_s - T_{in})} \quad (2.15)$$

Outro fator relevante e que permite avaliar o desempenho de cada ensaio é o cálculo da resistência térmica, pois permite perceber quão eficaz é a geometria no arrefecimento de uma superfície aquecida. A resistência térmica é obtida através da equação 2.16:

$$TR = \frac{(T_s - T_{in})}{q''} \quad (2.16)$$

Na otimização de um sistema de microcanais é necessário ter em conta a potência necessária para bombear o fluido durante o arrefecimento. Essa potência é denominada por potência de bombagem e é obtida através da equação 2.17:

$$W_{PP} = n \cdot Q \cdot \Delta P \quad (2.17)$$

O número de Nusselt é obtido pela equação 2.17:

$$Nu = \frac{h \cdot d_h}{k_f} \quad (2.17)$$

2.4 - Molhabilidade

Um fator físico que influencia os resultados neste trabalho é a molhabilidade, pois vai ocorrer a passagem de um fluido sobre superfícies sólidas. A molhabilidade corresponde à capacidade de um líquido se espalhar numa superfície ou de a molhar. Quando uma gota entra em contato com uma superfície, expande-se até atingir um equilíbrio de forças entre os três meios, líquido, sólido e gasoso, correspondendo à gota, à superfície de impacto e ao ambiente, respetivamente, como ilustrado na Figura 2.3 [36].

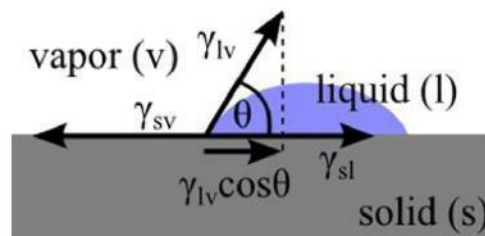


Figura 2.3 - Esquema demonstrativo do balanço de tensões interfaciais entre uma gota, uma superfície sólida e o ambiente (fonte: Rupp *et al.* [35])

Uma vez alcançado o equilíbrio entre as três fases, o balanço das tensões é obtido através da equação de Young [37]:

$$\gamma_{lv} \cdot \cos(\theta_e) + \gamma_{sl} = \gamma_{sv} \quad (2.18)$$

sendo que γ_{sv} representa a tensão interfacial entre a fase sólida e a gasosa, γ_{lv} representa a tensão interfacial entre a fase líquida e a gasosa e γ_{sl} representa a tensão interfacial entre a fase sólida e a líquida. O ângulo de contato estático é o ângulo de contato entre a fase líquida e a sólida.

A molhabilidade de uma superfície pode ser caracterizada através do ângulo de contato estático. Uma superfície que apresenta uma grande molhabilidade é denominada por liofílica (hidrofílica se o líquido for água) e forma um ângulo de contato estático compreendido entre o intervalo ($10^\circ < \theta_e < 90^\circ$). Quando uma superfície apresenta uma baixa molhabilidade é denominada liofóbica (hidrofóbica se o fluido for água) e forma um ângulo de contato estático compreendido entre o intervalo ($90^\circ < \theta_e < 150^\circ$) [38]. Os casos de molhabilidade extrema são caracterizados por Koch e Barthlott [39] como superhidrofílicos quando o ângulo de contato estático é inferior a 10° e superhidrofóbicos quando o ângulo de contato estático é superior a 150° . Na Figura 2.4 podemos observar os diversos regimes de molhabilidade [40].

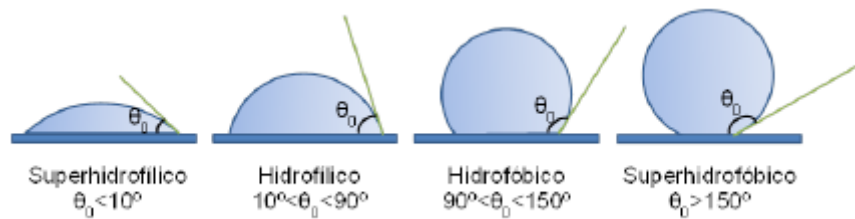


Figura 2.4 - Regimes de Molhabilidade (fonte: Laurência [39])

2.5 - Regimes de Escoamento Bifásico

Para escoamentos bifásicos existem diversas configurações que dependem da relação entre a fase líquida e a fase gasosa, das dimensões do microcanal e das velocidades de cada uma das fases. Na literatura, a classificação dos vários regimes para escoamentos horizontais é dividida em seis categorias [41] [42]:

- a) **Escoamento com bolhas (*bubly flow*):** as bolhas são dispersas e tendem a migrar para o topo do microcanal;
- b) **Escoamento em tampão (*plug flow*):** as bolhas de vapor coalescem, formando assim bolhas maiores que se deslocam pelo microcanal como bolhas alongadas e concentradas na parte superior do canal;
- c) **Escoamento estratificado (*stratified flow*):** as bolhas de vapor alongadas tornam-se instáveis à medida que a velocidade do gás aumenta, acabando por haver uma separação, tornando-as dispersas;

- d) **Escoamento estratificado com ondas (*wavy flow*):** devido ao aumento da velocidade do gás, surgem ondas no escoamento;
- e) **Escoamento em blocos (*slug flow*):** as ondas de vapor geradas vão crescer e atingir o topo do microcanal;
- f) **Escoamento anular (*annular flow*):** devido ao contínuo aumento da velocidade do vapor, as ondas vão desaparecer e surge uma massa de vapor contínua circundada por uma pequena película de líquido a escoar a baixa velocidade.

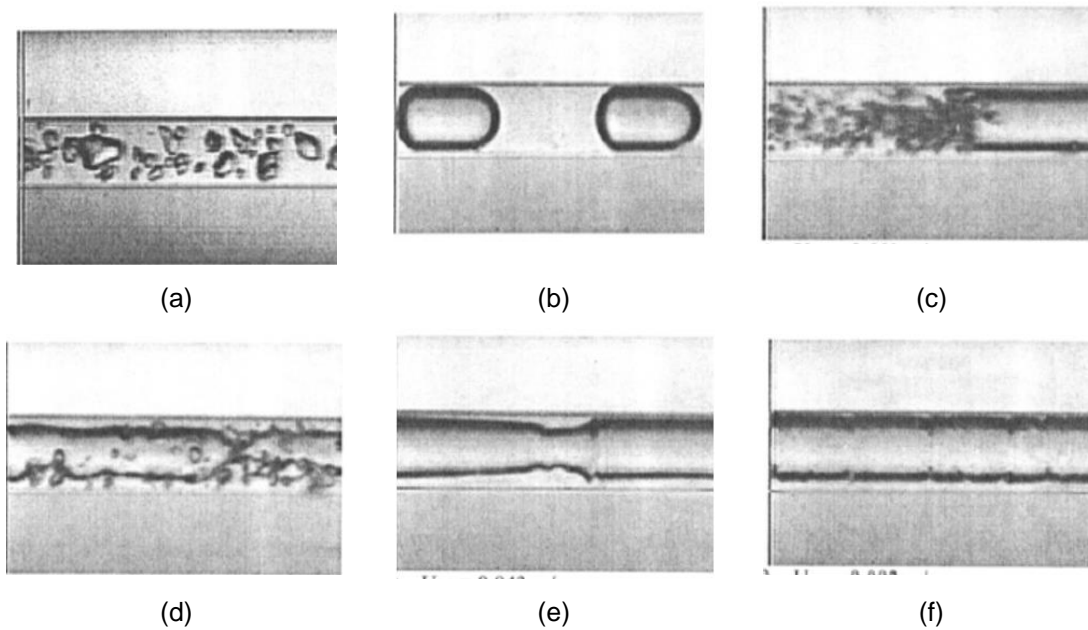


Figura 2.5 - regimes de escoamento bifásico: (a) escoamento com bolhas, (b) escoamento em tampão, (c) escoamento estratificado, (d) escoamento estratificado com ondas, (e) escoamento em blocos, (f) escoamento anular (fonte: Hartnett e Young [41])

2.6 - Microescala

A redução do tamanho de um canal tem efeitos distintos nos vários parâmetros que governam o escoamento. Sendo assim, é adotada, na literatura [43], uma classificação simples dos canais consoante o seu diâmetro hidráulico, como podemos observar na seguinte tabela:

Tabela 2.2 - Classificação do canal consoante o diâmetro hidráulico

Canais convencionais	$D > 3 \text{ mm}$
Minicanais	$3 \text{ mm} > D > 200 \text{ }\mu\text{m}$
Microcanais	$200 \text{ }\mu\text{m} > D > 10 \text{ }\mu\text{m}$
Microcanais de transição	$10 \text{ }\mu\text{m} > D > 1 \text{ }\mu\text{m}$
Nanocanais de transição	$1 \text{ }\mu\text{m} > D > 0,1 \text{ }\mu\text{m}$
Nanocanais	$D < 0,1 \text{ }\mu\text{m}$

A transferência de calor durante a ebulição está relacionada com o movimento do fluido devido a uma interface entre a fase gasosa e a fase líquida, onde existem cinco forças principais (força de inércia, força da tensão superfície, força viscosas, força gravítica e força do momento na evaporação). Com a diminuição do diâmetro do canal, a magnitude de todas as forças também diminui. Na Figura 2.6 podemos observar de que forma as dimensões do canal afetam as diversas componentes de força durante a ebulição da água.

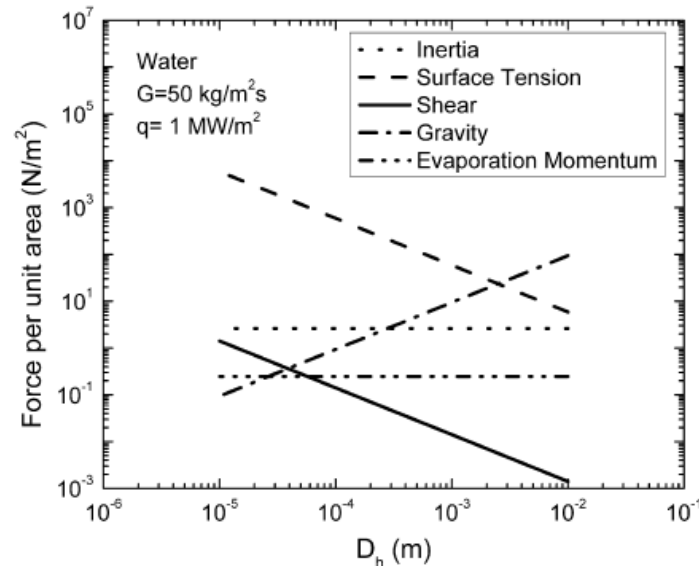


Figura 2.6 - variação das componentes da força consoante o diâmetro hidráulico do canal (fonte: Sharp *et al.* [42])

Existem alguns parâmetros adimensionais que nos permitem relacionar as diversas componentes da força num escoamento em microcanais [44]. Um dos parâmetros mais importantes é o número de Reynolds, que relaciona as forças de inércia e as forças viscosas, como mencionado anteriormente.

Outro parâmetro relevante é o número de capilaridade (Ca), pois representa a razão entre as forças viscosas e a força devido à tensão superficial. Este parâmetro desempenha uma função importante pois relaciona duas forças que são relevantes num escoamento em microcanais. O número de capilaridade pode ser obtido através da equação 2.19:

$$Ca = \frac{\mu \times V}{\sigma} \quad (2.19)$$

sendo que μ é a viscosidade dinâmica do fluido, V é a velocidade do escoamento e σ é a tensão superficial do fluido.

O número de Weber (We) representa a razão entre a força de inércia e a força devido à tensão superficial. Este parâmetro é útil no estudo dos diversos regimes de escoamento bifásico em microcanais. O número de Weber pode ser obtido através da equação 2.20:

$$We = \frac{d_h \times G^2}{\rho \times \sigma} \quad (2.20)$$

sendo que d_h é o diâmetro hidráulico do canal, G representa o fluxo de massa do escoamento, ρ é a densidade do fluido e σ é a tensão superficial do fluido.

O parâmetro de Martinelli (X^2) representa a razão entre a queda de pressão da fase líquida e a queda de pressão da fase gasosa. Este parâmetro pode ser calculado através da equação 2.21:

$$X^2 = \frac{\left(\frac{dp}{dz}\right)_L}{\left(\frac{dp}{dz}\right)_V} \quad (2.21)$$

O número de Jakob (Ja) representa a relação entre o calor sensível e o calor latente absorvido (ou libertado) durante o processo de mudança de fase. Este parâmetro é útil no estudo da ebulição num escoamento bifásico em microcanais. O número de Jakob pode ser obtido através da equação 2.22:

$$Ja = \frac{\rho_L c_{p,L} \times \Delta T}{\rho_V h_{fg}} \quad (2.22)$$

sendo que ρ_L é a densidade do líquido, ρ_V é a densidade do vapor e σ é a tensão superficial do fluido, $c_{p,L}$ é o calor específico do líquido e h_{fg} é o calor latente de vaporização.

2.7 - Síntese do Capítulo

Neste capítulo foram abordados alguns dos fundamentos teóricos de escoamentos internos. Estes escoamentos são utilizados em diversas aplicações, como por exemplo, no arrefecimento de uma superfície aquecida através de um permutador de calor com microcanais. De forma a otimizar a geometria do permutador são apresentados diversos parâmetros que permitem correlacionar dados de pressão e de transferência de calor. Devido ao reduzido tamanho dos microcanais são apresentados alguns parâmetros adimensionais relevantes nesta gama de geometria. Também se apresenta uma descrição dos vários regimes de escoamento bifásico, nos ensaios realizados com a ebulição do fluido refrigerante.

3. Metodologia e Implementação

Este capítulo apresenta a descrição da instalação experimental, detalhando todos os equipamentos e materiais utilizados, como estão interligados e de que forma é realizada a recolha e tratamento dos dados, tendo em conta as condições de funcionamento implementadas. Este capítulo apresenta também as incertezas das medidas efetuadas.

3.1 - Instalação Experimental

Neste subcapítulo apresenta-se a instalação utilizada para a elaboração deste trabalho experimental. A Figura 3.1 representa esquematicamente todos os componentes utilizados no aparato experimental e de que forma estão interligados.

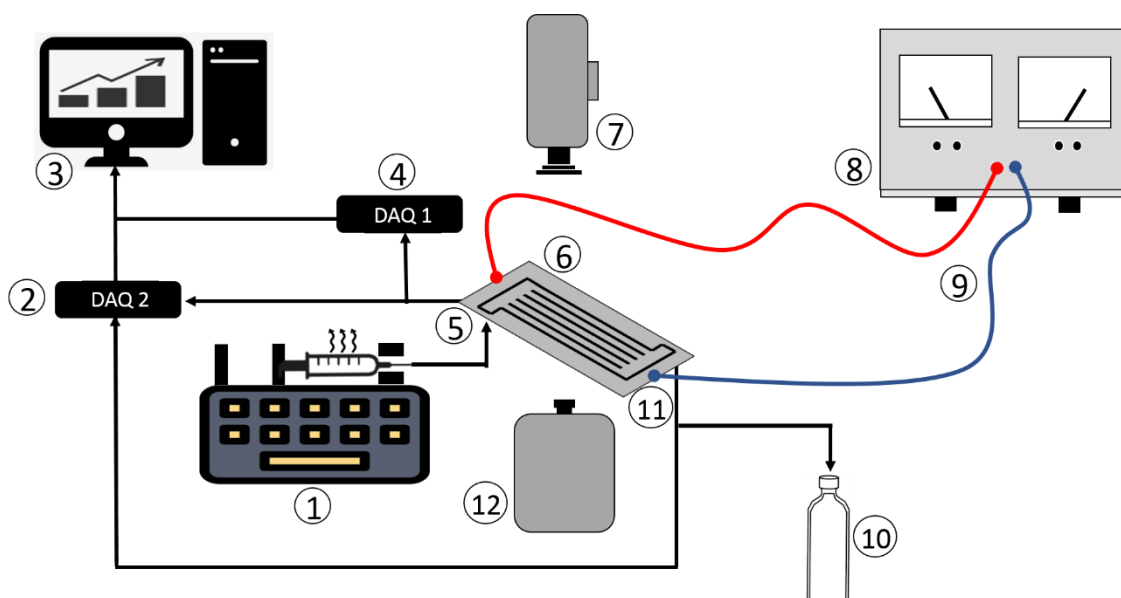


Figura 3.1 - Vista esquemática da instalação experimental: (1) bomba de seringa com aquecimento, (2) DAQ 2, (3) Computador, (4) DAQ 1, (5) entrada no sistema de microcanais, (6) folha de aço, (7) câmara de alta velocidade, (8) fonte de alimentação de corrente contínua, (9) cabos elétricos, (10) reservatório, (11) saída do sistema de microcanais, (12) câmara termográfica

A bomba de seringa – Harvard Apparatus Model 22 (Figura 3.1, índice 1) injeta o fluido que entra no sistema de microcanais (Figura 3.1, índice 5). O fluido sai pré-aquecido da seringa, por ação de um sistema de aquecimento composto por uma manga de resistências elétricas, mantendo assim o fluido a uma temperatura desejada e sempre constante. Com o intuito de controlar as condições da experiência foi colocado um termopar do tipo K à entrada dos microcanais, sendo essa informação da temperatura enviada para um sistema de aquisição DT9828 (Figura 3.1, índice 4).

Os microcanais estão assentes numa folha de aço inoxidável (AISI 304) (Figura 3.1, índice 6) que por sua vez está a ser aquecida por efeito de Joule através de uma fonte de corrente contínua (Figura 3.1, índice 8) – Modelo HP 6274B DC. A corrente elétrica é fornecida à folha de aço através de cabos elétricos soldados nas extremidades da mesma (Figura 3.1, índice 9). A folha de aço aquecida simula o fenómeno de aquecimento que ocorre com as células fotovoltaicas sujeitas a radiação solar. O arrefecimento da folha de aço causado pela passagem do fluido é captado pela câmara termográfica - Onca MWIR-InSb-320 (Figura 3.1, índice 12), que está colocada num plano inferior ao sistema de microcanais, permitindo assim captar as variações de temperatura. De forma a ser possível observar o comportamento do fluido no decorrer do escoamento foi colocada uma câmara de alta velocidade - Phantom v4.2 Vision Research (Figura 3.1, índice 7) perpendicularmente à face superior do sistema de microcanais, permitindo assim captar os diversos regimes de escoamento observados durante a mudança de fase do fluido e as consequências na fluidez do escoamento.

Após passar pelos canais causando o arrefecimento da folha de aço, o fluido sai na outra extremidade do sistema (Figura 3.1, índice 11) e é enviado para um reservatório (Figura 3.1, índice 10).

De forma a permitir uma validação das geometrias em estudo foram colocados sensores de pressão absolutos – Wika A-10 - à entrada e à saída dos microcanais, permitindo assim obter o valor da queda de pressão e conseqüente fator de atrito de cada uma das geometrias de microcanais. Os valores de pressão são enviados para um leitor de dados NI USB-6008 (Figura 3.1, índice 2).

Os valores de pressão e de temperatura recolhidos pelos dois sistemas de aquisição e as imagens obtidas pelas duas câmaras são enviados para o computador (Figura 3.1, índice 3) para futuro tratamento dos dados numa rotina de LABVIEW previamente elaborada para o efeito.

3.2 - Condições de Funcionamento

Um dos objetivos deste trabalho experimental é estudar a influência da geometria dos microcanais no arrefecimento, fazendo variar o caudal de escoamento, a temperatura e o fluido refrigerante, obtendo dados de queda de pressão e dados da distribuição de temperatura no decorrer do arrefecimento.

Nesta experiência optou-se por manter o fluxo imposto à folha constante em todos os ensaios, impondo uma corrente de $I = 5$ A. O fluxo imposto foi calculado através da razão da potência pela área da folha, através da seguinte equação 3.1:

$$q'' = \frac{P}{A_f} \quad (3.1)$$

Para determinar a potência fornecida é necessário obter o valor da resistência da folha de aço (R). Através da equação 3.2 foi possível obter teoricamente o seu valor [45]:

$$\rho' = \frac{w \times e}{L} \times R \quad (3.2)$$

sendo que a resistividade da folha de aço AISI 304 é de $\rho' = 7,5 \times 10^{-7} \Omega \cdot m$ [46], a largura $w = 0,026 \text{ m}$, o comprimento $L = 0,05 \text{ m}$ e a espessura de $e = 2 \times 10^{-5} \text{ m}$. Sendo assim, a resistência teórica da folha fina de aço é de $R = 0,072 \Omega$. Fazendo a medição com um multímetro, registou-se o valor da tensão e da corrente fornecidas ao sistema e confirmou-se através da lei de Ohm, o valor teórico da resistência da folha.

Sabendo a resistência da folha e a intensidade da corrente, a potência fornecida (P) foi calculada através do produto entre a resistência da folha (R) e o quadrado da corrente fornecida ao circuito (I):

$$P = R \times I^2 = 1,803 \text{ W} \quad (3.3)$$

Uma vez sabendo a potência fornecida (P) e que a área da folha de aço é de $A_f = L \times w = 1,3 \times 10^{-3} \text{ m}^2$, foi possível determinar a primeira condição da experiência, o fluxo imposto fixo de $q'' = 1386,83 \text{ W} \cdot \text{m}^{-2}$.

Dado que outro dos objetivos do trabalho passa por averiguar os efeitos da mudança de fase do líquido no arrefecimento, nos ensaios realizados selecionaram-se duas temperaturas diferentes $T = \{22,5 \text{ }^\circ\text{C}; 60 \text{ }^\circ\text{C}\}$, correspondendo à temperatura ambiente e a uma temperatura perto da ebulição do HFE 7100, respetivamente. Esta gama de temperaturas permite estudar o arrefecimento com água em escoamento monofásico e com HFE 7100 em mudança de fase. Na Tabela 3.1 estão presentes as propriedades termofísicas dos dois fluidos utilizados nos ensaios [47].

Tabela 3.1 - Propriedades termofísicas da água e do HFE 7100

		Propriedades dos Fluidos de Trabalho				
		$T_{\text{sat}} \text{ (}^\circ\text{C)}$	$\rho_l \text{ (kg/m}^3\text{)}$	$\rho_v \text{ (kg/m}^3\text{)}$	$c_{pl} \text{ (kJ/kg.K)}$	$h_{fg} \text{ (kJ/kg)}$
Fluidos de Trabalho	Água	100	997,05	0,598	4,217	2256,4
	HFE 7100	61	1520	0,011	1,183	111,6

Outro fator revelante nesta experiência é o caudal de escoamento injetado no sistema de microcanais. Neste contexto foram testados cinco caudais diferentes nos ensaios realizados: $Q = \{5 \text{ ml/min}; 7 \text{ ml/min}; 10 \text{ ml/min}; 15 \text{ ml/min}; 20 \text{ ml/min}\}$, valores de caudal que permitem que o escoamento seja laminar para todos os ensaios.

Conjugando os fatores do caudal, da queda de pressão, do efeito da mudança de fase será possível chegar a um sistema ideal para futuro arrefecimento de painéis solares.

3.3 - Câmara Termográfica

Nesta experiência foi utilizada uma câmara de infravermelhos na gama média Onca MWIR-InSb-320, ilustrada na Figura 3.2 - Câmara Onca MWIR-InSb-320, para obter dados da distribuição de temperatura no decorrer do arrefecimento e ser possível validar o sistema de microcanais. Esta câmara foi colocada na posição vertical debaixo do sistema de microcanais, estando assente num suporte para garantir a sua estabilidade. A taxa de aquisição de dados utilizada foi de 60 frames/s, valor suficiente para captar o arrefecimento nos microcanais. A lente ótica estava alinhada com uma janela de observação dos microcanais, tendo em primeiro plano, um vidro de safira, seguido de uma folha de aço inoxidável e por fim o sistema de microcanais.



Figura 3.2 - Câmara Onca MWIR-InSb-320

O vidro de safira foi usado para garantir uma melhor observação dos fenómenos termográficos, uma vez que possui uma transmissividade de cerca de 85%, por permitir uma observação de uma ampla gama de comprimentos de onda ($0,2 - 5,00 \mu\text{m}$) e por ser um material com uma grande resistência térmica [48].

Na figura 3.3 é apresentado o software Xeneth da câmara termográfica onde é possível ver o benefício do uso do vidro de safira, facultando uma melhor janela de observação do processo de arrefecimento da folha de aço (Figura 3.3, índice 1). Também é possível consultar no software, o valor da temperatura médio na área circular seleccionada em ADU (Figura 3.3, índice 2), correspondente à intensidade de sinal recebida pela câmara termográfica.

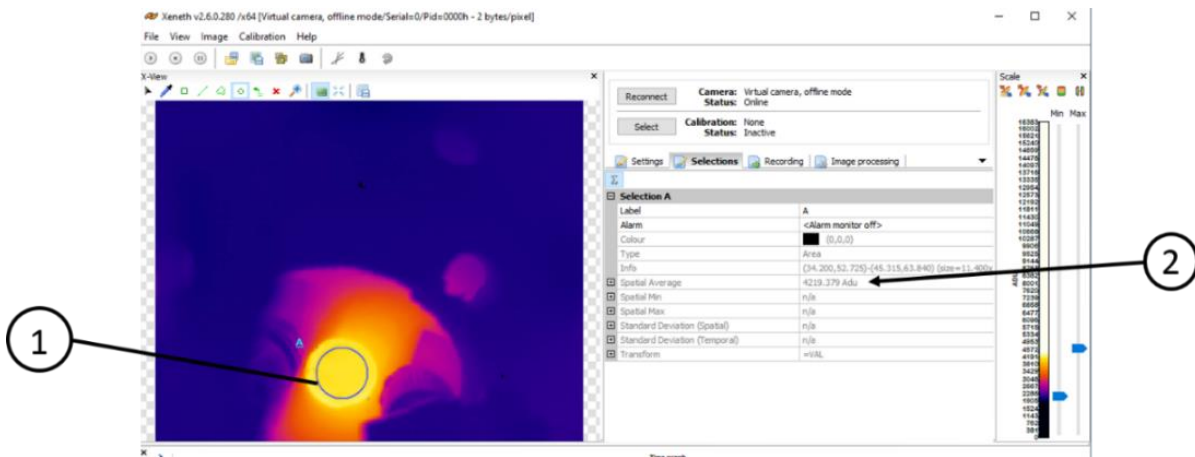


Figura 3.3 - Software Xeneth: (1) área do vidro de safira, (2) média da área selecionada em ADU

A folha de aço inoxidável usada tem uma espessura de 20 μm e foi pintada de uma das faces com uma tinta preta para desta forma aumentar a emissividade. Devido à baixa espessura da folha, a temperatura na interface entre a folha e o fluido de arrefecimento é semelhante à temperatura na parte inferior da folha que foi registada pela câmara termográfica [49].

Tabela 3.2 - Características da câmara Onca MWIR-InSb-320

Características Gerais	Sistema Ótico	Características da Imagem
Sensor: InSb (MWIR)	Distância Focal: 13 mm	Aquisição de Vídeo: 60 Hz
Sensibilidade Espectral: 3.5-5 μm	Material Ótico: Germânio	Exposição >1 μs
Sensibilidade Térmica < 17 mK		Região de Interesse Mínima: 15 x 5 px ²
Resolução Espacial: 320 x 256 px ²		Taxa de Aquisição Máxima: 3000 frames/s

3.3.1 - Calibração da câmara termográfica

Pelo facto de ter sido usado um vidro de safira, foi necessário realizar uma calibração que permitisse converter os valores recolhidos sem tratamento pela câmara termográfica em escala de ADU para valores de temperatura em graus Celsius. Essa calibração tem em conta a transmissividade da safira e a emissividade da tinta preta presente na folha de aço e teve por base o trabalho anterior de Pontes [50].

Para realizar esta calibração foi criado um tanque como o ilustrado na Figura 3.4. O tanque tem como base uma placa de acrílico furada no centro onde o vidro de safira ficou assente (Figura 3.4, índice 5). Por cima da placa de acrílico foi colocada uma estrutura retangular de aço que servirá de suporte para as paredes laterais do tanque, sendo que duas delas são de acrílico e as outras duas são placas de alumínio. Sobre o vidro de safira fixou-se uma folha de aço inoxidável (AISI304) de 20 μm de espessura (Figura 3.4, índice 1), sendo que a face que está

em contacto com a safira foi pintada de preto com o intuito de aumentar a emissividade. Para estancar e aumentar a coesão do tanque foi usado silicone resistente a altas temperaturas (Pattex SL509). Para recolher os dados termográficos, colocou-se a câmara termográfica (Figura 3.4, índice 6), numa posição inferior ao tanque, deixando a lente ótica alinhada com o vidro de safira.

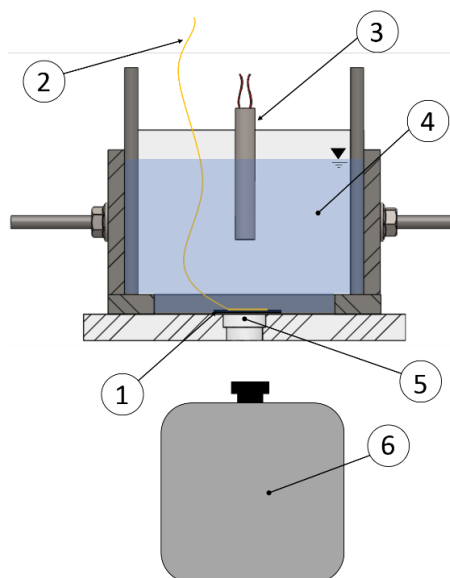


Figura 3.4 - Esquema do tanque de calibração: (1) folha de aço, (2) termopar tipo K, (3) resistência elétrica, (4) água destilada, (5) vidro de safira, (6) câmara termográfica

O processo de calibração começa com o enchimento do tanque com água destilada (Figura 3.4, índice 4). Consequentemente aquece-se a água através de uma resistência de $560,4 \Omega$ (Figura 3.4, índice 3) ligada a uma fonte de tensão regulável, começando com uma potência fornecida mais elevada, que será o ponto máximo da curva de calibração. Foi colocado um termopar tipo K (Figura 3.4, índice 2) na folha de aço para que seja possível recolher os dados de temperatura ao longo dos vários ensaios. Após estabilizada a temperatura, retiram-se os dados fornecidos pela câmara e pelo termopar para que seja estabelecida uma correspondência entre ambos os dados. Após registados os valores, diminui-se a potência fornecida ao sistema, causando assim uma diminuição da temperatura no tanque. O processo repete-se até que a temperatura da água no tanque atinja a temperatura ambiente. Para efeitos estatísticos, realizou-se o processo uma segunda vez e analisaram-se as duas séries de resultados recolhidos, colocando a temperatura registada pelo termopar em função do valor em ADU registado pela câmara termográfica. Como se pode verificar na Figura 3.5, os dados em ambos os ensaios foram muito próximos, permitindo assim validar o processo de calibração. Juntando os dados dos dois ensaios, obteve-se uma linha de tendência polinomial de terceiro grau e com um $R^2 = 0,9986$.

Assim obteve-se a curva de calibração que futuramente será importante no tratamento dos dados recolhidos pela câmara de infravermelhos nos diversos ensaios deste trabalho:

$$a \times ADU^3 + b \times ADU^2 + c \times ADU + d = Temperatura \quad (3.4)$$

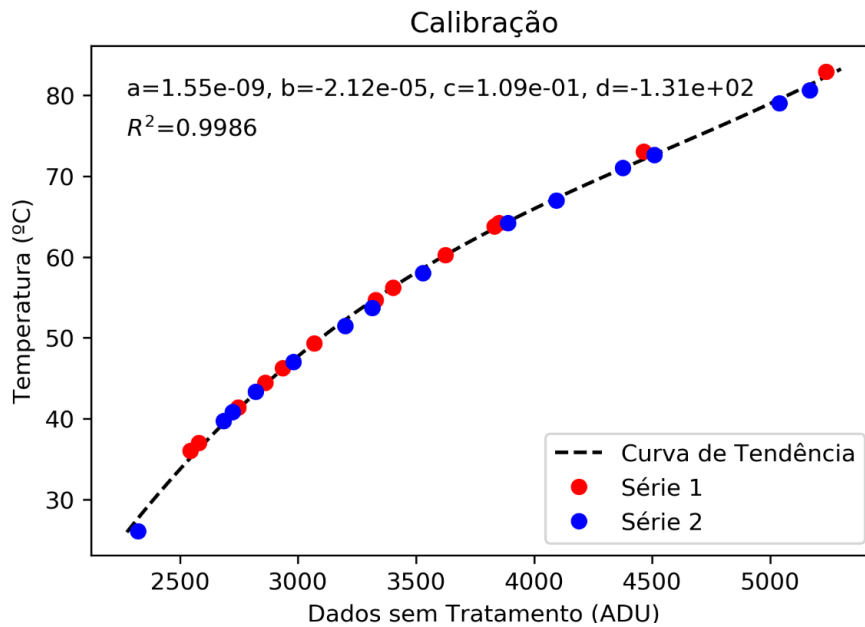


Figura 3.5 - Curva de calibração para conversão de ADU em graus Celsius

3.4 - Câmara de Alta Velocidade

Neste trabalho experimental foi utilizada uma câmara de alta velocidade Phantom v4.2 Vision Research, ilustrada na Figura 3.6, para observar os fenômenos que ocorrem no interior dos canais aquando da passagem do fluido de arrefecimento. Com esta câmara captou-se imagens a 1000 frames/s, com uma resolução de 512 x 512 px², uma resolução espacial de 50,00 µm/px e uma resolução temporal de 0,45 ms. A câmara foi colocada na posição vertical e foi fixada num suporte de forma a que a lente ficasse alinhada com o sistema de microcanais. As imagens recolhidas permitiram fazer uma análise qualitativa do escoamento interno no sistema de microcanais, observar os diversos regimes de escoamento e a mudança de fase do fluido.



Figura 3.6 - Câmara Phantom v4.2

3.5 - Bomba de Seringa com aquecimento

Nesta experiência foi utilizada uma bomba de seringa Harvard Apparatus 22 (Figura 3.7, índice 1) para injetar o fluido no sistema de microcanais. Com a utilização de uma bomba de seringa é possível variar o caudal de escoamento fornecido, bastando apenas definir, no painel da bomba, o diâmetro da seringa utilizada na experiência. Nesta experiência foi utilizada uma seringa de 100 ml com um diâmetro interno de 34 mm (Figura 3.7, índice 2), permitindo assim fazer um maior número de ensaios com apenas uma carga de fluido.

De forma a que a temperatura do fluido no interior da seringa seja mantida à temperatura desejada e constante para cada ensaio, foi utilizado um aquecedor de seringa regulável, que consiste numa manga de silicone com resistências elétricas embutidas (Figura 3.7, índice 3), ligada a um controlador manual (Figura 3.7, índice 4). É através deste controlador que é possível seleccionar o valor da temperatura, bastando apenas alterar para o valor desejado.

Utilizando o sistema conjugado de bomba de seringa com o aquecedor foi possível realizar múltiplos ensaios e testar as diversas condições, permitindo assim averiguar quais são os efeitos do caudal e da mudança de fase do fluido nas várias geometrias de microcanais a serem testados. Foram realizados testes de calibração do caudal debitado, cronometrando a duração do escoamento e pesando a quantidade de fluido escoado neste intervalo de tempo.

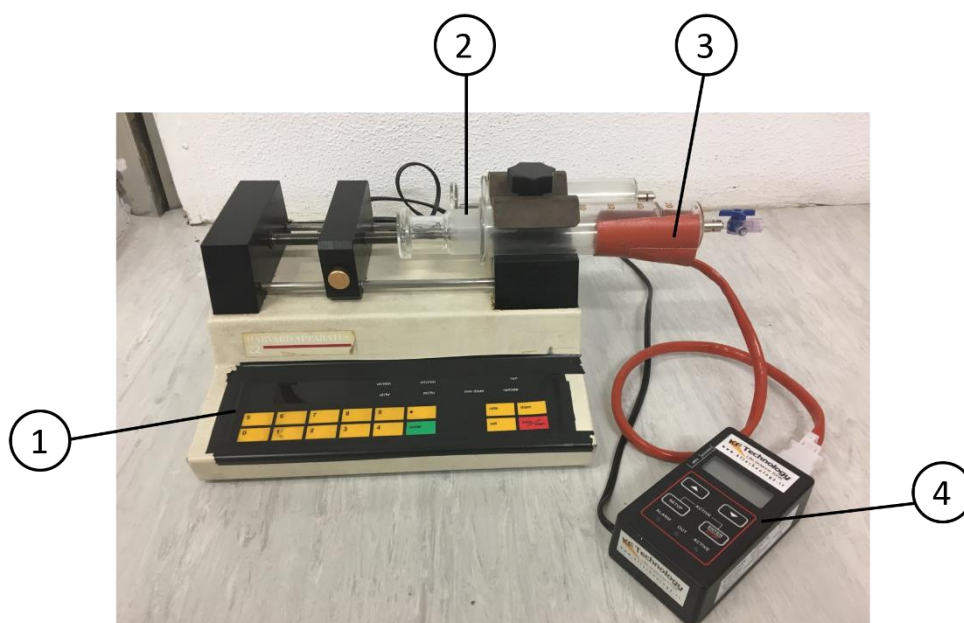


Figura 3.7 - Bomba de Seringa com aquecimento: (1) bomba de seringa, (2) seringa, (3) manga de aquecimento, (4) controlador manual

3.6 - Aquisição de valores de pressão e temperatura

Para o registo dos valores de pressão foram usados dois sensores de pressão absolutos, modelo A-10 da Wika. O sensor de pressão colocado na entrada dos microcanais tem um alcance de 250 KPa enquanto que o ficou colocado na saída do sistema de microcanais tem um alcance de 160 KPa. Estão ambos ligados a uma fonte de tensão de 24 V e apresentam um esquema elétrico de 3 fios.

Foi realizado um teste de controlo de qualidade aos sensores pela empresa fornecedora, sendo que os valores registados no teste foram usados nesta experiência para fazer a respetiva conversão de tensão em pressão, obtendo as seguintes curvas:

Tabela 3.3 - Teste de controlo dos sensores absolutos de pressão Wika A-10

Sensor de Pressão Absoluto de 250 KPa		Sensor de Pressão Absoluto de 160 KPa	
Pressão (KPa)	Tensão (V)	Pressão (KPa)	Tensão (V)
0	-0,006	0	-0,014
125	4,99	80	4,986
250	10,016	160	10,016
$Pressão(KPa) = 24,945 \times Tensão(V) + 0,2748$		$Pressão(KPa) = 15,952 \times Tensão(V) + 0,3033$	

3.7 - Montagem do Sistema de Microcanais

O sistema de microcanais é o ponto fulcral nesta experiência, pois é através dele que será feito o estudo de arrefecimento da célula fotovoltaica de 30 mm². De forma a averiguar qual o efeito da geometria dos microcanais no arrefecimento, fez-se uma combinação de três dimensões de canais e três dimensões de parede (Figura 3.8), resultando num total de nove microcanais a serem testados.

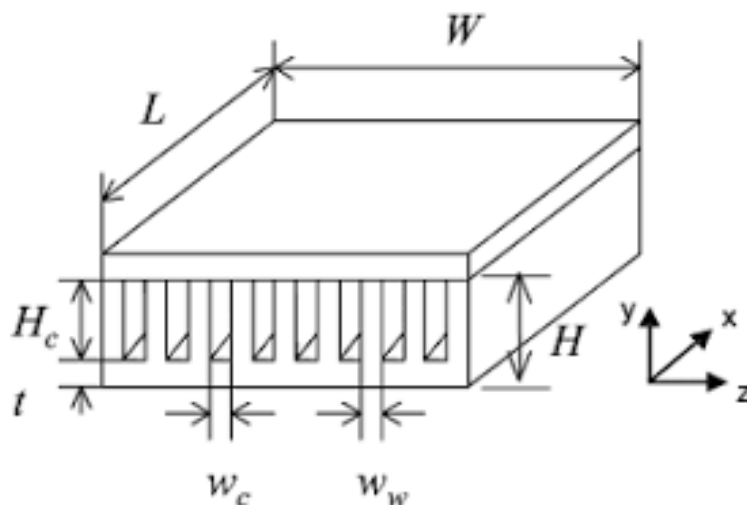


Figura 3.8 - Esquema de um permutador de calor com canais

Na tabela abaixo apresentam-se as dimensões de cada microcanal projetado, bem como a área de arrefecimento.

Tabela 3.4 - Configurações das diversas geometrias de microcanais implementados

Geometria	W_c (mm)	W_w (mm)	L (mm)	H_c (mm)	Nº de canais	Área total de Passagem (nº x W_c x H_c) (mm ²)	Área total de Arrefecimento (W x L) (mm ²)
1	0,25	0,25	20	1	21	5,25	205
2	0,25	0,50	20	1	14	3,50	200
3	0,25	0,75	20	1	11	2,75	205
4	0,50	0,25	20	1	14	7,00	205
5	0,50	0,50	20	1	11	5,50	210
6	0,50	0,75	20	1	9	4,50	210
7	0,75	0,25	20	1	11	8,25	215
8	0,75	0,50	20	1	9	6,75	215
9	0,75	0,75	20	1	7	5,25	195

Os moldes dos microcanais a serem testados na experiência foram produzidos através da tecnologia de impressão 3D. Uma vez que o laboratório onde foi feita a experiência no IN+ possui uma impressora 3D – modelo helloBEEprusa, foi possível fazer várias impressões, testando diversos modelos e aperfeiçoar a precisão dos moldes. Depois de otimizado o modelo, usou-se uma impressora de maior precisão do Laboratório para o Desenvolvimento do Produto – Lab2ProD para a impressão dos moldes presentes na Figura 3.9.

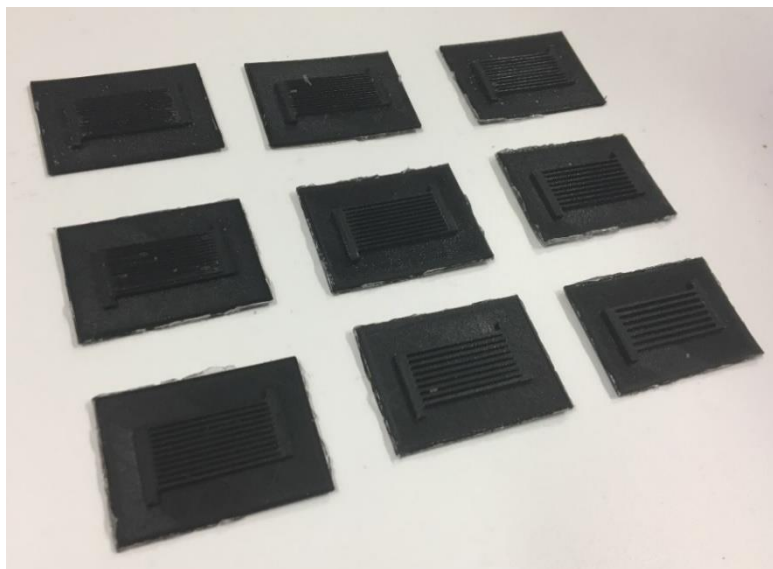


Figura 3.9 - Moldes das diversas geometrias de microcanais

A impressora 3D, Ultimaker 3, usada na produção dos moldes dos microcanais faz a manufatura através da tecnologia aditiva FFF – *Fused Filament Fabrication*, em que o material é depositado em camadas e a fusão entre elas acontece devido ao calor. Quanto às condições de funcionamento, estabeleceu-se uma temperatura no extrusor de 215°C e uma temperatura no prato de 70°C. Utilizou-se um extrusor de 0,25 mm de diâmetro, estabelecendo assim a dimensão mínima da largura dos microcanais.

Para o fabrico dos moldes usou-se um filamento de PLA – poliácido láctico pois apresenta boas características na impressão e boa adesão ao prato da impressora, aumentando assim a precisão e detalhe das peças produzidas.

Depois dos moldes terem sido produzidos por impressão 3D, procedeu-se ao fabrico dos microcanais com PDMS – polidimetilsiloxano. Utilizou-se fita de alumínio para cercar o molde de cada microcanal e de seguida depositou-se a mistura de PDMS (numa proporção de 10 g de base para 1 g de agente de cura), como podemos ver Figura 3.10.

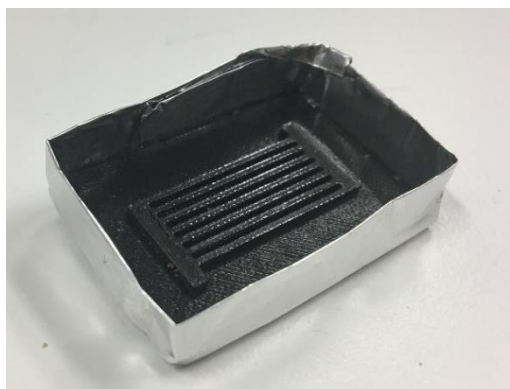


Figura 3.10 - Produção dos permutadores de microcanais em PDMS

Trata-se de um elastómero com propriedades adequadas para aplicações em microestruturas, pois apresenta uma baixa tensão superficial, facilitando a passagem do fluido pelos canais. Apresenta também uma boa estabilidade térmica, característica importante pois os microcanais serão usados para fazer o arrefecimento de uma folha de aço que será aquecida por efeito de Joule. Uma vez que a folha de aço vai estar eletrificada, o facto do PDMS ser eletricamente e termicamente isolante é uma mais valia; trata-se de um material ópticamente transparente na gama do visível, permitindo ao utilizador inspecionar o comportamento do fluido ao passar nos canais e conseqüentemente fazer uma análise usando a câmara de alta velocidade. Apesar de todas as características favoráveis a um bom funcionamento do sistema de microcanais, o PDMS apresenta uma superfície hidrofóbica, dificultando assim a molhabilidade dos canais com o fluido, aumentando assim as hipóteses de que bolhas de água fiquem aprisionadas nos canais. Na Figura 3.11 podemos observar o permutador de calor em PDMS correspondente à geometria 9 da Tabela 3.4.

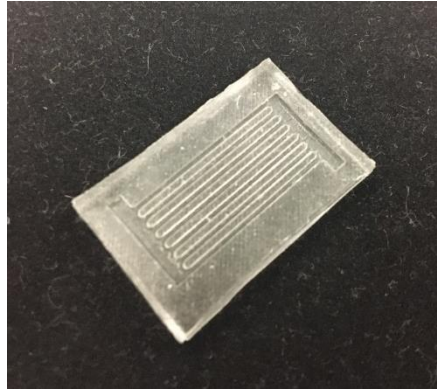


Figura 3.11 - Permutador de microcanais em PDMS

Na Figura 3.12 estão sintetizadas num fluxograma todas as etapas realizadas no fabrico dos permutadores de calor.

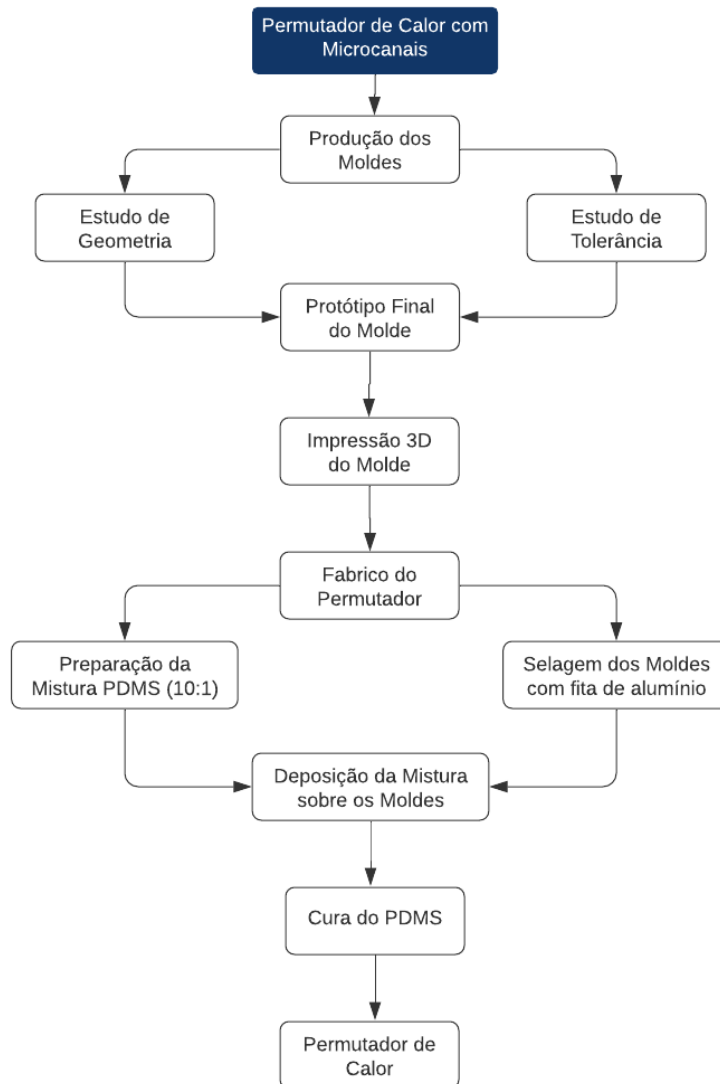


Figura 3.12 - Fluxograma das etapas na produção dos permutadores de calor

3.8 - Procedimento Experimental

Este trabalho experimental dividiu-se em quatro etapas: i) caracterização da folha de aço e dos microcanais; ii) a produção dos moldes e consequente, sistema de microcanais; iii) realização dos variados ensaios de forma a avaliar as diversas condições de funcionamento; iv) tratamento dos dados recolhidos nos diversos ensaios realizados. Nos próximos subcapítulos são descritas as metodologias seguidas ao longo das referidas etapas.

3.8.1 - Caracterização das Superfícies

A folha de aço e os microcanais de PDMS foram caracterizados em termos de molhabilidade, propriedade a ter em conta na interpretação dos resultados obtidos.

A molhabilidade foi determinada através da medição do ângulo de contato estático, usando um tensiómetro ótico THETA, da Attension. Na realização das medições foi depositada uma gota de água destilada sobre a superfície em análise e depois foi captado um vídeo de 10 segundos a uma velocidade de 12 frames/s. Este vídeo foi analisado no software OneAttension do tensiómetro, o qual utiliza um algoritmo capaz de detetar a gota e medir os ângulos de contato através da equação de Young-Laplace, como podemos observar na Figura 3.13. O software analisa cada frame do vídeo produzido e retira o valor do ângulo de contato direito, esquerdo e depois faz uma média dos dois, guardando ambos os valores numa folha de Excel. O valor final do ângulo de contato estático obtido para cada par líquido-superfície resulta da média dos valores do ângulo de contato médio, obtidos em pelo menos 5 medidas distribuídas ao longo das superfícies a caracterizar, por forma a se obterem valores representativos das mesmas.

Tabela 3.5 - Ângulos de contato estático para as duas superfícies com água destilada.

DP representa o desvio padrão da medida obtida.

Superfície	Ângulo de Contato Estático (°) (DP)	Condutividade Térmica (W/m.K)
Folha de Aço	64,2 (0,7)	14,89
PDMS	102,6 (0,9)	0,15

Através dos valores presentes na Tabela 3.5, podemos afirmar que a folha de aço apresenta um comportamento hidrofílico ($\theta_e < 90^\circ$) e o PDMS tem um comportamento hidrofóbico ($90^\circ < \theta_e < 150^\circ$).

O HFE 7100 apresenta uma molhabilidade muito alta com todas as superfícies testadas, obtendo um ângulo de contato próximo de zero, tanto para a folha de aço como para o PDMS.

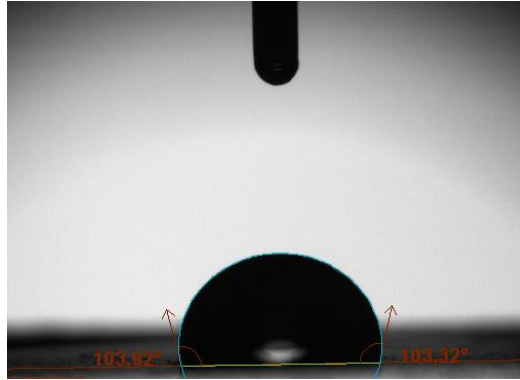


Figura 3.13 - Análise do software OneAttention a uma gota de água

Apesar da rugosidade da superfície alterar o escoamento e influenciar a medida dos ângulos de contato, ela não foi caracterizada dado que trabalhos anteriores [38] mostraram que a folha de aço é perfeitamente lisa dentro da precisão do equipamento existente para a caracterizar. Os microcanais de PDMS podem apresentar alguma rugosidade inerente ao processo de fabrico, mas não é possível caracterizá-la com o equipamento disponível.

3.8.2 - Preparação do Sistema de Microcanais

A preparação do sistema de microcanais seguiu as seguintes etapas:

- 1) Colocou-se o vidro de safira no furo fresado na placa de acrílico e vedou-se com silicone resistente a altas temperaturas (Pattex SL509), de forma a estancar a placa inferior;
- 2) Cortou-se uma folha de aço inoxidável (AISI 304) com as dimensões de 50 mm de comprimento e 26 mm de largura;
- 3) Pintou-se a face inferior da folha com tinta preta resistente a altas temperaturas e fizeram-se dois furos de diâmetro 2 mm, que servirão como entrada e saída do fluido no sistema de microcanais;
- 4) Fixou-se a folha de aço à folha de acrílico com o silicone acima mencionado, deixando a face pintada em contato com o vidro de safira;
- 5) Soldaram-se dois fios elétricos nas extremidades da folha de aço e limpou-se a folha com acetona;
- 6) Colocou-se o microcanal assente na folha de aço, deixando alinhado os furos feitos na folha de aço com os respetivos locais de entrada e de saída de fluido do microcanal;
- 7) Colocou-se uma placa de acrílico por cima dos microcanais e aparafusou-se as duas placas de acrílico uma à outra, permitindo assim um estancamento eficaz dos microcanais.

3.8.3 - Ensaios de Arrefecimento

Após preparado o sistema de microcanais, procedeu-se à realização dos diversos ensaios experimentais, sendo estes realizados em regime transiente:

- 1) Ligou-se a fonte de alimentação, com uma corrente fixa de 5 A, fornecendo um fluxo constante em todos os ensaios de $1386,83 \text{ W.m}^{-2}$;
- 2) Encheu-se a seringa com o fluido de arrefecimento com o auxílio de um tubo ligado a outra seringa, de forma a que o processo seja o mais célere possível;
- 3) Ajustou-se a temperatura da manga de aquecimento da seringa, permitindo assim estabelecer a temperatura do fluido necessário para os diversos ensaios planeados;
- 4) Ajustou-se o caudal pretendido para o ensaio na bomba de seringa;
- 5) Esperou-se que a temperatura da folha de aço chegasse ao valor pretendido de 4200 ADU correspondente $67,7 \text{ }^\circ\text{C}$ pela calibração, valor este que serviu de referência para todos os ensaios;
- 6) Iniciou-se a leitura dos dados de pressão na entrada e na saída do sistema de microcanais e da temperatura na entrada do sistema através do código elaborado no software LABVIEW;
- 7) Iniciou-se a gravação de um vídeo termográfico do arrefecimento usando a câmara termográfica, em formato xvi;
- 8) Ligou-se a bomba de seringa que injetou o caudal pré-estabelecido para cada ensaio;
- 9) Após a temperatura da folha estabilizar, cumprindo assim o arrefecimento pretendido, interrompeu-se a leitura dos dados de pressão e de temperatura e a gravação do vídeo termográfico.

Numa primeira fase e de forma a estudar o efeito da geometria dos microcanais, repetiram-se todas estas etapas para os cinco caudais que estavam programados, usando sempre água à temperatura ambiente. Após realizado o estudo à melhor geometria, usou-se HFE 7100 para testar o efeito da ebulição no arrefecimento. Para tal, usaram-se três geometrias (geometria 3, 6 e 9 da Tabela 3.4) e repetiram-se todas as etapas acima enunciadas para os mesmos valores de caudal volumétrico, permitindo assim ensaiar e observar o potencial de arrefecimento de uma superfície aquecida através da ebulição. Para efeitos estatísticos, cada ensaio foi repetido cinco vezes.

A câmara de alta velocidade Phantom V4.2 apenas foi utilizada nos ensaios em que ocorreu a ebulição do HFE 7100, permitindo assim observar os diversos regimes de escoamento e alguns fenómenos do escoamento derivado à mudança de fase do fluido.

3.8.4 - Tratamento dos Dados

O tratamento e análise das imagens termográficas recolhidas pela câmara de infravermelhos de alta velocidade foi efetuado através de uma rotina MATLAB desenvolvida por Pontes [50]. Para tal ser possível, converteu-se o vídeo em matrizes de escala de cinzentos de 8 bits e por fim exportou-se o vídeo em formato avi. Cada matriz do vídeo tem 256 intensidades distintas, sendo que ao valor 0 é atribuído ao branco e ao 256 é atribuído o preto. Nesta rotina de MATLAB, o vídeo é dividido em vários *frames* e feita uma conversão da escala ADU para uma escala de temperaturas (°C) através da calibração descrita anteriormente no subcapítulo 3.3.1.

De forma a analisar a transferências de calor ocorrente nos microcanais, observou-se apenas uma seleção circular correspondente à área circunscrita pelo vidro de safira através da rotina MATLAB, restringindo assim o processamento dos dados apenas à área de interesse para a análise dos resultados.

Este algoritmo permite analisar os fluxos de calor dissipado devido ao arrefecimento provocado pela passagem de fluido pela folha de aço previamente aquecida. Também é possível obter quer a temperatura média da área selecionada anteriormente quer a temperatura ao longo de um canal, permitindo assim verificar a rapidez do arrefecimento provocado pela passagem do fluido.

Os vídeos obtidos pela câmara termográfica apresentam algum ruído que será prejudicial à qualidade e certeza dos resultados da experiência. A origem deste ruído pode estar relacionada quer com o software Xeneth da câmara quer com a calibração dos sensores da própria câmara. De forma a remover algum desse ruído, realizou-se uma média da intensidade dos *frames* na área selecionada, servindo como imagem de *background*. Esta imagem de *background* foi depois subtraída às restantes imagens, melhorando assim a qualidade da imagem e reduzindo o ruído antes presente.

Na Figura 3.14 estão sintetizadas as etapas efetuadas na leitura, tratamento e processamento dos dados recolhidos através da câmara termográfica.

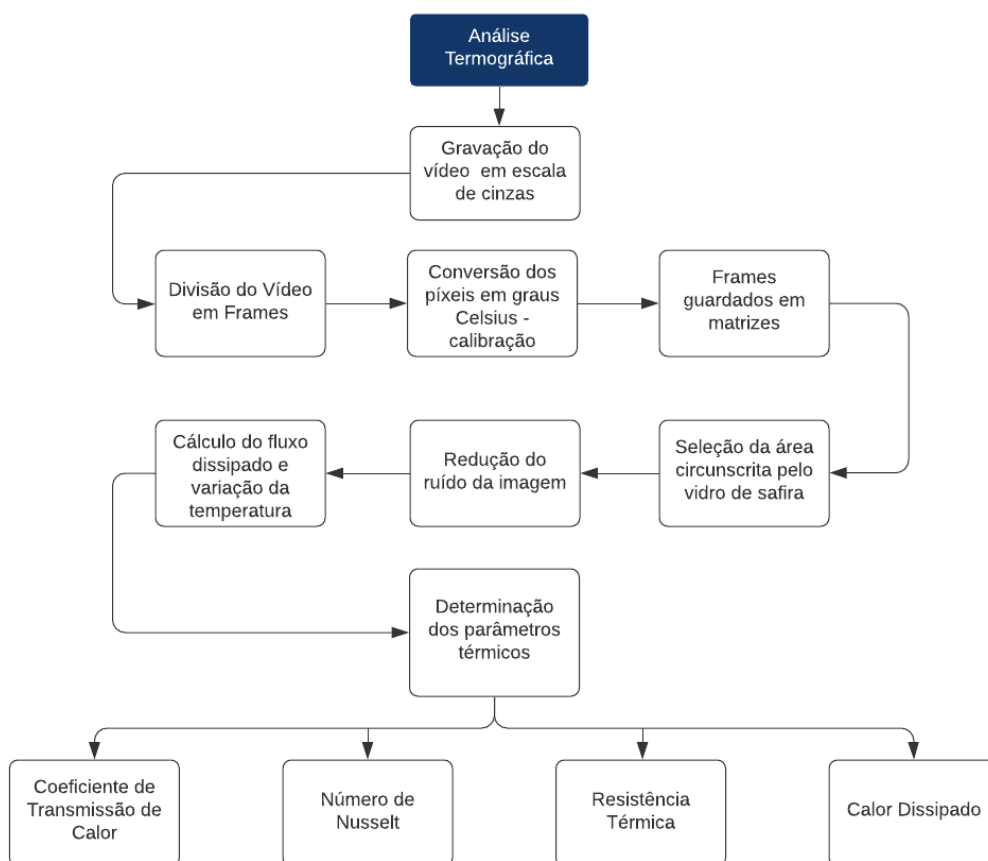


Figura 3.14 - Fluxograma das etapas efetuadas através da rotina MATLAB

3.9 - Quantificação das Incertezas

A rotina MATLAB para processamento e análise dos dados termográficos tem incertezas associadas.

Uma vez que a queda de pressão é calculada através da subtração da pressão de saída à pressão de entrada, tem de ser contabilizada tanto as incertezas da pressão de entrada como da pressão de saída. A incerteza da queda de pressão foi calculada através da equação 3.5 [51]:

$$\mu_{\Delta P} = \sqrt{(\mu_{P_{entrada}})^2 + (\mu_{P_{saída}})^2} \quad (3.5)$$

sendo que a incerteza dos valores da pressão à entrada e à saída do sistema de microcanais tiveram em conta a incerteza do próprio sensor como também o desvio padrão dos valores registados pela rotina elaborada no LABVIEW e foram obtidos através da equação 3.6:

$$\mu_P = \sqrt{(\sigma_{sensor})^2 + (\sigma_{ensaios})^2} \quad (3.6)$$

Os valores da incerteza do material utilizado durante todos os ensaios experimentais estão presentes na Tabela 3.6, sendo que estes podem ser alterados consoante as condições e modo de funcionamento.

Tabela 3.6 - Incertezas dos equipamentos utilizados na experiência

Equipamento	Incerteza
Bomba de Seringa Harvard	$\pm 0,035\%$
Câmara Onca MWIR-InSb-320	$\pm 0,5^{\circ}\text{C}$
Sensor de Pressão Absoluto 250 KPa	$\pm 1,25$ KPa ($\pm 0,5\%$ da gama)
Sensor de Pressão Absoluto 160 KPa	$\pm 0,8$ KPa ($\pm 0,5\%$ da gama)
Termopar tipo K	$\pm 0,5^{\circ}\text{C}$

O desvio padrão do coeficiente de transferência de calor e do fluxo dissipado obtidos pela rotina MATLAB engloba uma variação temporal da média das cinco repetições de cada caudal ensaiado.

O desvio padrão dos parâmetros relacionados com a queda de pressão foi obtido através da soma da propagação do desvio em cada ensaio:

$$\mu_{ensaio} = \sqrt{(\mu_1)^2 + (\mu_2)^2 + (\mu_3)^2 + (\mu_4)^2 + (\mu_5)^2} \quad (3.5)$$

4. Resultados e Discussão

No presente capítulo são apresentados e analisados os resultados obtidos neste trabalho experimental. Foram ensaiadas nove geometrias de microcanais com uma combinação de três dimensões de canais e três dimensões de parede, de forma a aferir o efeito da geometria no arrefecimento de uma folha de aço sujeita a um fluxo de calor constante. Durante os ensaios foram recolhidos dados de queda de pressão ocorrentes no permutador e efetuada uma análise termográfica às trocas de calor durante o arrefecimento da folha de aço. Foram utilizados dois fluidos: água e HFE 7100, sendo que a água foi utilizada para realizar um estudo mais detalhado sobre o efeito da geometria dos canais enquanto que o HFE 7100 foi utilizado nos ensaios para averiguar o potencial da ebulição no arrefecimento de superfícies aquecidas. Foram também observados os regimes de escoamento bifásico nos ensaios de ebulição, de forma a analisar os fenómenos nos microcanais.

4.1 - Efeito da Geometria dos Microcanais no Arrefecimento

Com o intuito de estudar o efeito da geometria do microcanal, foram produzidas nove geometrias de microcanais, com as larguras da parede e do canal a variarem entre 0,25 mm, 0,50 mm e 0,75 mm e a altura do canal de 1 mm. Assim sendo, os microcanais testados apresentam uma razão de aspeto de 4 para o canal de 0,25 mm de largura, uma razão de aspeto de 2 para o canal de 0,50 mm de largura e uma razão de aspeto de 1,33 para o canal de 0,75 mm. Em todos os ensaios realizados foi imposto um fluxo de calor constante de $q'' = 1386,83 \text{ W} \cdot \text{m}^{-2}$ à folha de aço, simulando o fenómeno de aquecimento de uma célula fotovoltaica sujeita à radiação solar. No estudo de geometria foi utilizada água à temperatura ambiente como fluido refrigerante e com uma gama de caudais que permitisse que o escoamento fosse sempre laminar. Nos dois subcapítulos seguintes serão apresentados os dados da queda de pressão e consequentes parâmetros associados e os dados térmicos obtidos através de vídeos termográficos captados pela câmara de infravermelhos.

4.1.1 - Variação da largura do canal

Neste subcapítulo será analisado qual o efeito produzido no arrefecimento fazendo variar a largura do canal e mantendo constante a largura da parede.

Começando a análise com as geometrias que apresentam a largura das paredes de 0,25 mm, podemos observar na Figura 4.1 uma tendência linear crescente da queda de pressão com o aumento do caudal escoado. Pode-se também constatar que com o alargamento do canal, as quedas de pressão no permutador são menores. Quanto ao parâmetro do fator de atrito é observável uma tendência decrescente com o aumento do caudal. Nas geometrias de canais mais estreitos, para o mesmo número de Reynolds, é observado valores do fator de atrito consistentemente menores. A potência de bombagem é maior com o aumento do caudal de fluido

escoado, sendo que é registado um aumento nos canais mais estreitos. Quanto ao número de Poiseuille, verifica-se que é aproximadamente constante para o canal mais estreito, mas aumenta com o alargamento do canal. Apesar do caudal ser igual para cada geometria ensaiada, o número de Reynolds é diferente pois este depende do diâmetro hidráulico. Uma vez que as geometrias têm larguras de canal diferentes, os seus diâmetros hidráulicos variam, levando a que o valor do número de Reynolds das figuras apresentadas não seja equivalente para as diversas geometrias.

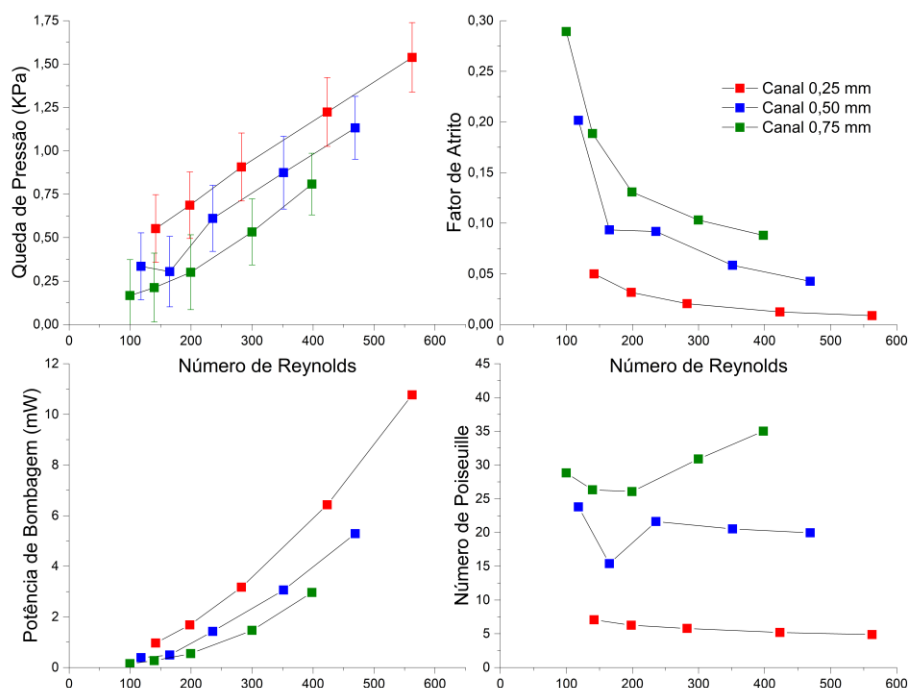


Figura 4.1 - Análise da queda de pressão para a geometria com as paredes de 0,25 mm

Após apresentados os parâmetros relacionados com a queda de pressão para as três geometrias com a mesma largura de parede, são apresentados na Figura 4.2, os valores do coeficiente de transferência de calor e o fluxo dissipado no arrefecimento da folha de aço. É observável uma tendência linear crescente do coeficiente de transferência de calor com o número de Reynolds e que o seu valor também aumenta com o alargamento do canal. Com o alargamento do canal, resulta num permutador com um menor número de canais. Apesar de a área de parede do permutador ser menor, a área da folha de aço em contato com o fluido aumenta. Uma vez que o material do permutador (PDMS) apresenta uma baixa condutividade térmica, leva a que as trocas de calor com o permutador sejam inferiores quando comparadas com as trocas de calor realizadas com a folha de aço. É de realçar que para os ensaios em que os caudais de escoamento são de 15 ml/min e de 20 ml/min, correspondentes aos últimos dois valores do número de Reynolds de cada série de dados, o coeficiente de transferência de calor é aproximadamente igual. Quanto aos valores do fluxo dissipado devido ao arrefecimento, constata-se que com o aumento do caudal escoado, mais calor é removido da superfície aquecida e o seu valor é tanto maior, quanto mais largo for o canal. Para números de Reynolds

mais baixos, observa-se um melhor coeficiente de transferência de calor quando o canal é mais largo.

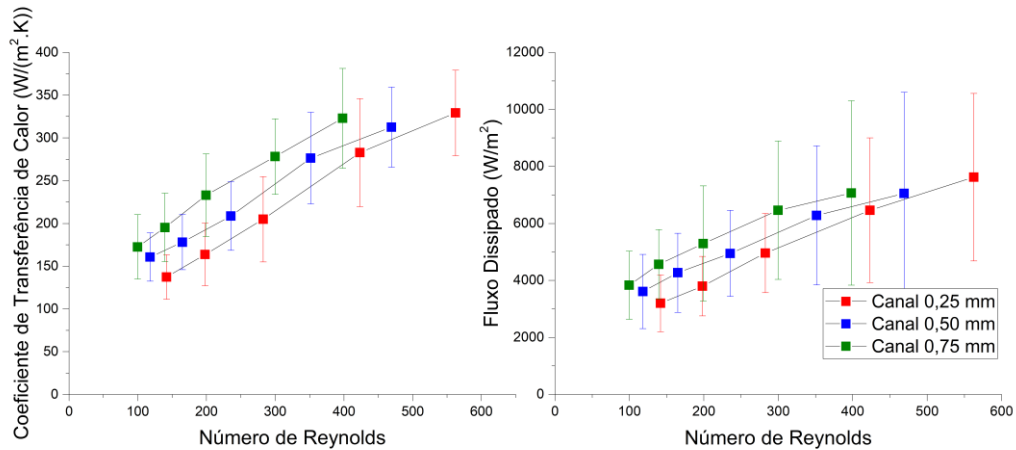


Figura 4.2 - Análise da transferência de calor para a geometria com as paredes de 0,25 mm de largura

Para comparação com a Figura 4.1, na Figura 4.3 e na Figura 4.4 estão representadas as mesmas análises paramétricas, para as geometrias de permutadores de calor em que a parede do mesmo tem uma largura de 0,50 mm e 0,75 mm, respectivamente.

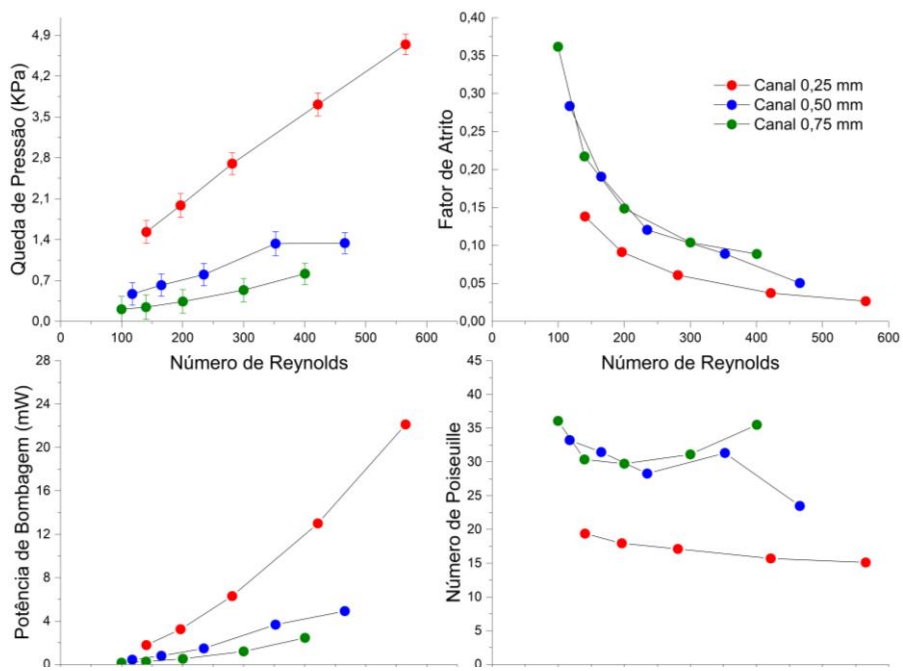


Figura 4.3 - Análise da queda de pressão para a geometria com as paredes de 0,50 mm

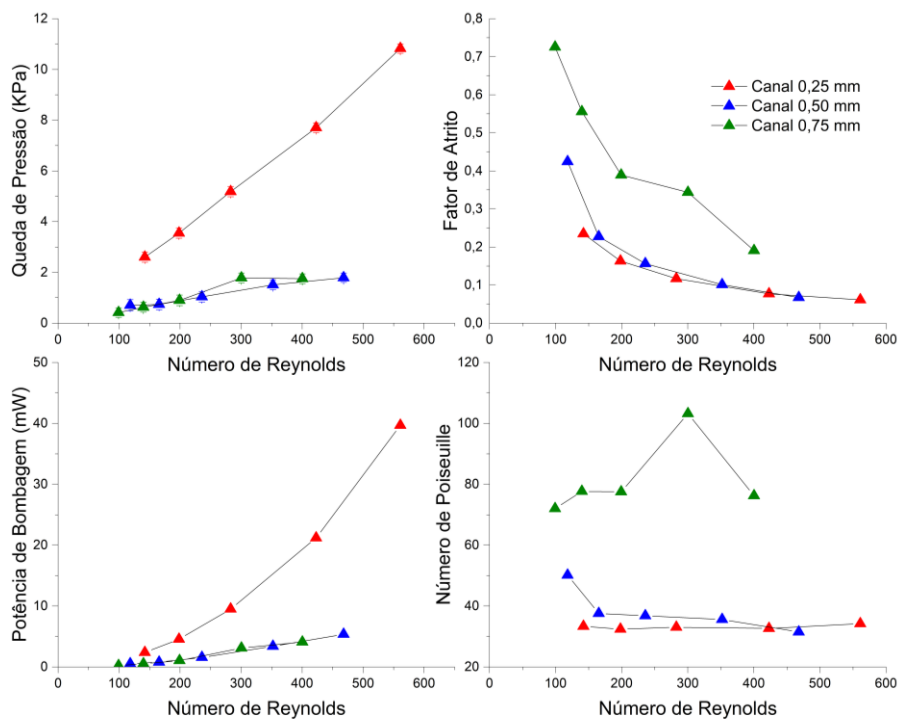


Figura 4.4 - Análise da queda de pressão para a geometria com as paredes de 0,75 mm

Sublinha-se aqui que as quedas de pressão são maiores nos permutadores com canais mais finos. Nos permutadores com canais mais estreitos existe um maior número de canais, aumentando assim a área de parede do permutador em contato com o fluido. Esse aumento de área de contato com o fluido resulta num maior atrito.

Para comparação com a Figura 4.2, na Figura 4.5 e na Figura 4.6 são apresentadas as análises paramétricas, para as geometrias de permutadores de calor em que a parede do mesmo tem uma largura de 0,50 mm e 0,75 mm, respetivamente.

É de realçar que o coeficiente de transferência de calor é maior para permutadores de calor com canais mais largos e também é dissipado uma maior quantidade de calor. Este fato deve-se à baixa condutividade térmica do material do permutador (PDMS), levando a que as trocas de calor com o permutador sejam inferiores quando comparadas com as trocas de calor realizadas com a folha de aço.

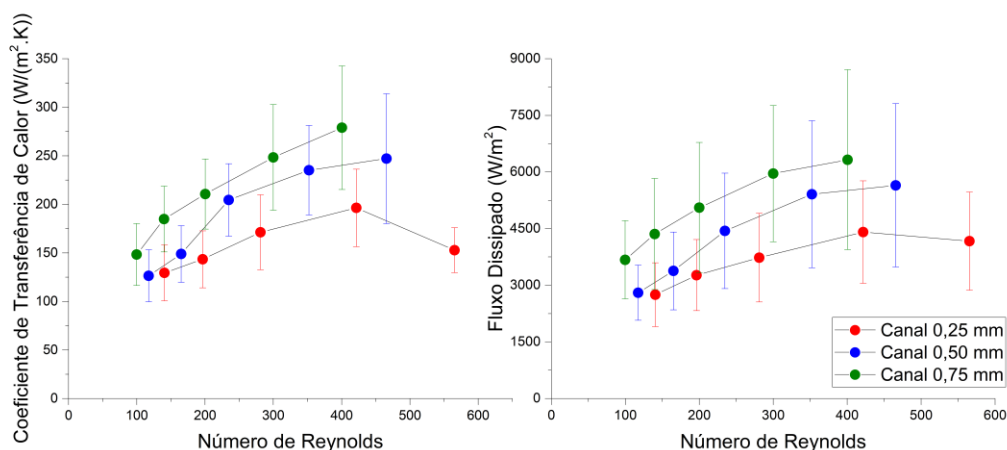


Figura 4.5 - Análise da transferência de calor para a geometria com as paredes de 0,50 mm de largura

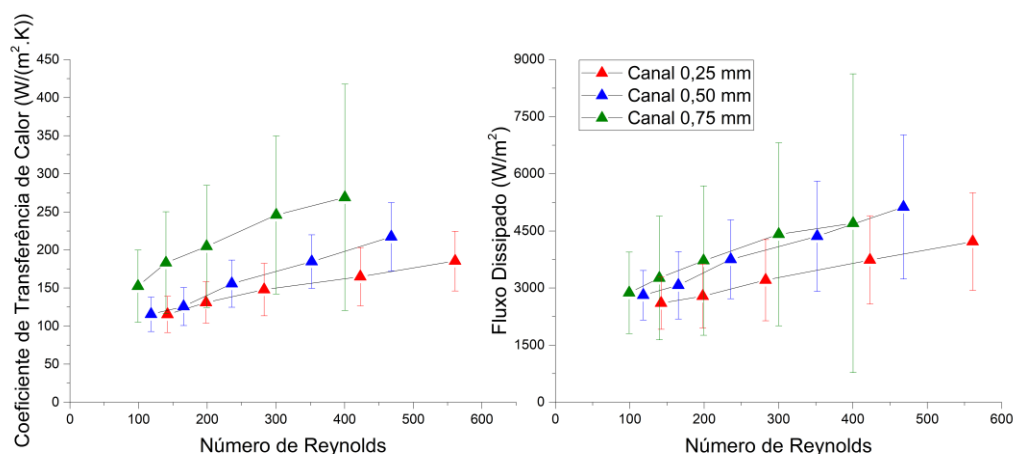


Figura 4.6 - Análise da transferência de calor para a geometria com as paredes de 0,75 mm de largura

O design dos permutadores é limitado pelo tamanho da célula. Assim, mantendo a largura da parede, um permutador com canais mais estreitos terá sempre um maior número de canais. Um maior número de canais corresponde a uma maior área de paredes, aumentando assim as perdas de pressão. Confirma-se esta tendência nos dados adquiridos, apresentados anteriormente. No projeto do permutador, as quedas de pressão têm de ser contabilizadas para saber que potência de bombagem é necessária para as compensar.

Através da equação 2.3, é possível determinar qual é o comprimento de entrada e consequentemente perceber se o escoamento está desenvolvido nos canais. Teoricamente, para a gama de caudais estudada, verificamos que para todos os casos dos ensaios a condição $(X_{td,h})_{lam} < L_c$ é cumprida, logo o escoamento encontra-se hidrodinamicamente desenvolvido.

Segundo Kakaç *et al* [52], o produto do fator de atrito com o número de Reynolds (número de Poiseuille) é constante para escoamentos laminares desenvolvidos. Pode-se verificar, nas figuras anteriores, uma tendência constante do número de Poiseuille variando o caudal de escoamento.

Nos ensaios com caudais mais baixos, a geometria com os canais mais largos apresenta um maior coeficiente de transferência de calor. Contudo, com o aumento do número de Reynolds, verificamos que a variação da geometria deixa de fazer efeito, pois para o mesmo caudal de escoamento, apresentam o mesmo coeficiente de transferência de calor. Nos protótipos com as paredes de 0,50 mm e 0,75 mm, os permutadores com canais mais largos apresentam um melhor desempenho de arrefecimento. Estes resultados são incongruentes com a literatura [23]–[26], uma vez que as geometrias com os canais mais estreitos apresentam uma melhor performance de arrefecimento. Uma possível justificação para os resultados obtidos neste trabalho experimental é a diferença de propriedades da base e do permutador. Uma vez que a folha é de aço e o permutador é um elastómero, haverá mais trocas de calor com a base do que com o permutador.

4.1.2 - Variação da largura da parede

Neste subcapítulo será analisado qual o efeito produzido no arrefecimento fazendo variar a largura da parede e mantendo constante a largura do canal do permutador de calor, ou seja, permutadores com canais com o mesmo diâmetro hidráulico, mas dimensões da parede diferentes.

Começando a análise com as geometrias que apresentam a largura dos canais de 0,25 mm, pode-se observar na Figura 4.7 uma tendência linear crescente da queda de pressão com o aumento do caudal escoado. Pode-se também constatar que com o alargamento da parede, a queda de pressão aumenta. Com o alargamento da parede, existem menos canais nos permutadores. Uma vez que existem menos canais, a quantidade de fluido escoado é maior por canal, aumento assim a velocidade do escoamento em cada canal. Com o aumento da velocidade de escoamento, regista-se uma maior queda de pressão. Quanto ao fator de atrito é observável uma tendência decrescente com o aumento do caudal. O fator de atrito e as potências de bombagem aumentam com a espessura da parede. A potência de bombagem é maior com o aumento do caudal de fluido escoado, sendo que é registado uma potência de bombagem maior nos permutadores onde as paredes são mais largas e o seu valor decresce com o estreitamento da largura da parede. Quanto ao número de Poiseuille, pode-se verificar que é aproximadamente constante para todas as geometrias analisadas, contudo o seu valor aumenta quando a largura de parede aumenta.

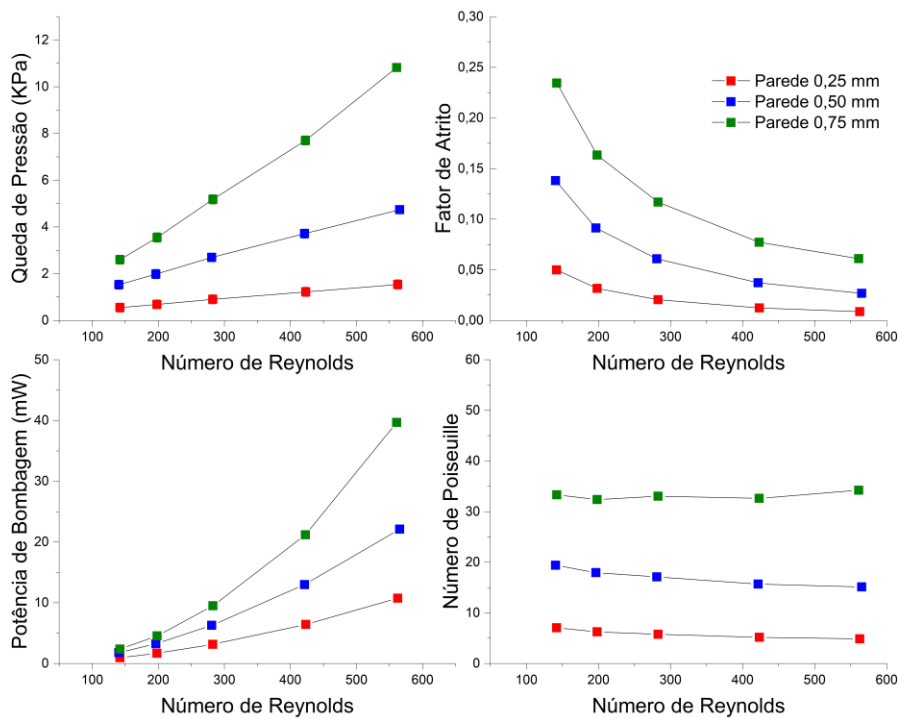


Figura 4.7 - Análise da queda de pressão para a geometria com os canais de 0,25 mm de largura

Após apresentados os parâmetros relacionados com a queda de pressão para as três geometrias com o mesmo diâmetro hidráulico, são apresentados na Figura 4.8 os valores do coeficiente de transferência de calor e o fluxo dissipado no arrefecimento da folha de aço. É observável um aumento do coeficiente de transferência de calor com o estreitamento da parede do permutador. Quanto aos valores do fluxo dissipado no arrefecimento, pode-se constatar que com o aumento do caudal escoado, mais calor é removido da superfície aquecida e o seu valor é tanto maior, quanto mais estreitas forem as paredes do permutador. Num permutador com paredes mais estreitas existe um maior número de canais por o fluido escoar. Havendo mais canais, haverá uma maior área de parede para trocar calor, levando a uma maior dissipação de calor nas geometrias com esta característica geométrica.

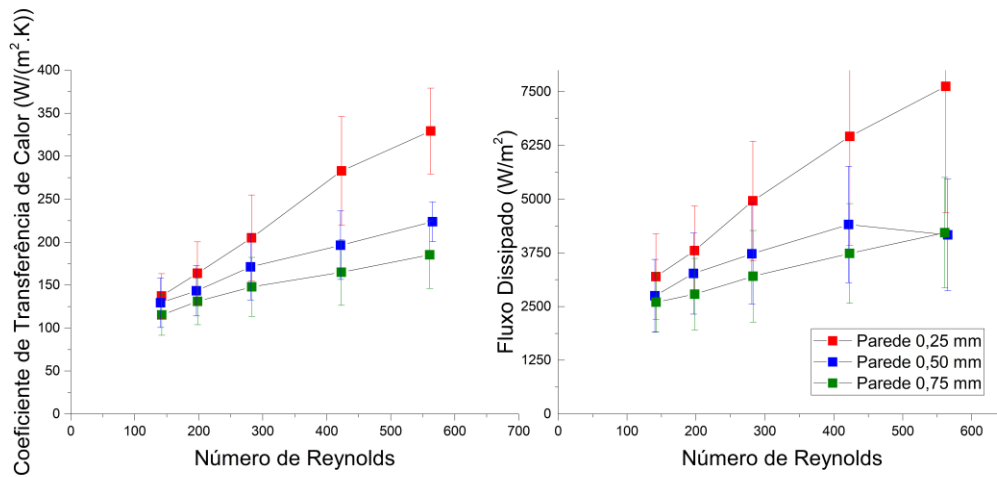


Figura 4.8 - Análise da transferência de calor para a geometria com os canais de 0,25 mm de largura

Para comparação com a Figura 4.7, na Figura 4.9 e na Figura 4.10 estão representadas as análises paramétricas das geometrias de permutadores de calor em que o canal do mesmo tem uma largura de 0,50 mm e 0,75 mm, respetivamente. Confirma-se que a evolução dos parâmetros analisados com o aumento do número de Reynolds segue o mesmo padrão das geometrias analisadas anteriormente. É de realçar que no permutador com canais mais estreitos são registados valores muito mais elevados de queda de pressão comparativamente com as outras duas geometrias. Um permutador com canais mais estreitas é um permutador com mais canais, havendo assim uma maior área de parede em contato com o fluido, levando a um maior atrito.

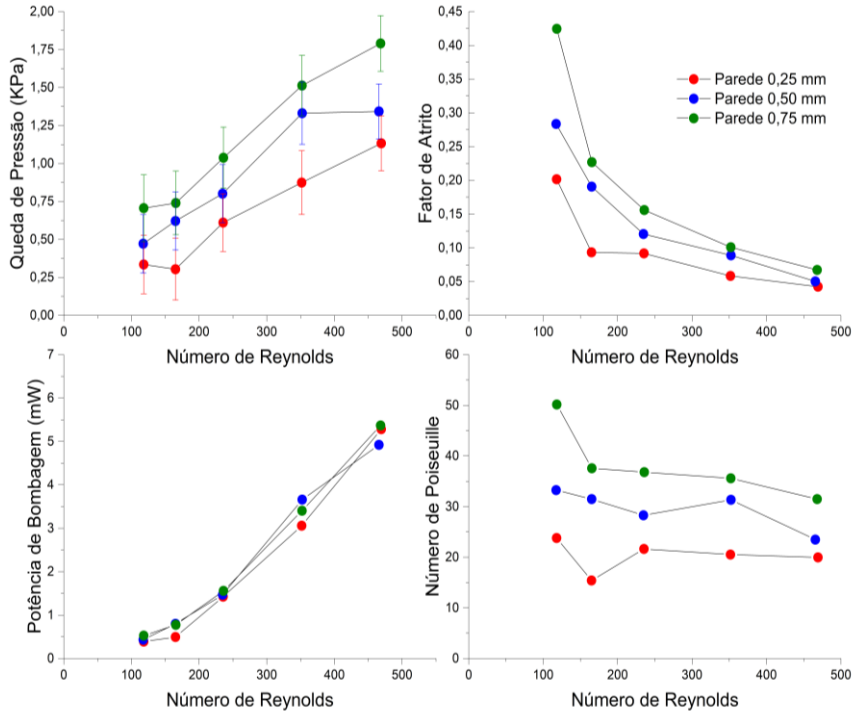


Figura 4.9 - Análise da queda de pressão para a geometria com os canais de 0,50 mm de largura

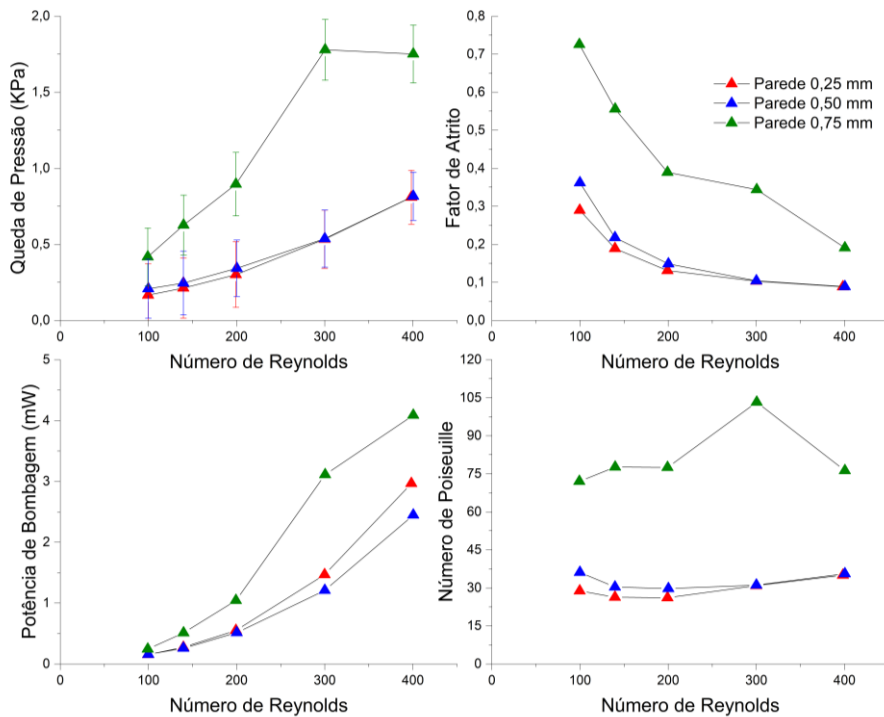


Figura 4.10 - Análise da queda de pressão para a geometria com os canais de 0,75 mm de largura

Na Figura 4.11 e na Figura 4.12 são apresentados os valores do coeficiente de transferência de calor e do fluxo dissipado para as geometrias de permutadores de calor em que a parede do mesmo tem uma largura de 0,50 mm e 0,75 mm, respectivamente. Pode-se constatar que a evolução dos parâmetros analisados com o aumento do número de Reynolds segue o mesmo padrão das geometrias de permutadores com a parede de 0,25 mm de largura interpretadas anteriormente.

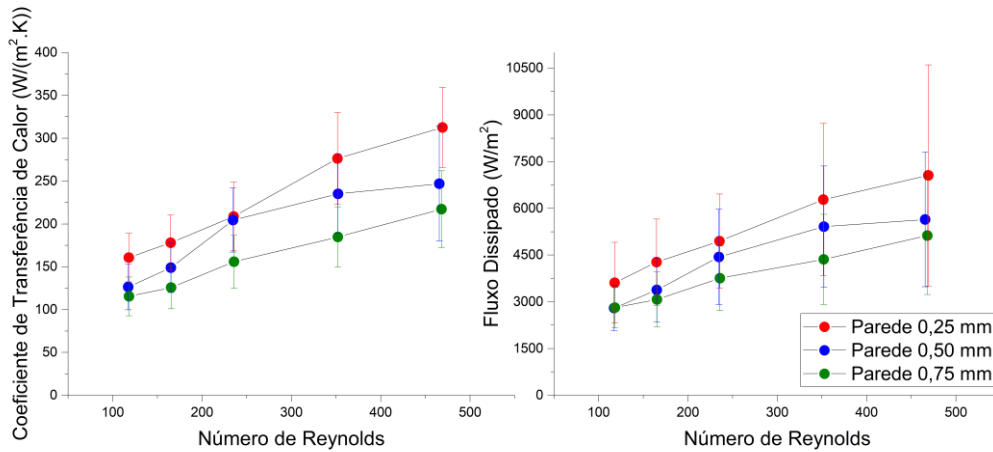


Figura 4.11 - Análise da transferência de calor para a geometria com os canais de 0,50 mm de largura

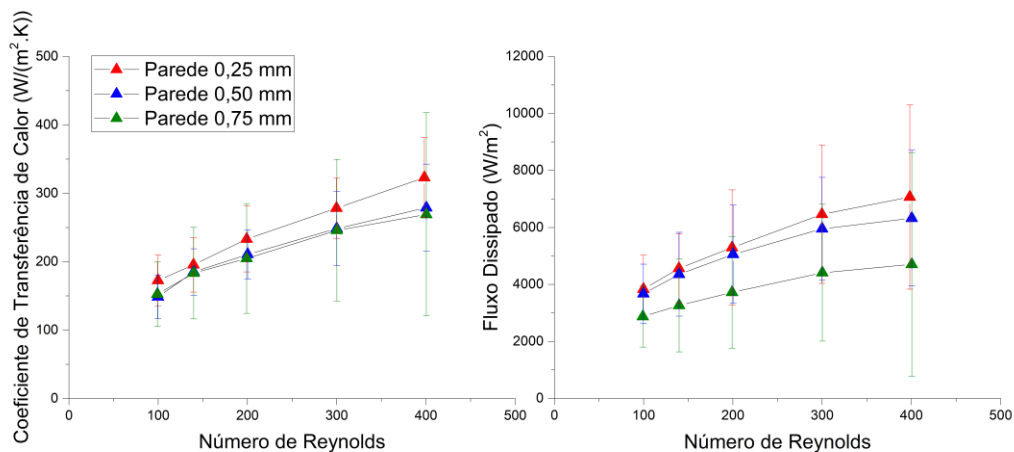


Figura 4.12 - Análise da transferência de calor para a geometria com os canais de 0,75 mm de largura

Em todos os ensaios realizados, conclui-se que quanto maior for a dimensão da parede do canal, maiores serão as perdas de pressão no permutador, pois existe um menor número de canais, aumentando assim o caudal escoado em cada canal.

Como verificado anteriormente, em todos os ensaios realizados cumprem a condição $(X_{td,h})_{lam} < L_c$, logo o escoamento encontra-se hidrodinamicamente desenvolvido. Como observado nas figuras anteriores, verifica-se uma tendência constante do número de Poiseuille variando o caudal de escoamento, confirmando assim que o escoamento está desenvolvido.

Podemos observar que o permutador de calor com as paredes mais finas apresenta um melhor desempenho de arrefecimento para todas as geometrias, sendo assim possível retirar uma maior quantidade de calor da superfície.

4.1.3 – Geometria Ótima

Na Figura 4.13 estão sintetizados os parâmetros geométricos que permitem projetar um permutador de calor com microcanais para ser implementado como sistema de arrefecimento de células fotovoltaicas.

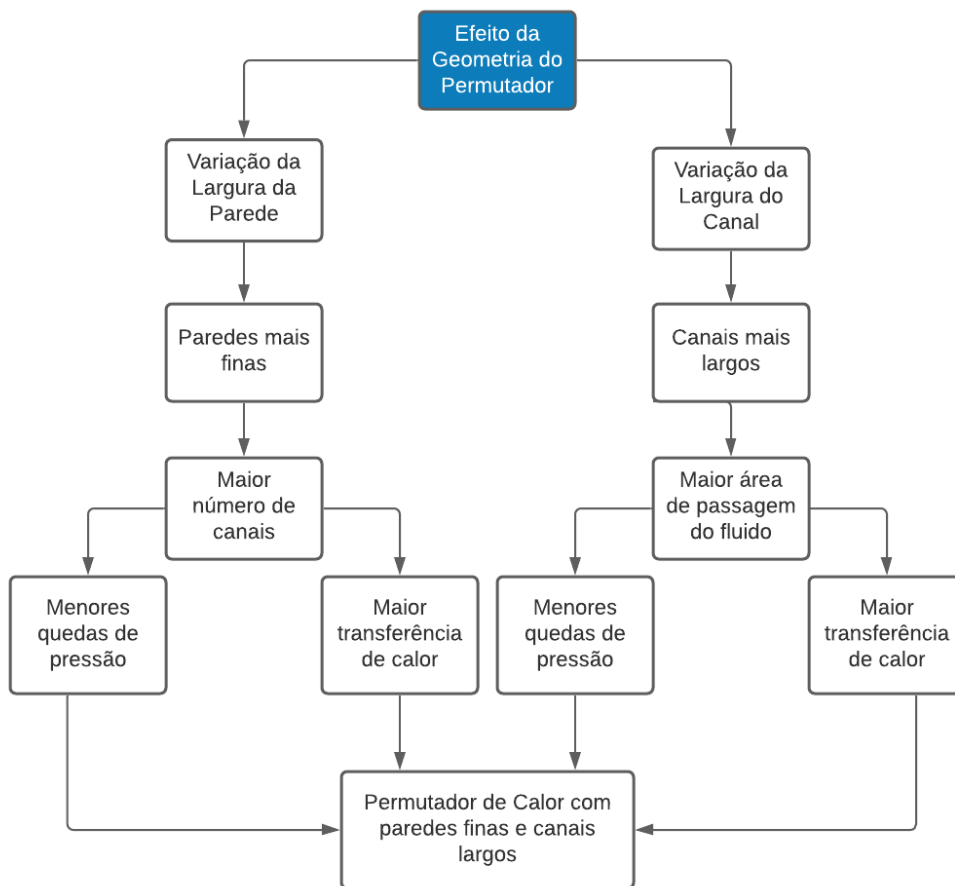


Figura 4.13 - Síntese do efeito das dimensões da geometria do permutador

4.2 - Efeito da Ebulição no Arrefecimento

Após realizado um estudo mais detalhado sobre o efeito da geometria, para um escoamento monofásico, permitindo assim compreender e descrever os efeitos das dimensões do permutador de calor no arrefecimento, será avaliado neste subcapítulo, o potencial de arrefecimento quando ocorre mudança de fase do fluido refrigerante. Assim sendo foram testados 3 permutadores com proporções diferentes, sendo que todos eles têm a mesma largura de parede (0,75 mm), correspondendo assim às geometrias 3, 6 e 9 da Tabela 3.4. Com estes três permutadores será possível também estudar que efeito tem a geometria do canal num escoamento bifásico. Em todos os ensaios realizados foi imposto um fluxo de calor constante de $q'' = 1386,83 \text{ W.m}^{-2}$ à folha de aço, simbolizando o fenómeno de aquecimento de uma célula fotovoltaica sujeita à radiação solar. No estudo do potencial de arrefecimento através da ebulição, foi utilizado HFE 7100 a uma temperatura próxima da saturação ($T_s = 61^\circ\text{C}$) e foi utilizada a mesma gama de caudais dos testes acima realizados.

Analisando os resultados dos ensaios obtidos na Figura 4.14 é possível confirmar que com o estreitamento do canal, maiores são as quedas de pressão, tal como concluído no subcapítulo anterior. Na geometria com os canais mais finos é registado uma elevada queda de pressão. Segundo Manetti *et al.* [53], o diâmetro de partida da bolha de HFE 7100 na ebulição é de 0,50 mm. Uma vez que o diâmetro da bolha é maior que o diâmetro hidráulico do canal mais fino, pode ter ocorrido um entupimento do canal, daí que se tenha registado uma grande queda de pressão para a geometria de canais mais estreitos.

Na Figura 4.14 e Figura 4.15 são apresentados os valores do coeficiente de transferência de calor e do fluxo dissipado. Analisando os dados de transferência de calor nos ensaios de ebulição, observamos uma grande flutuação e desvio padrão dos valores, não permitindo assim tirar uma conclusão do efeito dos parâmetros geométricos neste método de arrefecimento. Pode-se observar uma tendência do fluxo de calor dissipado aproximadamente constante com o aumento do número de Reynolds.

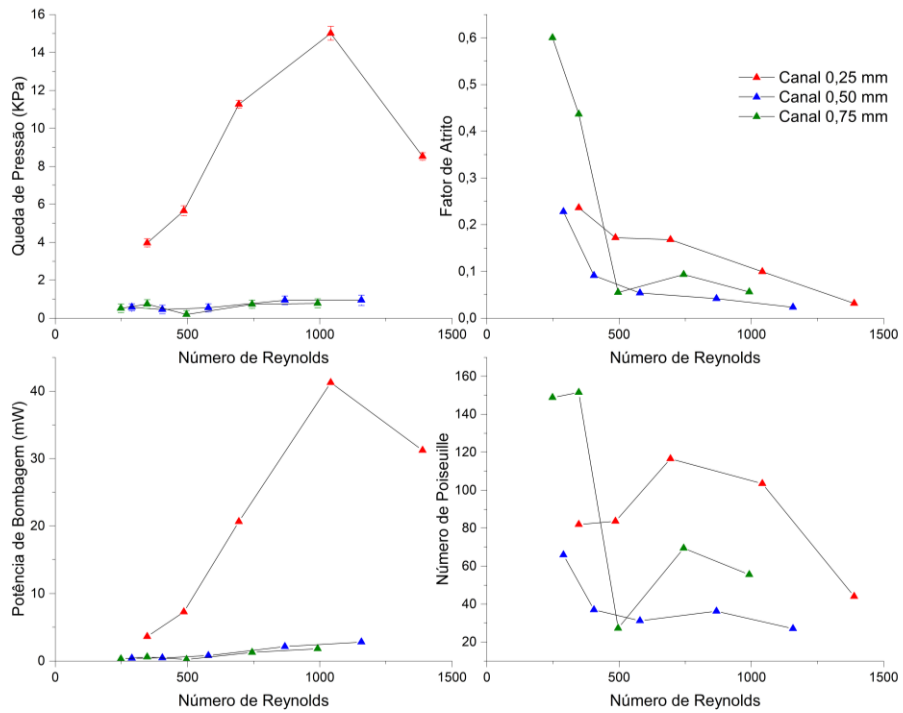


Figura 4.14 - Análise da queda de pressão para as três geometrias ensaiadas

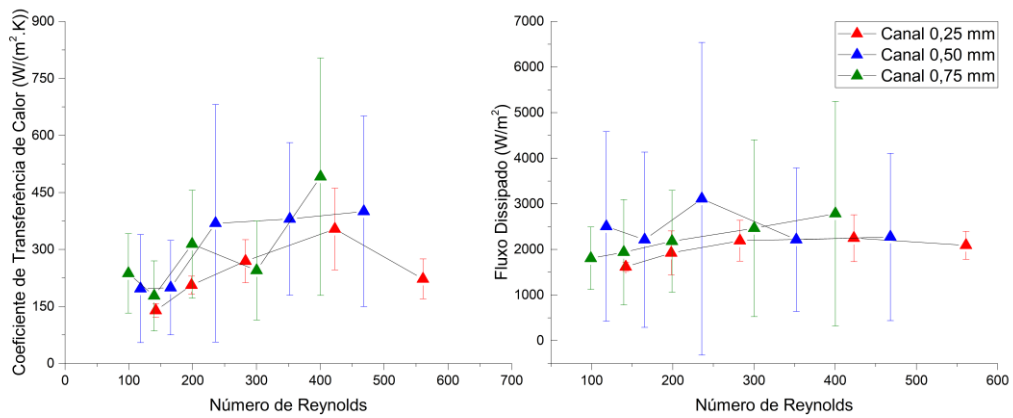


Figura 4.15 - Análise da transferência de calor para as três geometrias ensaiadas

4.3 – Comparação dos ensaios de ebulição e sem ebulição

Nas três figuras seguintes (Figura 4.16, Figura 4.17 e Figura 4.18) estão representados os valores de coeficiente de transferência de calor e de fluxo dissipado, utilizando a mesma geometria e os dois métodos de arrefecimento ensaiados neste trabalho experimental. Pode-se observar que em todos os casos, apesar de o arrefecimento com ebulição do HFE 7100 apresentar um maior coeficiente de transferência de calor, o fluxo de calor dissipado foi menor, quando comparado com o arrefecimento sem ebulição da água. Nos ensaios de ebulição com HFE 7100, a diferença de temperatura do fluido entre a entrada e a saída é menor, resultando assim no maior valor do coeficiente de transmissão de calor registado. No entanto, a água por apresentar um valor de condutividade térmica maior do que o HFE 7100, vão ser maiores as trocas de calor, levando a que nos ensaios com água sejam dissipadas maiores quantidades de calor.

Uma vez que o calor dissipado no arrefecimento através da ebulição foi inferior ao calor dissipado no arrefecimento com água, não é compensatório a utilização de um fluido com piores propriedades térmicas, comparativamente com as que a água apresenta.

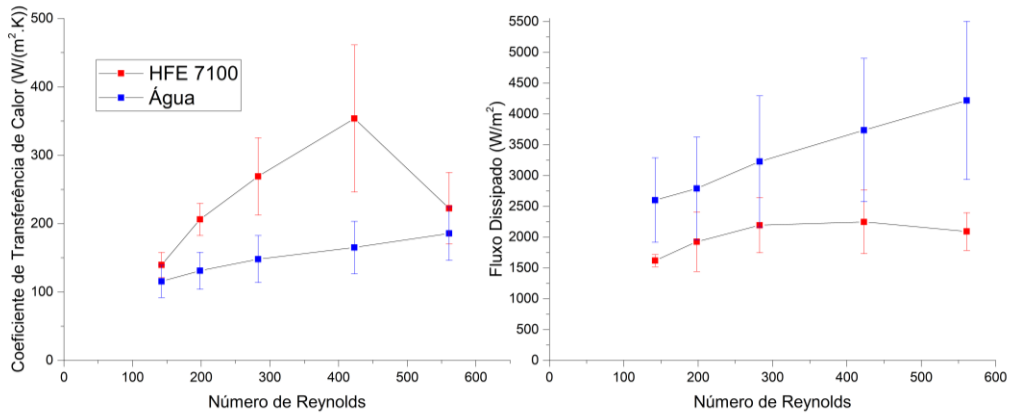


Figura 4.16 - Comparação dos ensaios com ebulição e sem ebulição para a geometria 3

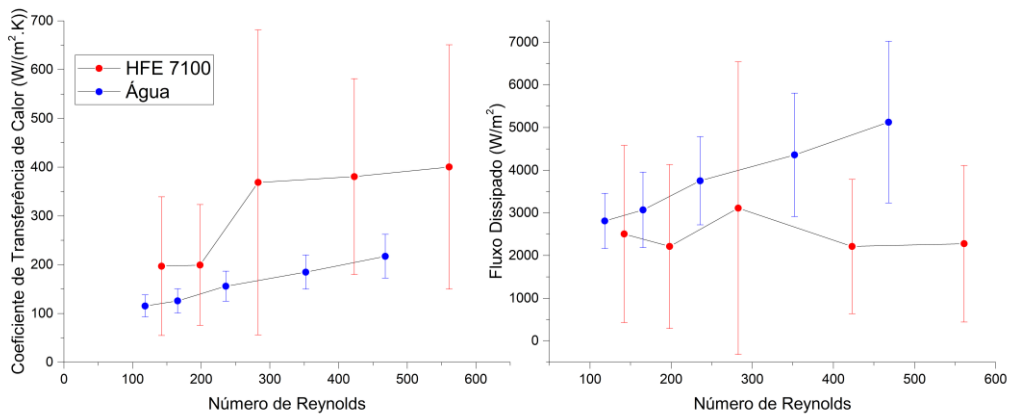


Figura 4.17 - Comparação dos ensaios com ebulição e sem ebulição para a geometria 6

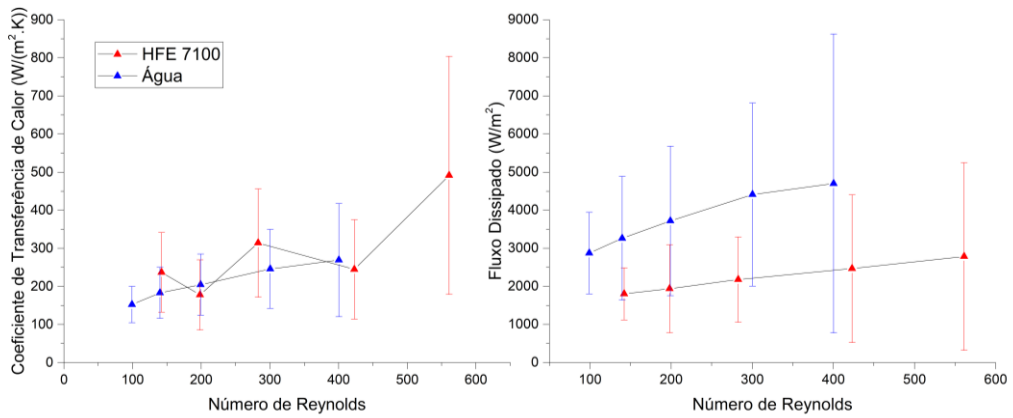


Figura 4.18 - Comparação dos ensaios com ebulição e sem ebulição para a geometria 9

4.4 - Regimes de escoamento bifásico e fenómenos observados

Apesar de o método de arrefecimento através do calor latente da vaporização de um fluido ter grande potencial para dissipar grandes quantidades de calor, é um método que exige muito controlo das condições de funcionamento do sistema. Um dos problemas que pode ocorrer é o aprisionamento de bolhas de vapor nos canais, dificultando assim a passagem do fluido pelos canais do permutador. Na Figura 4.19 é visível a entrada das bolhas de vapor no canal mais próximo do furo por onde o fluido é injetado. Com o desenvolvimento do escoamento, pode-se observar a presença de bolhas por todos os canais do permutador. Uma vez que todos os caudais utilizados nos ensaios foram baixos, apenas foi possível identificar o regime de escoamento bifásico com bolhas (*bubbly flow*).

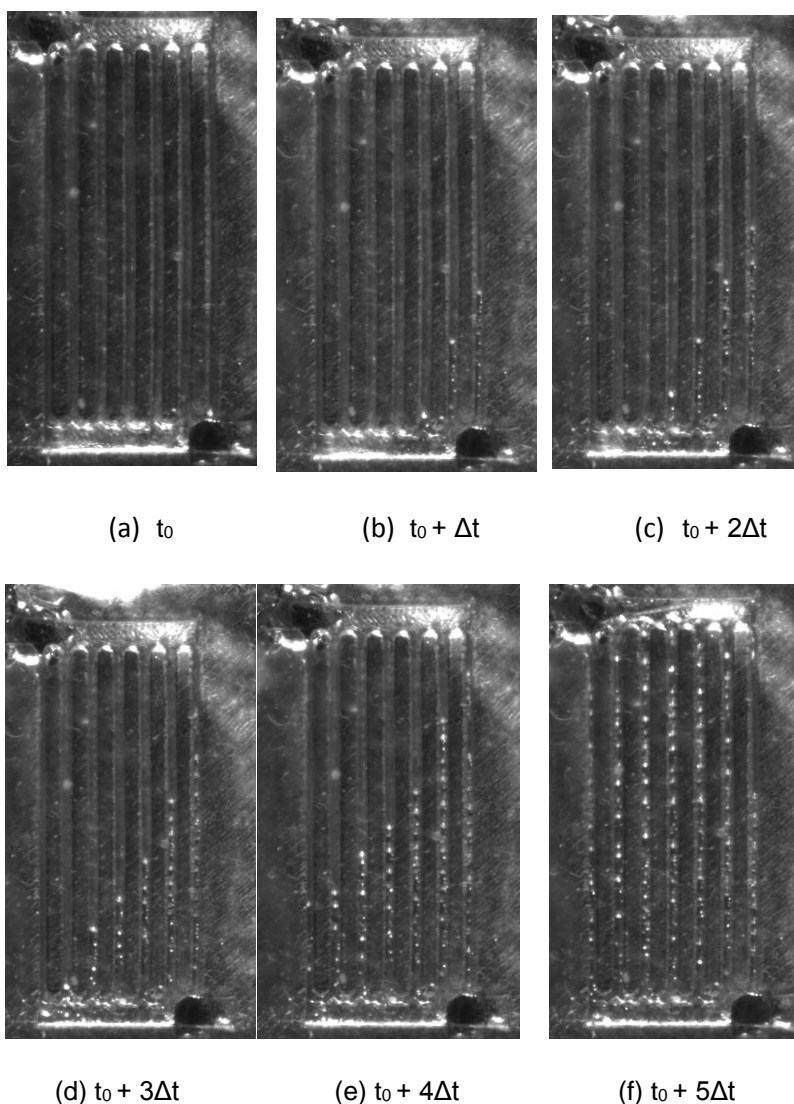


Figura 4.19 - Entrada das bolhas de vapor nos canais do permutador

Pelo fato de não ter sido feita uma degaseificação do fluido, a temperatura de saturação altera-se, levando a que, para sobreaquecimentos e fluxos mais baixos, as bolhas se tenham formado mais cedo (dentro da seringa), como observável pela Figura 4.19. De forma a ser feita

uma melhor identificação dos regimes de escoamento é necessário saber o título do fluido e determinar a velocidade de cada fase, como é apresentado em [54].

Através da câmara de alta velocidade foi possível observar uma reversão do escoamento do vapor em alguns canais (Figura 4.20). Essa reversão do escoamento vai causar flutuações de pressão, de caudal escoado e de temperatura [55]. Pelo fato de ocorrer reversão do escoamento em apenas alguns canais, vai ocorrer uma má distribuição do fluido pelos canais, tornando o arrefecimento menos homogêneo na superfície. A presença dessas massas de vapor nos canais pode obstruir a passagem de fluido, gerando ondas de líquido pelo permutador.

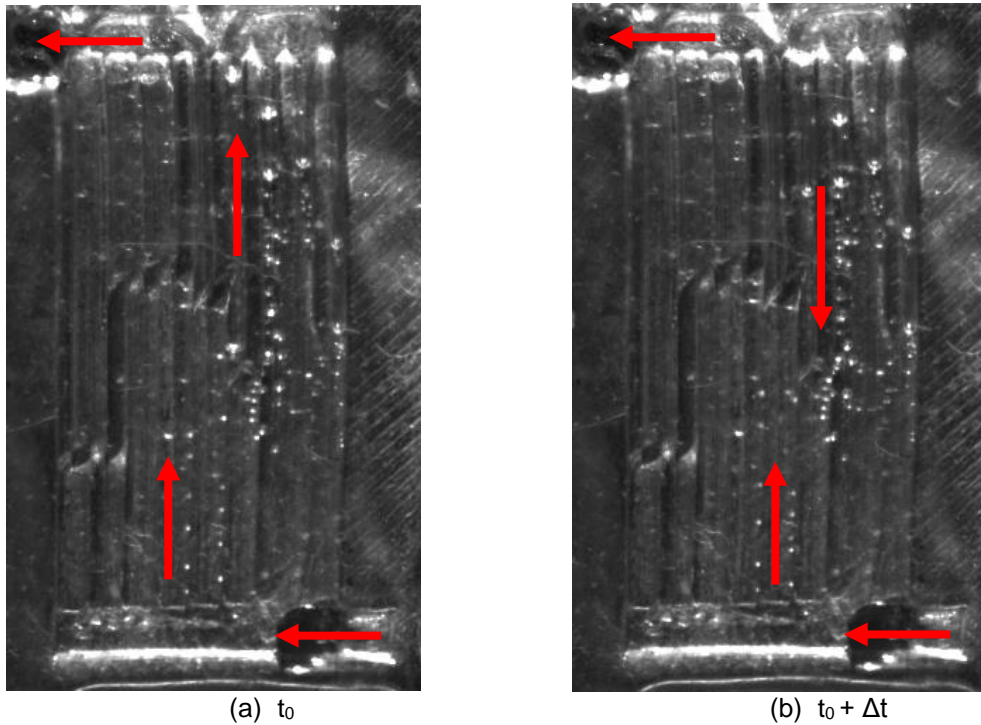


Figura 4.20 - Reversão do escoamento do vapor nos canais

Um outro fenômeno detetado durante a realização dos diversos ensaios foram as oscilações periódicas da queda de pressão. Estas oscilações ocorreram para ambos os testes realizados, quer aquando do estudo de otimização de geometria quer aquando do estudo do potencial da ebulição no arrefecimento. Estas flutuações criam picos de fluxo dissipado, como observado na Figura 4.21, tornando assim o arrefecimento menos uniforme.

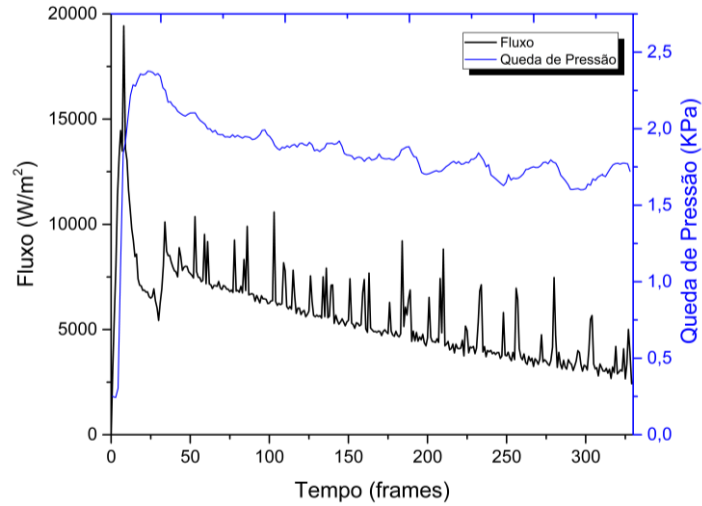


Figura 4.21 - Oscilações de pressão detetadas e influência no fluxo dissipado

4.5 – Análise Termográfica

Na Figura 4.22 pode-se observar a evolução da temperatura ao longo do tempo, durante o arrefecimento da folha de aço, estando associado a cada fase do arrefecimento, uma imagem termográfica típica do momento.

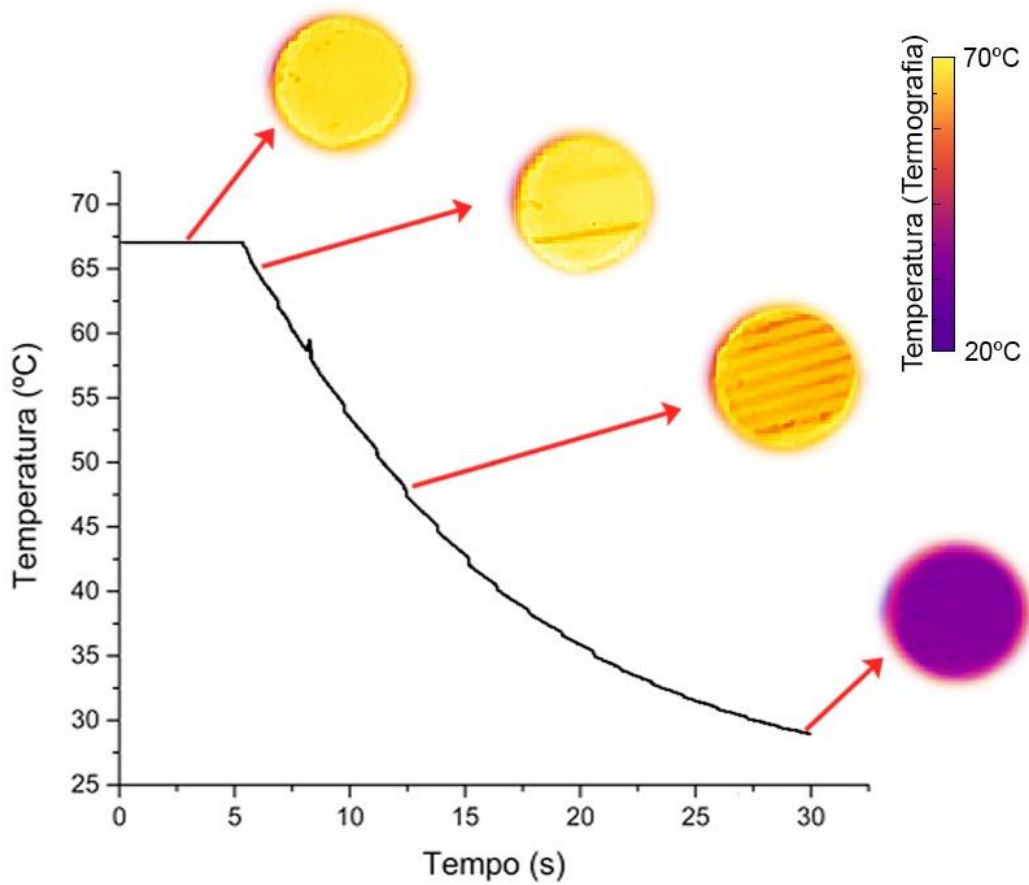


Figura 4.22 - Evolução da temperatura com o arrefecimento

Na Figura 4.23 pode-se observar três imagens termográficas correspondentes às três geometrias com larguras de canais diferentes. As linhas de escoamento avermelhadas, ou seja, as zonas mais frias da área, correspondem aos canais por onde o fluido escoava.

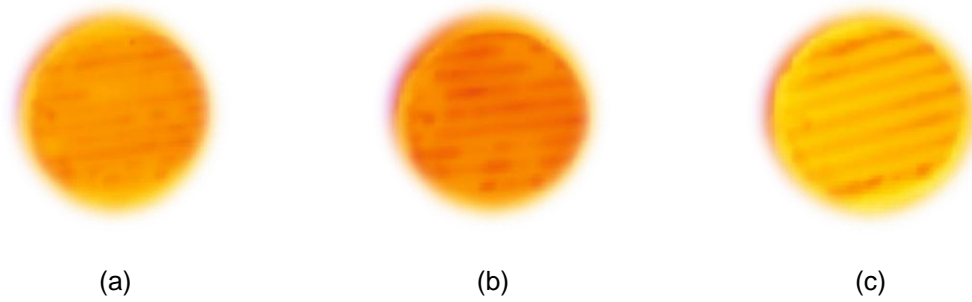


Figura 4.23 - Imagem Termográfica dos microcanais em várias geometrias: (a) Geometria 3, (b) Geometria 6, (c) Geometria 9

5. Conclusões e Considerações Finais

5.1 - Conclusões

Após apresentados os resultados obtidos nos ensaios realizados neste trabalho experimental, podemos concluir que os permutadores de calor com canais mais largos e paredes mais finas apresentam uma melhor performance de arrefecimento, sendo responsáveis por dissipar mais calor. Estes resultados são opostos aos apresentados na literatura [23]–[25]. Uma possível justificação é a diferença de propriedades físicas da base e do permutador. Uma vez que a folha é de aço e o permutador é de PDMS, haverá mais trocas de calor com a base do que com o permutador.

Os valores de potência de bombagem obtidos nos ensaios realizados são maiores nas geometrias onde os canais são mais finos e as paredes mais largas. Apesar de ser um parâmetro importante no projeto de um permutador, os valores obtidos nesta experiência são baixos, quando comparados com o calor que foi possível retirar (por exemplo, o permutador com canais de 0,50 mm e paredes de 0,50 mm e um caudal de 20 ml/min, dissipou 0,385 W, com uma potência de bombagem de 4,92 mW, cerca de 1,3%). Este facto vem confirmar o grande potencial que um permutador de calor com microcanais tem no arrefecimento, tornando compensatório a sua implementação em painéis solares de alta concentração.

Os ensaios de arrefecimento através da ebulição do fluido são difíceis de realizar, pois é necessário garantir que a ebulição do fluido ocorre na folha e não na seringa. O HFE 7100 tem uma baixa tensão superficial, por isso, há uma maior probabilidade de infiltração por entre as paredes. Como foi possível verificar através dos resultados obtidos nos ensaios, existe uma grande flutuação dos valores do coeficiente de transferência de calor, não sendo assim possível tirar conclusões assertivas sobre o potencial da ebulição no arrefecimento.

Comparando os ensaios às mesmas geometrias, usando os dois métodos de arrefecimento, conclui-se que apesar de nos ensaios de ebulição ter sido obtido um maior valor de coeficiente de transferência de calor, no entanto dissipou menos calor quando comparado com o arrefecimento sem ebulição. A diferença de temperatura nos ensaios de ebulição com o HFE 7100 é menor, resultando assim num maior coeficiente de transmissão de calor. No entanto, a água apresenta um maior valor de condutividade térmica comparativamente ao HFE 7100, levando a uma maior dissipação de calor nos ensaios de arrefecimento com água.

Existem vários fatores que podem ter interferido na qualidade dos resultados obtidos. Uma vez que as dimensões dos permutadores são muito pequenas, não é possível garantir com total certeza, uma boa isolamento da base das paredes do molde de PDMS sobre a folha de aço, podendo assim ter ocorrido fugas de fluido por entre as paredes que separam os microcanais. Pelo fato dos moldes serem feitos de um elastómero e por serem de pequenas dimensões, algumas zonas do permutador, ficaram agarradas nos moldes de produção, não garantindo

assim uma boa geometria. Esses fatores não garantem uma distribuição igualitária de caudal por todos os canais e conseqüentemente um arrefecimento uniforme da folha de aço.

5.2 - Propostas para trabalho futuro

Esta dissertação e instalação implementada foram pioneiras, portanto estão suscetíveis a melhorias de forma a aumentar a precisão dos dados.

O movimento do fuso da bomba de seringa gera ondas de pressão, influenciando a forma como ocorre o arrefecimento. A utilização de uma bomba de engrenagens com acoplamento magnética reduziria estas flutuações de pressão, tornando o escoamento mais suave.

Uma vez que nesta dissertação foi utilizado em todos os ensaios escoamentos laminares, é recomendável aumentar a amplitude do número de Reynolds para haver uma melhor percepção do arrefecimento em escoamento turbulento e quais as conseqüências do mesmo nas variáveis que foram estudadas.

De forma a que seja mais eficiente o arrefecimento, através de transferência de calor por condução, seria interessante construir o sistema de microcanais usando silício ou cobre.

É de realçar que os diâmetros hidráulicos utilizados nos sistemas de microcanais desta experiência encontram-se fora da gama dos microcanais. Sendo assim, seria interessante utilizar outras técnicas mais precisas de fabrico dos moldes, como por exemplo, *etching*.

Esta dissertação pode ser complementada com o desenvolvimento de um trabalho numérico que permita fazer uma comparação com os resultados experimentais.

Referências

- [1] «BP Statistical Review of World Energy», 68ª Edição, 2019.
- [2] A. Abu-Zour e S. Riffat, «Environmental and economic impact of a new type of solar louvre thermal collector», *Int. J. Low-Carbon Technol.*, vol. 1, n. 3, pp. 217–227, 2006.
- [3] «Estatísticas Rápidas», Direção Geral Energia e Geologia, 187, Jun. 2020.
- [4] N. Gilmore, V. Timchenko, e C. Menictas, «Microchannel cooling of concentrator photovoltaics: A review», *Renew. Sustain. Energy Rev.*, vol. 90, pp. 1041–1059, Jul. 2018, doi: 10.1016/j.rser.2018.04.010.
- [5] S. Kalogirou, *McEvoy's handbook of photovoltaics: fundamentals and applications*. Academic Press, 2017.
- [6] A. Royne, C. J. Dey, e D. R. Mills, «Cooling of photovoltaic cells under concentrated illumination: a critical review», *Sol. Energy Mater. Sol. Cells*, vol. 86, n. 4, pp. 451–483, 2005.
- [7] R. Mishra, J. Militky, e M. Venkataraman, «Nanoporous materials», em *Nanotechnology in Textiles*, Elsevier, 2019, pp. 311–353.
- [8] T. Saenen e M. Baelmans, «Numerical model of a two-phase microchannel heat sink electronics cooling system», *Int. J. Therm. Sci.*, vol. 59, pp. 214–223, 2012.
- [9] A. Koşar, C.-J. Kuo, e Y. Peles, «Reduced pressure boiling heat transfer in rectangular microchannels with interconnected reentrant cavities», Rensselaer Polytechnic Institute 2005.
- [10] V. Quaschnig, «Photovoltaics», *Underst. Renew. Energy Syst. Lond. Sterl. VA Earthscan*, pp. 115–172, 2005.
- [11] F. Dimroth *et al.*, «Four-junction wafer-bonded concentrator solar cells», *IEEE J. Photovolt.*, vol. 6, n. 1, pp. 343–349, 2015.
- [12] G. Jiang, J. Bi, M. Song, J. Liu, W. Xiong, e M. Huang, «III-V Multi-Junction Solar Cells», em *Optoelectronics - Advanced Materials and Devices*, S. Pyskin, Ed. InTech, 2013.
- [13] A. Luque e V. M. Andreev, Eds., *Concentrator photovoltaics*. Berlin: Springer, 2007.
- [14] W. G. Anderson, P. M. Dussinger, D. B. Sarraf, e S. Tamanna, «Heat pipe cooling of concentrating photovoltaic cells», em *2008 33rd IEEE Photovoltaic Specialists Conference*, 2008, pp. 1–6.
- [15] A. Akbarzadeh e T. Wadowski, «Heat pipe-based cooling systems for photovoltaic cells under concentrated solar radiation», *Appl. Therm. Eng.*, vol. 16, n. 1, pp. 81–87, 1996.
- [16] B. W. Webb e C.-F. Ma, «Single-phase liquid jet impingement heat transfer», em *Advances in heat transfer*, vol. 26, Elsevier, 1995, pp. 105–217.
- [17] D. B. Tuckerman e R. F. W. Pease, «High-performance heat sinking for VLSI», *IEEE Electron Device Lett.*, vol. 2, n. 5, pp. 126–129, 1981.
- [18] J. H. Ryu, D. H. Choi, e S.-J. Kim, «Numerical optimization of the thermal performance of a microchannel heat sink», *Int. J. Heat Mass Transf.*, vol. 45, n. 13, pp. 2823–2827, 2002.
- [19] J. H. Ryu, D. H. Choi, e S. Kim, «Three-dimensional numerical optimization of a manifold microchannel heat sink», *Int. J. Heat Mass Transf.*, vol. 46, n. 9, pp. 1553–1562, 2003.
- [20] W. Qu e I. Mudawar, «Experimental and numerical study of pressure drop and heat transfer in a single-phase micro-channel heat sink», *Int. J. Heat Mass Transf.*, vol. 45, n. 12, pp. 2549–2565, 2002.
- [21] T. M. Harms, M. J. Kazmierczak, e F. M. Gerner, «Developing convective heat transfer in deep rectangular microchannels», *Int. J. Heat Fluid Flow*, vol. 20, n. 2, pp. 149–157, 1999.
- [22] L. J. Missaggia, «A microchannel heat sink with alternating directions of water flow in adjacent channels», em *Integrated Optoelectronics for Communication and Processing*, 1992, vol. 1582, p. 106.

- [23] D. R. S. Raghuraman, R. T. K. Raj, P. K. Nagarajan, e B. V. A. Rao, «Influence of aspect ratio on the thermal performance of rectangular shaped micro channel heat sink using CFD code», *Alex. Eng. J.*, vol. 56, n. 1, pp. 43–54, 2017.
- [24] H. R. Upadhye e S. G. Kandlikar, «Optimization of Microchannel Geometry for Direct Chip Cooling Using Single Phase Heat Transfer», em *ASME 2nd International Conference on Microchannels and Minichannels*, Rochester, New York, USA, Jan. 2004, pp. 679–685, doi: 10.1115/ICMM2004-2398.
- [25] H. Wang, Z. Chen, e J. Gao, «Influence of geometric parameters on flow and heat transfer performance of micro-channel heat sinks», *Appl. Therm. Eng.*, vol. 107, pp. 870–879, Ago. 2016, doi: 10.1016/j.applthermaleng.2016.07.039.
- [26] X. L. Xie, Z. J. Liu, Y. L. He, e W. Q. Tao, «Numerical study of laminar heat transfer and pressure drop characteristics in a water-cooled minichannel heat sink», *Appl. Therm. Eng.*, vol. 29, n. 1, pp. 64–74, Jan. 2009, doi: 10.1016/j.applthermaleng.2008.02.002.
- [27] G. Hetsroni, A. Mosyak, Z. Segal, e G. Ziskind, «A uniform temperature heat sink for cooling of electronic devices», *Int. J. Heat Mass Transf.*, vol. 45, n. 16, pp. 3275–3286, 2002.
- [28] T. N. Tran, M. W. Wambsganss, e D. M. France, «Small circular-and rectangular-channel boiling with two refrigerants», *Int. J. Multiph. Flow*, vol. 22, n. 3, pp. 485–498, 1996.
- [29] «Sunflower», ATS, Fully Integrated Versatile HCPV.
- [30] R. W. Lockhart e R. C. Martinelli, «Proposed correlation of data for isothermal two-phase, two-component flow in pipes», *Chem Eng Prog*, vol. 45, n. 1, pp. 39–48, 1949.
- [31] F. P. Incropera, D. P. DeWitt, T. L. Bergman, e A. S. Lavine, Eds., *Principles of heat and mass transfer*, 7. ed., international student version. Singapore: Wiley, 2013.
- [32] W. M. Kays, *Convective heat and mass transfer*. Tata McGraw-Hill Education, 2012.
- [33] R. K. Shah e A. L. London, *Laminar flow forced convection in ducts: a source book for compact heat exchanger analytical data*. Academic press, 2014.
- [34] R. J. Phillips, «Forced-convection, liquid-cooled, microchannel heat sinks», Massachusetts Institute of Technology, Tese de Mestrado, Massachusetts Institute of Technology, 1987.
- [35] S. G. Kandlikar, «FLOW BOILING IN MINICHANNELS AND MICROCHANNELS», *Heat Transf. FLuid FLOW Minichannels Microchannels*, p. 52.
- [36] F. Rupp *et al.*, «A review on the wettability of dental implant surfaces I: theoretical and experimental aspects», *Acta Biomater.*, vol. 10, n. 7, pp. 2894–2906, 2014.
- [37] T. Young, «III. An essay on the cohesion of fluids», *Philos. Trans. R. Soc. Lond.*, n. 95, pp. 65–87, 1805.
- [38] R. M. M. Cautela, «Descrição dos mecanismos de ebulição em meio quiescente usando superfícies bifílicas», Tese de Mestrado, Instituto Superior Técnico, p. 105, 2019.
- [39] K. Koch e W. Barthlott, «Superhydrophobic and superhydrophilic plant surfaces: an inspiration for biomimetic materials», *Philos. Trans. R. Soc. Math. Phys. Eng. Sci.*, vol. 367, n. 1800, pp. 1487–1509, 2009.
- [40] C. Laurência, «Caracterização da resposta dinâmica de gotas de biofluidos sob atuação eletrostática», Instituto Superior Técnico, Universidade de Lisboa, Lisboa, 2015.
- [41] M. C. P. Venzon, «Comportamento do escoamento bifásico água - ar em placas de orifício», Tese de Mestrado, Universidade Federal do Rio Grande do Sul p. 105.
- [42] J. Hartnett e Young I. Cho, *Advances in Heat Transfer*, 1ª Edição., vol. 39. 2006.
- [43] K. Sharp, R. Adrian, J. Santiago, e J. Molho, «Liquid Flows in Microchannels», em *The MEMS Handbook*, vol. 20013566, M. Gad-el-Hak, Ed. CRC Press, 2001.
- [44] S. G. Kandlikar, «Heat transfer mechanisms during flow boiling in microchannels», *J Heat Transf.*, vol. 126, n. 1, pp. 8–16, 2004.
- [45] M. B. Heaney, «Electrical Conductivity and Resistivity», *Signal Process.*, p. 15, 2004.
- [46] C. Y. Ho e T. K. Chu, «Electrical resistivity and thermal conductivity of nine selected AISI stainless steels», Thermophysical and Electronic Properties Information Analysis Center ..., 1977.

- [47] W. Li, J. Ma, T. Alam, F. Yang, J. Khan, e C. Li, «Flow boiling of HFE-7100 in silicon microchannels integrated with multiple micro-nozzles and reentry micro-cavities», *Int. J. Heat Mass Transf.*, vol. 123, pp. 354–366, 2018.
- [48] G. M. Katyba *et al.*, «Sapphire shaped crystals for waveguiding, sensing and exposure applications», *Prog. Cryst. Growth Charact. Mater.*, vol. 64, n. 4, pp. 133–151, 2018.
- [49] A. Sielaff, «Experimental investigation of single bubbles and bubble interactions in nucleate boiling», Tese de Doutorado, Technische Universität, 2014.
- [50] P. D. F. Pontes, «Thermographical analysis of interface heat transfer mechanisms, with high temporal resolution», Tese de Mestrado, Instituto Superior Técnico p. 93, 2016.
- [51] R. J. Moffat, «Describing the uncertainties in experimental results», *Exp. Therm. Fluid Sci.*, vol. 1, n. 1, pp. 3–17, 1988.
- [52] S. Kakac, L. L. Vasiliev, Y. Bayazitoglu, e Y. Yener, *Microscale Heat Transfer-Fundamentals and Applications: Proceedings of the NATO Advanced Study Institute on Microscale Heat Transfer-Fundamentals and Applications in Biological and Microelectromechanical Systems, Cesme-Izmir, Turkey, 18-30 July, 2004*, vol. 193. Springer Science & Business Media, 2006.
- [53] L. L. Manetti, G. Ribatski, R. R. de Souza, e E. M. Cardoso, «Pool boiling heat transfer of HFE-7100 on metal foams», *Exp. Therm. Fluid Sci.*, vol. 113, p. 110025, Mai. 2020, doi: 10.1016/j.expthermflusci.2019.110025.
- [54] A. Serizawa, Z. Feng, e Z. Kawara, «Two-phase flow in microchannels», *Exp. Therm. Fluid Sci.*, p. 12, 2002.
- [55] D. Brutin, F. Topin, e L. Tadrist, «Experimental study of unsteady convective boiling in heated minichannels», *Int. J. Heat Mass Transf.*, vol. 46, n. 16, pp. 2957–2965, 2003.

