



TÉCNICO
LISBOA

Avaliação das condições críticas para a ocorrência de ebulição em permutadores de calor líquido/gás

Alexandre Ferreira Teixeira

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: Dr. Fernando Virgílio Pires de Oliveira

Dezembro 2021

À minha família e namorada,
por todo o apoio.

Agradecimentos

A presente dissertação de mestrado é o culminar de um longo percurso apoiado pelos orientadores, professores, familiares, amigos e colegas a quem gostaria de deixar o meu sincero agradecimento.

Primeiramente, gostaria de agradecer aos orientadores. À professora Ana Moita, pelo apoio a esta dissertação. Pela disponibilidade e por todos os ensinamentos partilhados. Ao professor António Moreira por me ter introduzido ao mundo da investigação experimental. A todos os professores que, pelo seu entusiasmo pela engenharia, me inspiraram.

Em seguida, deixo o meu agradecimento ao IN+ por ter disponibilizado todos os recursos necessários para a realização deste trabalho.

Deixo também o meu agradecimento à empresa JDeus por ter disponibilizado os materiais necessários e um agradecimento especial aos engenheiros António Amorim, Fernando Oliveira e Luís Neves pela sua disponibilidade e sugestões de melhoria ao longo do trabalho.

A nível pessoal, gostaria de agradecer a todos aqueles que se cruzaram no meu percurso académico que, de alguma forma, me influenciaram e tornaram este percurso único. Especialmente, ao Rodrigo Noivo Índio e Daniel Fernandes.

À minha família, por todo o apoio ao longo deste percurso e, principalmente, pela educação e valores que me foram transmitidos.

Por fim, à Carolina, fundamental no meu percurso pessoal e académico. Pelo apoio incondicional, pelos conselhos, pelos incentivos e pela paciência.

Resumo

O presente trabalho tem como objetivo desenvolver, construir e testar uma instalação experimental para caracterizar as condições para a ocorrência de ebulição num arrefecedor intermédio do tipo líquido-ar e assim compreender melhor este fenómeno.

A secção de testes projetada foi adaptada a uma instalação experimental para simular o funcionamento de um permutador de calor e instalou-se a instrumentação necessária para a recolha de dados. Foram determinados os ângulos de contacto entre as superfícies de teste, de alumínio 3003, e os líquidos para caracterizar a sua interação. A rugosidade das superfícies foi medida para caracterizar a topografia das mesmas.

Conduziram-se testes de ebulição em escoamento com água e com uma mistura de etilenoglicol com água (50/50 em volume) para entender se a secção de testes e a instalação experimental identificavam, através de diferentes métodos presentes na literatura, o início da ebulição e realizou-se uma comparação dos resultados obtidos. Concluiu-se que a mistura necessita de um fluxo de calor e sobreaquecimento superiores para iniciar a ebulição, quando comparada com a água para as mesmas condições experimentais. Realizaram-se testes com caudais mássicos de $3,5 \text{ kg/h}$, 5 kg/h e 10 kg/h que verificaram o aumento de sobreaquecimento necessário para o ONB com o aumento do caudal mássico. Através de uma câmara de alta velocidade registou-se o início e diferentes fases e fenómenos de ebulição nucleada.

Globalmente, os testes realizados demonstram que a instalação desenvolvida permite estudar as condições críticas de ocorrência de ebulição nucleada, nas condições de funcionamento estipuladas para o permutador de calor em estudo.

Palavras-chave: Ebulição em escoamento, arrefecedor intermédio tipo líquido-ar, início de ebulição nucleada, transmissão de calor.

Abstract

The present work aims to design, assemble and test an experimental setup to characterise the critical conditions for the occurrence of boiling in a water charge air cooler intercooler and thus better understand this phenomenon.

To carry out this study, a test section was adapted to an experimental setup to simulate the operation of the heat exchanger and the necessary instrumentation for data collection was installed. The contact angles between the test surfaces, made of 3003 aluminium, and the liquids were determined to characterise their interaction. The roughness of the surfaces was measured to characterise their topography.

Boiling tests were conducted with water and with a mixture of ethylene glycol and water (50/50 by volume) to understand if the test section and the experimental setup were able to identify, through different methods present in the literature, the onset of boiling and a comparison of the results obtained was performed. It was concluded that the mixture needs a higher heat flux and excess temperature to initiate boiling compared to water for the same experimental conditions. Boiling tests with a mass flow rates of 3.5 kg/h , 5 kg/h and 10 kg/h were carried out, which showed that the excess temperature required for the onset of nucleate boiling increased with increasing mass flow rate. A high-speed camera was used to record the onset and different phases of nucleated boiling.

Overall the setup can be used to perform a detailed study on the critical conditions for the occurrence of boiling, for the established working conditions, for the heat exchanger of interest in the context of this study.

Keywords: Flow boiling, heat transfer, onset of nucleate boiling, water charge air cooler.

Conteúdo

Agradecimentos	v
Resumo	vii
Abstract	ix
Lista de Tabelas	xiii
Lista de Figuras	xv
Lista de Símbolos	xvii
Glossário	1
1 Introdução	1
1.1 Motivação	1
1.2 Estado da arte	2
1.3 Objetivos	4
1.4 Estrutura da dissertação	5
2 Enquadramento teórico	6
2.1 Permutadores de calor	6
2.2 Ebulição	7
2.2.1 Ebulição em meio quiescente	8
2.2.2 Ebulição em escoamento	10
2.3 Molhabilidade	12
2.4 Nucleação	14
2.5 Dinâmica das bolhas	16
2.6 Identificação do início de ebulição	17
2.7 Condução de calor	21
3 Trabalho experimental	24
3.1 Instalação experimental	24
3.1.1 Secção de testes	26
3.1.2 Superfícies de teste	28
3.1.3 Medição de pressão	28
3.1.4 Câmara de alta velocidade	29
3.2 Capacidade de funcionamento da instalação experimental	29

3.3	Procedimento experimental	31
3.3.1	Medição do ângulo de contacto e da tensão superficial	31
3.3.2	Topografia	31
3.3.3	Preparação da secção de testes	32
3.3.4	Realização dos testes	32
3.3.5	Tratamento dos dados experimentais	34
3.3.6	Iteração da instalação experimental	35
3.3.7	Análise de incertezas	35
4	Resultados e discussão	37
4.1	Molhabilidade	37
4.2	Topografia	38
4.3	Perdas térmicas	39
4.4	Métodos de identificação de início de ebulição	41
4.4.1	Identificação visual de início de ebulição	44
4.5	Comparação ONB entre água e mistura de etilenoglicol com água (50/50 volume)	45
4.6	Testes sem sensor de fluxo de calor	46
4.6.1	Influência do caudal mássico	47
5	Conclusões	48
5.1	Conclusões	48
5.2	Trabalho futuro	49
	Bibliografia	49
A	Labview	55
A.1	Labiew	55
B	Métodos experimentais com água	57

Lista de Tabelas

3.1	Incerteza das medições.	36
4.1	Resultados da medição do ângulo de contacto e tensão superficial.	38
4.2	Resultados da medição do ângulo de contacto após teste de ebulição.	38
4.3	Resultados da medição da rugosidade.	39
4.4	Resultados de início de ebulição para água e para mistura de etilenoglicol com água. . .	46
4.5	Resultados de início de ebulição para diferentes caudais mássicos.	47

Lista de Figuras

1.1	Estrutura arquitetónica de arrefecedor intermédio do tipo ar-ar.	2
1.2	Estrutura arquitetónica de arrefecedor intermédio do tipo líquido-ar.	2
2.1	Representação da curva de ebulição em meio quiescente	9
2.2	Representação da curva de ebulição em escoamento	11
2.3	Representação dos regimes de escoamento num tubo horizontal e comportamento do coeficiente de transferência de calor	11
2.4	Esquema representativo de ângulo de contacto.	12
2.5	Regime superhidrofílico.	13
2.6	Regime hidrofílico.	13
2.7	Regime hidrofóbico.	13
2.8	Regime superhidrofóbico.	13
2.9	Representação do modelo de molhabilidade de Wenzel.	14
2.10	Representação do modelo de molhabilidade de Cassie e Baxter.	14
2.11	Esquema representativo de ângulo de contacto em ebulição.	14
2.12	Representação de nucleação em cavidades cónicas	15
2.13	Representação de Φ_{min} em diferentes geometrias	16
2.14	Representação gráfica do início de ebulição nucleada	17
2.15	Deteção visual de início da ebulição nucleada	18
2.16	Influência do caudal mássico no ONB.	18
2.17	Influência do subarrefecimento no ONB.	18
2.18	Condução de calor unidimensional.	22
2.19	Condução de calor unidimensional por diferentes materiais.	22
3.1	Representação esquemática da instalação experimental.	25
3.2	Regulador de tensão Variac.	25
3.3	Medidor de caudal de Coriolis.	25
3.4	Sistema de aquisição de dados - DAQ.	26
3.5	Resistência de cartucho.	26
3.6	Representação gráfica da secção de testes.	26
3.7	Componentes da secção de testes.	27

3.8	Secção de testes, vista frontal.	28
3.9	Secção de testes, vista superior.	28
3.10	Superfícies teste.	28
3.11	Sistema de medição de pressão.	29
3.12	Câmara de alta velocidade	30
3.13	Instalação experimental	30
3.14	Análise do software OneAttension ao ângulo de contacto.	31
3.15	Tensiómetro THETA da Attension.	31
3.16	Perfilómetro Dektac3 da Veeco.	32
3.17	Software Dektak3.	32
4.1	Resultados perdas para o teste 1.	39
4.2	Resultados perdas para o teste 2.	40
4.3	Resultados perdas para o teste 3.	40
4.4	Gráfico curva ebulição da mistura de água com etilenoglicol para $\dot{m} \approx 3,5 \text{ kg/h}$ e $T_{in} \approx 25^\circ C$	41
4.5	Gráfico evolução do excesso de temperatura com o fluxo de calor.	42
4.6	Gráfico de queda de pressão em função do excesso de temperatura.	42
4.7	Gráfico caudal mássico em função do excesso de temperatura.	43
4.8	Gráfico da pressão à entrada em função do excesso de temperatura.	43
4.9	Visualização de aparecimento de bolhas de vapor.	44
4.10	Aumento do número de locais de nucleação.	44
4.11	Fase de crescimento das bolhas de vapor.	44
4.12	Descolagem de bolhas de vapor da superfície.	44
4.13	Visualização de ebulição completamente desenvolvida.	45
4.14	Visualização do ciclo de uma bolha.	45
4.15	Fenómeno de coalescência entre bolhas na superfície.	45
4.16	Fenómeno de coalescência entre bolhas descoladas.	45
4.17	Comparação de início de ebulição com água e com mistura de etilenoglicol com água.	46
4.18	Comparação de resultados com e sem sensor de fluxo de calor.	47
A.1	Painel frontal de programa Labview.	55
A.2	Diagrama de blocos de programa Labview.	56
B.1	Gráfico curva ebulição da água para $\dot{m} \approx 3,5 \text{ kg/h}$ e $T_{in} \approx 25^\circ C$	57
B.2	Gráfico evolução do excesso de temperatura com o fluxo de calor para a água.	57
B.3	Gráfico de queda de pressão em função do excesso de temperatura para a água.	58
B.4	Gráfico caudal mássico em função do excesso de temperatura para a água.	58
B.5	Gráfico da pressão à entrada em função do excesso de temperatura para a água.	58

Lista de Símbolos

Simbolos gregos

Δ	Varição [–]
Δp	Queda de pressão [Pa]
ΔT_e	Excesso de temperatura [K]
ΔT_e^*	Excesso de temperatura adimensional [–]
ΔT_{sub}	Temperatura de subarrefecimento [K]
κ	Condutividade térmica [W/mK]
μ	Viscosidade dinâmica [Ns/m ²]
ν	Viscosidade cinemática [m ² /s]
Φ	Ângulo entre a horizontal e a parede da cavidade [°]
ρ	Massa específica [kg/m ³]
ρ_l	Massa específica do líquido [kg/m ³]
ρ_v	Massa específica do vapor [kg/m ³]
σ	Tensão superficial [N/m]
σ_{lv}	Tensão interfacial líquido-vapor [N/m]
σ_{sl}	Tensão interfacial sólido-líquido [N/m]
σ_{sv}	Tensão interfacial sólido-vapor [N/m]
θ	Ângulo de contacto [°]
θ_e	Ângulo de contacto estático [°]
θ_m	Ângulo de contacto dinâmico [°]
θ_W	Ângulo de contacto aparente de Wenzel [°]
θ_{CB}	Ângulo de contacto aparente de Cassie e Baxter [°]

Simbolos romanos

\dot{m}	Caudal mássico [kg/s]
A	Área [m^2]
c_p	Calor específico [J/kgK]
$C_{s,f}$	Coeficiente da combinação superfície-líquido [-]
D	Diâmetro [m]
D_d	Diâmetro de descolagem [m]
D_h	Diâmetro hidráulico [m]
f	Frequência [Hz]
f_r	Rácio entre área projetada e área de contacto [-]
g	Aceleração gravítica [m/s^2]
h	Coeficiente de convecção [W/m^2K]
h_r	Coeficiente de radiação [W/m^2K]
h_{lv}	Entalpia latente de vaporização [J/kg]
I	Incerteza global [-]
i	Entalpia específica [J/kg]
$i(x_i)$	Incerteza aleatória [-]
$i(x_j)$	Incerteza sistemática [-]
i_c	Incerteza combinada [-]
L	Comprimento [m]
p	Pressão [Pa]
Pr	Número de Prandtl [-]
Q	Calor [J]
q	Potência calorífica [W]
q''	Fluxo de calor [W/m^2]
q''_{ONB}	Fluxo de calor de início de ebulição por nucleação [W/m^2]
q^*	Fluxo de calor adimensional [-]
R	Resistência térmica [K/W]

r	Raio [m]
r_c	Raio de cavidade [m]
r_f	Fator de rugosidade [–]
Ra	Rugosidade média aritmética [m]
Ru	Rugosidade [m]
Rz	Rugosidade pico a pico [m]
T	Temperatura [K]
t	Tempo [s]
t_{esp}	Período de espera [s]
t_{gr}	Período de crescimento [s]
T_{in}	Temperatura de entrada [K]
T_{out}	Temperatura de saída [K]
W	Trabalho [J]

Subscritos

c	Fluido frio (cold)
$cond$	Condução
$conv$	Convecção
d	Descolagem
gr	Crescimento (growth)
h	Fluido quente (hot)
in	Entrada
l	Líquido
$long$	Longitudinal
max	Máximo
min	Mínimo
$méd$	Médio
out	Saída
rad	Radiação

<i>s</i>	Superfície
<i>sat</i>	Saturação
<i>sensor</i>	Sensor de fluxo de calor
<i>sub</i>	Subarrefecido
<i>trans</i>	Transversal
<i>v</i>	Vapor
<i>w</i>	Espera (waiting)
<i>x</i>	Posição

Acrónimos

ACAC	Air charge air cooler
DAQ	Data acquisition system
DC	Direct current
ONB	Onset of nucleate boiling
WCAC	Water charge air cooler

Capítulo 1

Introdução

Neste capítulo, pretende-se introduzir a presente dissertação em relação ao seu enquadramento e motivação, objetivos e estrutura do documento. É também apresentado um estado da arte para contextualizar este estudo na literatura existente e onde são apresentados alguns estudos e contributos da comunidade científica relevantes para o presente trabalho.

1.1 Motivação

A utilização de arrefecedores intermédios, em motores com turbocompressor, permite que o ar a ser admitido pelo motor diminua a sua temperatura e, conseqüentemente, aumente a sua massa específica. Como a potência específica de um motor a combustão é proporcional à massa específica do ar admitido, pode-se, assim, aumentar a potência do motor.

A tecnologia mais usada e implementada na indústria automóvel é o arrefecedor intermédio do tipo ar-ar (ACAC), usualmente denominado de *intercooler*. Este tipo de permutador de calor é normalmente, colocado na frente do automóvel para que o escoamento do ar, provocado pelo deslocamento do carro, troque calor com o ar no interior do permutador de calor. Nas duas últimas décadas surgiu, na indústria automóvel, o arrefecedor intermédio do tipo líquido-ar (WCAC), que utiliza um líquido arrefecedor para trocar calor com o ar proveniente do turbocompressor. Como o calor específico do líquido é superior ao do ar, quer o líquido se trate de água ou de uma mistura de água com etilenoglicol, cuja última é bastante utilizada na indústria automóvel, um permutador de calor do tipo líquido-ar é mais compacto quando comparado com o tipo ar-ar, para a mesma potência calorífica. Este permutador de calor, ao contrário do tipo ar-ar, não precisa de ser colocado na frente do automóvel, podendo, até, ser colocado dentro do coletor de admissão. A substituição dos permutadores do tipo ar-ar pelo tipo líquido-ar permite uma maior compactação de equipamentos. Isto traz inúmeras vantagens na indústria automóvel, em motores turboalimentados. A utilização de um arrefecedor intermédio do tipo líquido-ar permite um menor volume de ar entre a saída do compressor e as válvulas de admissão, que se traduz numa menor perda de carga e numa melhor resposta do motor ao regime transiente. Também permite um melhor controlo térmico do caudal de ar a entrar no motor, controlando o caudal do líquido arrefecedor,

algo que não é possível nos permutadores ar-ar, onde o fluido de trabalho é o ar exterior. [1]

O uso de permutadores líquido-ar contribui para uma menor complexidade arquitetônica e uma redução de até 50% no circuito de admissão de ar e, caso o arrefecedor intermédio se encontre acoplado ao coletor de admissão, é possível eliminar a tubagem de ar que liga a saída do arrefecedor intermédio do tipo ar-ar à admissão do motor [1], como representado nas figuras 1.1 e 1.2. Com a redução de volume de tubagem de admissão reduzem-se, também, as perdas de carga, o que permite diminuir o trabalho realizado pelo turbocompressor, mantendo a mesma pressão à entrada do motor. Isto permite que o caudal de gases na turbina seja inferior e, conseqüentemente, a temperatura da mesma diminui, assim como a pressão de exaustão dos gases. A redução de volume reduz o tempo de resposta do turbocompressor, o que melhora a resposta transiente do motor, através da redução do tempo de variação de pressão.

Por outro lado, a utilização de um arrefecedor intermédio do tipo líquido-ar implica o adicionar de tubagem para o líquido arrefecedor e uma bomba que pode ser acionada eletricamente ou por ação mecânica proveniente do motor, para garantir o escoamento do líquido de trabalho pelo circuito.

Este trabalho surge para recriar, experimentalmente, as condições de ocorrência do fenómeno da ebulição num arrefecedor intermédio do tipo líquido-ar (WCAC), determinar as condições críticas para a ocorrência de ebulição do líquido arrefecedor e, assim, entender as limitações de funcionamento deste tipo de equipamento.

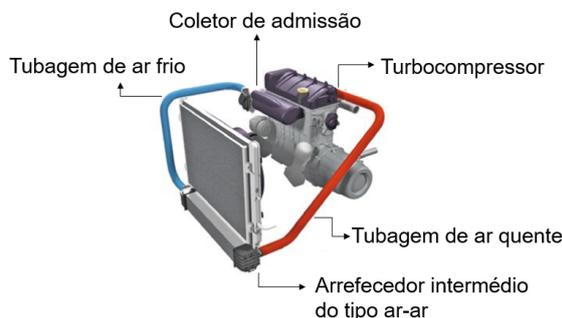


Figura 1.1: Estrutura arquitetônica de arrefecedor intermédio do tipo ar-ar, adaptado de [1].

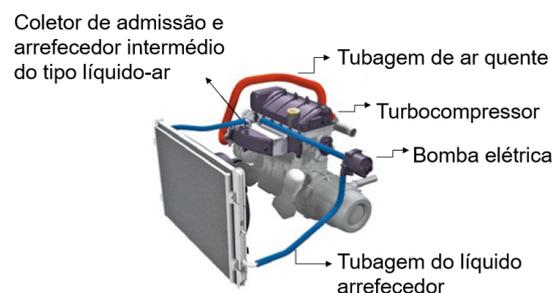


Figura 1.2: Estrutura arquitetônica de arrefecedor intermédio do tipo líquido-ar, adaptado de [1].

1.2 Estado da arte

Determinar o início de ebulição nucleada tem elevado interesse, em várias aplicações de engenharia, principalmente quando se pretende proteger os equipamentos de instabilidades de escoamento e do fluxo de calor máximo que podem causar danos aos mesmos [2]. Nesse sentido, são apresentados alguns estudos presentes na literatura que abordam esta temática.

O fenómeno de ebulição começou por ser estudado por Nukiyama [3] que verificou diferentes regimes de ebulição para um meio quiescente. Medindo a diferença de voltagem e a intensidade de corrente a atravessar um fio de platina que se encontrava dentro de um recipiente com água, Nukiyama criou a curva de ebulição que demonstra a dependência do fluxo de calor, q'' , com o excesso de temperatura ou sobreaquecimento, ΔT_e .

Bergles e Rohsenow [4] realizaram testes de ebulição em escoamento. A sua instalação experimental permitia o escoamento de água desgaseificada pelo interior de um tubo de aço inoxidável, posicionado horizontalmente. Conectada ao tubo encontrava-se uma fonte de alimentação DC para aquecer o tubo, por efeito de Joule. Este estudo demonstra que a curva de ebulição em escoamento não deve ser baseada em dados retirados de ebulição em meio quiescente. Estes autores apresentaram uma metodologia para a construção da curva de ebulição e, conseqüentemente, de identificação de início de ebulição nucleada diferente das metodologias apresentadas por McAdams [5] e por Engelberg-Forlster e Greif [6].

Na indústria automóvel, misturas de etilenoglicol são usadas nos arrefecedores intermédios do tipo líquido-ar, assim como líquido refrigerante do motor. Normalmente, a transferência de calor dá-se através de escoamento bifásico devido às elevadas temperaturas das superfícies [7]. Nesse sentido, Kandlikar e Bulut [7] conduziram uma série de testes para diferentes misturas de etilenoglicol com água. As experiências foram realizadas num canal de alumínio 6061-T6 com uma secção de $3 \times 40\text{mm}$ e com misturas com 0 a 40% de etilenoglicol.

Lee e Cholewczynski [8] colocaram termopares no interior de um motor de combustão arrefecido por uma mistura 50/50 de etilenoglicol com água. Os testes foram realizados para carga total com o motor a rodar a 3000 e 5600 rpm. Os testes experimentais reportaram ebulição para fluxos de calor entre 20 e 60 W/cm^2 .

O'Neill [9] efetuou testes com mistura de etilenoglicol com água 50/50 num canal rectangular horizontal, aquecido apenas pela face inferior, com secção $20 \times 30\text{mm}$ para velocidades de escoamento entre $0,5\text{ m/s}$ e 4 m/s , pressão entre 1 e $1,6\text{ bar}$, temperaturas de subarrefecimento entre 10 e 50°C e com fluxos de calor entre 0 e 80 W/cm^2 . Com uma instalação experimental que pretendia reproduzir o circuito fechado do líquido arrefecedor de um motor de combustão, O'Neill conseguiu identificar o início de ebulição nucleada e traçar as curvas de ebulição para diferentes condições de funcionamento, dentro das gamas acima referidas. Posteriormente, Lee e O'Neill [10] realizaram testes, para as mesmas condições, num motor de explosão, de 4 cilindros e 1600 cm^3 de cilindrada, e obtiveram curvas de ebulição semelhantes com o uso do motor e com a bancada experimental.

Yu et al [11] criaram uma instalação experimental para simular o circuito de refrigeração de motores de veículos pesados. A secção de teste consistia num tubo de AISI 1010 com um diâmetro interno de $10,9\text{ mm}$ aquecido, por efeito de Joule, por uma fonte de tensão DC. Os testes foram efetuados com uma mistura 40/60 e 50/50 de etilenoglicol com água, com velocidades de escoamento de $0,25\text{ m/s}$ e a pressão atmosférica. Testes com diferentes temperaturas de entrada do líquido verificaram o aumento de fluxo de calor necessário para iniciar a ebulição para menores temperaturas de entrada e, conseqüentemente, maiores subarrefecimentos.

Cunha [12] inseriu termopares no interior de um arrefecedor intermédio do tipo líquido-ar para obter as temperaturas de ambos os fluídos de trabalho e instalou um óculo de visualização à saída do *intercooler* para quantificar, numa escala de 0 a 5, a ebulição. Este estudo realizou testes para temperaturas de entrada do ar entre 170°C e 210°C , caudais mássicos de ar entre 350 kg/h e 1100 kg/h , temperaturas de entrada do líquido entre 45°C e 75°C , caudais volumétricos de líquido entre 14 L/min

e 26 L/min e pressões de entrada do líquido entre $1,5 \text{ barA}$ e 3 barA . Concluiu-se que a ocorrência de ebulição era inevitável devido às elevadas temperaturas, no interior do equipamento.

Yu et al [13] realizaram testes de ebulição de misturas de etilenoglicol com água 50/50 em canais retangulares alhetados de alumínio, com $1,75 \text{ mm}$ de largura e 14 mm de altura, a 2 atm de pressão. Testaram escoamentos com velocidades de $0,8 \text{ m/s}$ a $0,12 \text{ m/s}$ obtendo as respectivas curvas de ebulição e coeficientes de transferência de calor. Os testes reportaram um aumento do coeficiente de transferência de calor e um aumento do fluxo de calor necessário para o ONB com o aumento da velocidade de escoamento.

Ezequiel [14] desenvolveu um estudo onde demonstra, graficamente, a relação entre o número de Nusselt em função do número de Reynolds, para escoamentos de água e escoamentos de etilenoglicol com água com diferentes percentagens em volume. O estudo cubriu misturas com 20/80; 35/65 e 50/50 em volume. Ezequiel concluiu que a mistura que apresenta maior número de Nusselt e, conseqüentemente, coeficiente de transferência de calor é a mistura 50/50.

Para além dos métodos de identificação do início de ebulição nucleada, referidos na secção 2.6, destaca-se o trabalho de De Yeong et al [15] que identificaram o início de ebulição nucleada e o fluxo de calor crítico através de sinais acústicos. Os testes realizados neste estudo foram realizados a pressão atmosférica, um subarrefecimento de 25 K à entrada da secção de testes, um caudal volumétrico de 25 L/min e com água como líquido de trabalho. O início de ebulição e o fluxo de calor máximo são identificados através de variações de amplitude dos sinais acústicos recolhidos.

A orientação dos canais por onde o líquido escoar também tem sido alvo de estudo. Neste sentido destaca-se o trabalho de Setoodeh et al [16] que, usando uma mistura de etilenoglicol com água (50/50 em volume), verificaram que o coeficiente de transferência de calor aumenta quando existe inclinação do canal. Foram realizados testes com inclinações a variar entre -25° e 25° .

1.3 Objetivos

O objetivo principal da presente dissertação consiste na criação de uma secção de testes para avaliar as condições críticas para a ocorrência de ebulição em arrefecedores intermédios, do tipo líquido-ar, para diferentes condições de funcionamento.

A secção de testes tem como finalidade testar a ebulição sobre superfícies de alumínio 3003 por brasar e sobre superfícies de alumínio 3003 que sofreram um processo de brasagem. Porém, um dos objetivos do projeto da secção de testes é que esta pudesse ser adaptada para testar superfícies de outros materiais e sujeitos a diferentes processos de produção e de acabamento.

Após o projeto de uma secção de testes, esta é adicionada a uma instalação experimental que reproduz o funcionamento de um permutador de calor e é adaptado todo o sistema de aquisição de dados necessários para determinar o fluxo de calor e excesso de temperatura necessários para o início de ebulição nucleada.

Uma vez tendo a instalação experimental funcional, espera-se realizar testes para avaliar o início de ebulição nucleada (ONB) e estudar a influência de parâmetros como o caudal mássico, a temperatura

de entrada do líquido, a rugosidade da superfície e o ângulo de contacto do par líquido-superfície.

1.4 Estrutura da dissertação

A presente dissertação está organizada em cinco capítulos. O primeiro capítulo especifica a motivação para a realização deste trabalho e os principais objetivos do mesmo. É também apresentado o estado da arte onde se pretende dar a conhecer estudos recentes que se tenham desenvolvido acerca desta temática.

No segundo capítulo serão apresentados todos os fundamentos teóricos, necessários à compreensão do estudo realizado.

O terceiro capítulo descreve a secção de testes, todas as decisões tomadas no projeto da mesma e os respetivos componentes. Descreve ainda a restante instalação experimental e os seus componentes. É, posteriormente, descrito o procedimento experimental utilizado na realização dos testes de ebulição e como foram obtidos e tratados os dados provenientes dos testes.

No quarto capítulo são apresentados e avaliados os resultados obtidos na realização dos testes experimentais.

Por fim, no quinto capítulo, estão enumeradas as principais conclusões e sugestões para trabalhos futuros, de forma a melhorar o conhecimento acerca dos tópicos estudados nesta dissertação.

Capítulo 2

Enquadramento teórico

A ebulição de um líquido é um fenómeno complexo e que envolve a compreensão de vários tópicos relacionados com a transmissão de calor.

No presente capítulo, apresentam-se os fundamentos e mecanismos necessários à compreensão do estudo presente nesta dissertação.

2.1 Permutadores de calor

Um permutador de calor serve para trocar calor entre dois fluidos a diferentes temperaturas e, normalmente, separados por uma parede sólida. Este tipo de equipamento é utilizado em várias áreas de engenharia e em diversas aplicações, tais como ar condicionado, indústria química, produção de eletricidade, indústria automóvel, entre outras [17].

Diferentes autores classificam os permutadores de calor segundo diferentes critérios. Incropera et al [17] classificam de acordo com o tipo de escoamento e o tipo de construção. Kuppan [18] e Hewitt et al [19] distinguem este tipo de aparelhos por tipo de construção, processo de transferência de calor, tipo de escoamento, número de passagens, fases dos fluidos e mecanismos de transferência de calor.

Em relação ao tipo de construção podem ser classificados como permutadores de calor tubulares, permutadores de calor de placas, permutadores de calor de superfície estendida e regeneradores.

O processo de transferência de calor divide-se em permutadores de calor de contacto indirecto, onde os fluidos estão fisicamente separados e, por isso, não se misturam e em permutadores de calor de contacto directo onde os fluidos se misturam. O tipo de escoamento classifica-se por escoamento paralelo, escoamento contracorrente e escoamento cruzado. Caso um fluido passe por uma determinada zona, de um permutador de calor, mais que uma vez, é considerado de múltipla passagem. Caso contrário, é considerado de passagem única.

Os permutadores de calor podem ser monofásicos, onde os fluidos se encontram no mesmo estado físico (gasoso-gasoso ou líquido-líquido) ou bifásicos, onde os fluidos encontram-se em estados físicos diferentes (líquido-gasoso).

Os permutadores de calor do tipo líquido-ar, aos quais se dá mais ênfase neste estudo, são, nor-

malmente, permutadores de calor compactos de tubos alhetados, o que permite uma elevada área de transferência de calor por unidade de volume [17]. O líquido é bombeado pelo exterior dos tubos onde passa o ar, sendo assim, um permutador de calor de contacto indireto e, na maioria dos casos, em escoamento contracorrente.

Com o intuito de se projetar um permutador de calor é necessário relacionar as taxas de calor transferidas de um fluido para o outro com as respetivas temperaturas de entrada e saída e, também, com os calores específicos. Assim, é possível determinar a taxa de transmissão de calor aplicando um balanço de energia a cada um dos fluidos, desprezando perdas para o exterior e as variações de energia potencial e cinética [17].

$$q = \dot{m}_h(i_{h,in} - i_{h,out}) = \dot{m}_c(i_{c,out} - i_{c,in}) \quad (2.1)$$

Onde \dot{m} representa o caudal mássico, i a entalpia específica do fluido, os subscritos h e c representam quente (hot) e frio (cold), respetivamente. Caso nenhum dos fluidos mude de estado, o balanço de energia pode ser apresentado sob a forma:

$$q = \dot{m}c_p\Delta T = \dot{m}_h c_{p,h}(T_{h,in} - T_{h,out}) = \dot{m}_c c_{p,c}(T_{c,out} - T_{c,in}) \quad (2.2)$$

Onde c_p representa o calor específico, considerado constante à temperatura média entre a entrada e saída do permutador, e T representa a temperatura média num determinado ponto. Porém, quando o fluido no estado gasoso entra com temperaturas muito elevadas, é possível que a superfície divisória entre os fluidos atinja temperaturas superiores à temperatura de saturação (T_{sat}) do fluido no estado líquido. Isto causa a ebulição do mesmo e, por isso, torna-se mais importante a análise do fluido no estado líquido. Nesse caso, a taxa de transmissão de calor é dada por:

$$q = hA(T_s - T_{liq}) \quad (2.3)$$

Sabendo que $q'' = q/A$ obtemos o fluxo de calor:

$$q'' = h(T_s - T_{liq}) \quad (2.4)$$

Onde A representa a área entre a superfície e o fluido, h representa o coeficiente de transferência de calor e os subscritos s e liq representam a superfície e o líquido, respetivamente.

2.2 Ebulição

A ebulição define a mudança do estado líquido para o estado gasoso de um líquido em contacto com uma superfície quente. Durante este fenómeno formam-se bolhas de vapor na interface líquido-superfície. A formação e partida das bolhas de vapor induzem movimento de fluido na interface, o que promove maiores coeficientes de convecção e que, por sua vez, originam elevados fluxos de calor entre a superfície e o líquido. Assim, o fenómeno da ebulição traz inúmeras vantagens, tornando-se de

interesse em várias aplicações de engenharia.

Para a ocorrência de ebulição, é necessário que a temperatura da superfície seja superior à temperatura de saturação do líquido (T_{sat}), a uma determinada pressão. Assim, a taxa de transferência de calor é dada por uma forma particular da lei de arrefecimento de Newton, representada na equação 2.3:

$$q = hA(T_s - T_{sat}) = hA\Delta T_e \quad (2.5)$$

Que em termos de fluxo de calor fica:

$$q'' = h\Delta T_e \quad (2.6)$$

Onde ΔT_e se designa por excesso de temperatura e representa a diferença entre a temperatura da superfície e a temperatura de saturação do líquido. No presente estudo, a temperatura de saturação da mistura de etilenoglicol com água (50/50 em volume) foi considerada $107^\circ C$. O fenómeno de ebulição é dependente do excesso de temperatura, características da superfície e propriedades termofísicas do fluido. A ebulição pode ocorrer com o líquido em repouso, denominando-se ebulição em piscina ou meio quiescente, ou com o líquido em movimento, denominando-se por ebulição em escoamento.

2.2.1 Ebulição em meio quiescente

Na ebulição em meio quiescente, ou em piscina, mecanismos convectivos são usados para a transferência de calor. Recorde-se que neste tipo de ebulição, o líquido se encontra em repouso. Para atingir a ebulição em piscina é necessário que o fluxo de calor imposto na superfície seja o suficiente para elevar a temperatura da superfície (T_s) a valores superiores à temperatura de saturação (T_{sat}), ou seja, o excesso de temperatura tem de ser superior a zero ($\Delta T_e > 0$).

Shiro Nukiyama [3] representou as relações entre o fluxo de calor (q'') e o excesso de temperatura (ΔT_e), definidas pela equação 2.5 através das curvas de ebulição, onde definiu diferentes regimes de ebulição. A figura 2.1 representa a curva de ebulição em meio quiescente e distingue os diferentes regimes de ebulição.

Na ebulição em meio quiescente, para valores baixos do excesso de temperatura (T_e), o mecanismo de transferência de calor, da superfície para o líquido envolvente, é a convecção natural. À medida que T_e aumenta, atinge-se o ponto A, que representa o início de ebulição nucleada, onde aparecem as primeiras bolhas de vapor junto à superfície. O início de ebulição nucleada provoca, normalmente, um decréscimo do excesso de temperatura, como representado no ponto A da figura 2.1. Este decréscimo de temperatura deve-se à transição do regime de convecção natural para o regime de nucleação parcial, com o aparecimento das primeiras bolhas de vapor [20]. No regime de nucleação parcial, compreendido entre os pontos A e B, nucleação e convecção natural contribuem para a transferência de calor, demonstrada pelo aumento do declive da curva de ebulição. Pela equação 2.6, conclui-se que o declive representa o coeficiente de transferência de calor (h). Neste regime, as bolhas são libertadas de forma discreta e onde a frequência de descolagem de bolhas, aumenta com o aumento de ΔT_e ou q'' . No

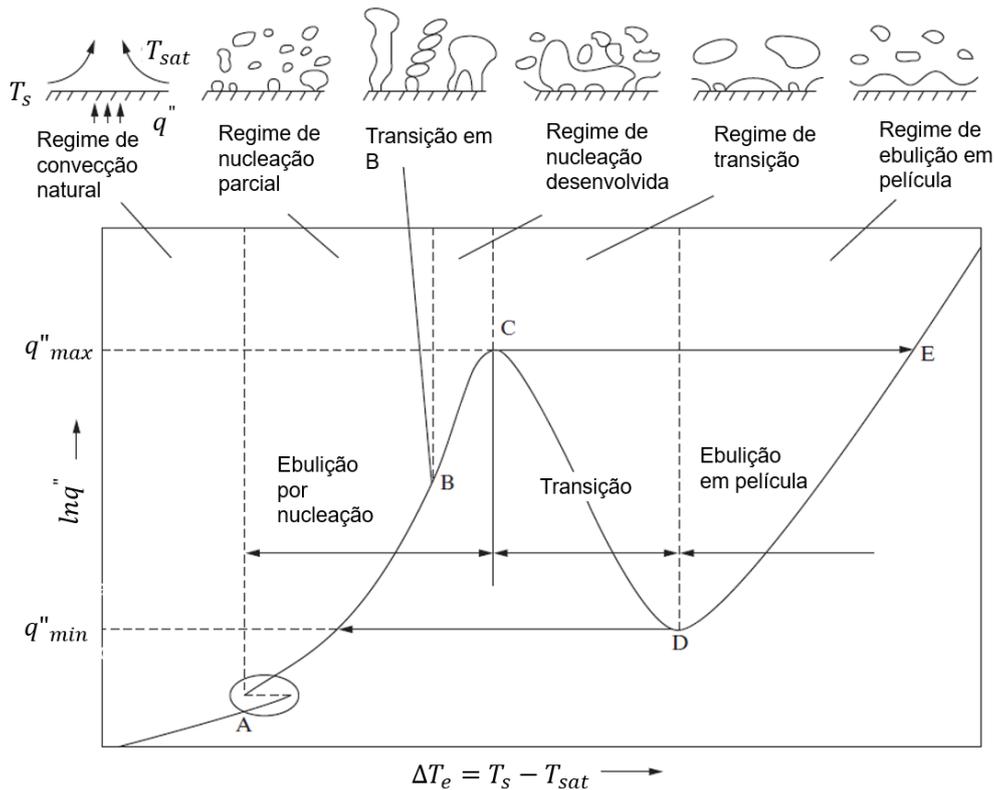


Figura 2.1: Representação da curva de ebulição em meio quiescente, adaptada de [20]

ponto B dá-se a transição do regime de nucleação parcial para o regime de nucleação completamente desenvolvida. Neste regime, a contribuição da convecção natural é desprezável. As bolhas de vapor começam a formar colunas ou jatos de vapor, devido à coalescência entre bolhas de vapor. Assim, torna-se mais difícil o líquido molhar as zonas da superfície onde exista a libertação de colunas de vapor e, por isso, h não aumenta tão rapidamente, como demonstrado pela diminuição do declive. Para o regime de nucleação, Rohsenow [21] obteve uma correlação entre sobreaquecimento da superfície e o fluxo de calor.

$$q'' = \mu_l h_{lv} \left[\frac{g(\rho_l - \rho_v)}{\sigma} \right]^{\frac{1}{2}} \left(\frac{c_{pl} \Delta T_e}{C_{sf} h_{lv} Pr_l^n} \right)^3 \quad (2.7)$$

Onde C_{sf} e n são parâmetros empíricos que dependem do par superfície-líquido, σ representa a tensão superficial, g a aceleração gravítica, c_{pl} o calor específico do líquido, Pr_l o número de Prandtl, h_{lv} o calor latente, μ_l a viscosidade do líquido, ρ_l e ρ_v a densidade do líquido e do vapor, respetivamente e, ΔT_e o excesso de temperatura.

O ponto C assinala o fluxo crítico de calor. Este ponto representa o fluxo de calor máximo que um líquido consegue retirar a uma superfície. A partir deste ponto, começa o regime de transição entre o regime de nucleação desenvolvida e o regime de ebulição em película, região compreendida entre as letras C e D. Neste regime, verifica-se uma intermitência entre ebulição por nucleação desenvolvida e ebulição em película, daí ser também denominado por regime de película instável. A fração de vapor, junto da superfície, tende a aumentar com o excesso de temperatura. Devido ao facto da condutividade térmica do vapor ser inferior à do líquido, o fluxo de calor (q'') e o coeficiente de transferência de calor

diminuem. O ponto D refere-se ao ponto de Leidenfrost, onde o fluxo de calor é mínimo. A partir deste ponto começa o regime de ebulição em película, onde toda a superfície se encontra coberta por uma película de vapor. Nesta fase, a transmissão de calor dá-se por condução e radiação [17] e [20].

2.2.2 Ebulição em escoamento

Na ebulição em escoamento, o líquido tem um movimento direcionado provocado por fontes externas, como uma bomba, por exemplo. Assim, o movimento do fluido deve-se à combinação da flutuabilidade das bolhas originadas nas nucleações com o movimento originado pelas forças externas. Este tipo de ebulição é fortemente dependente do tipo de escoamento que pode ser classificado como escoamento interno ou externo. O primeiro ocorre no interior de um tubo com uma determinada secção enquanto que, o segundo ocorre sobre uma placa ou no exterior de uma geometria, como um cilindro, a título de exemplo.

A figura 2.2 representa a curva de ebulição em escoamento, que tem um comportamento semelhante à curva de ebulição em meio quiescente. Até ao ponto A', a transferência de calor é efetuada por convecção forçada monofásica. A partir do ponto A', onde se verifica o início da nucleação, verifica-se o aumento do declive, o que representa o aumento do coeficiente de transferência de calor (h) devido à contribuição da mudança de fase do líquido. Nesta fase surgem as primeiras bolhas de vapor, de forma discreta, junto à superfície. Por isso, a zona compreendida entre os pontos A' e B' denomina-se de regime de nucleação parcial, tal como na ebulição em piscina. Entre B' e C' ocorre o regime de nucleação completamente desenvolvida, onde se verifica um aumento de frequência de libertação de bolhas de vapor. O ponto C' representa o fluxo de calor máximo. A partir deste ponto, o coeficiente de transferência de calor começa a diminuir devido à formação de zonas de vapor, impedindo que a superfície se molhe, entrando assim no regime de transição entre o regime de nucleação desenvolvida e o regime de ebulição em película. No regime de transição, entre os pontos C' e D', existe uma intermitência entre a secagem e a molhagem da superfície. Após o ponto D' a superfície fica completamente coberta por uma película de vapor.

A figura 2.3 representa os diferentes regimes de escoamento que ocorrem dentro de um tubo para fluxos de calor moderados. Enquanto a superfície do tubo se encontra abaixo da temperatura de saturação, o líquido retira calor à superfície através de convecção forçada. Quando a temperatura excede a temperatura de saturação começam a surgir as primeiras bolhas de vapor. O excesso de temperatura (T_e) necessário, para que isto aconteça, depende das características da superfície e do líquido. As primeiras bolhas de vapor podem surgir mesmo que a temperatura uniforme do líquido seja inferior à temperatura de saturação, ocorrendo assim nucleação subarrefecida. Com o aumento da temperatura da superfície, a frequência de nucleações torna-se superior e inicia-se a coalescência entre bolhas de vapor. A fração de vapor começa a aumentar e desenvolve-se um escoamento anelar onde, na região interior circula vapor e, junto às paredes circula líquido. Quando deixa de haver líquido em contacto com a superfície dá-se a secagem da parede, onde apenas existem gotas de líquido a circular no interior do tubo. Quando este fenómeno ocorre, o coeficiente de transferência de calor diminui subitamente devido

à formação de película de vapor junto da superfície. Por fim, quando apenas se tem vapor dentro do tubo, o mecanismo de transmissão de calor volta a ser a convecção forçada mas, desta vez, de vapor.

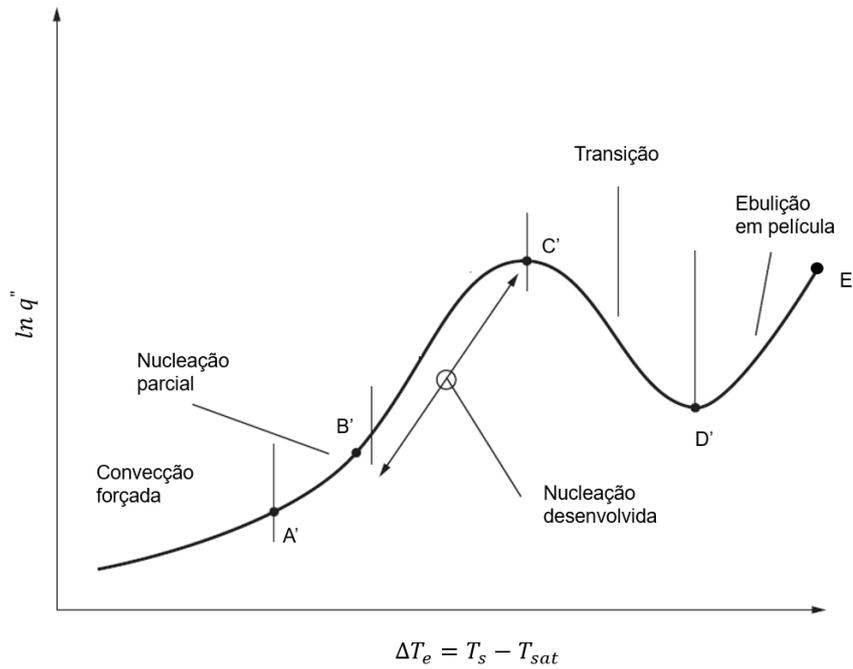


Figura 2.2: Representação da curva de ebulição em escoamento, adaptada de [20]

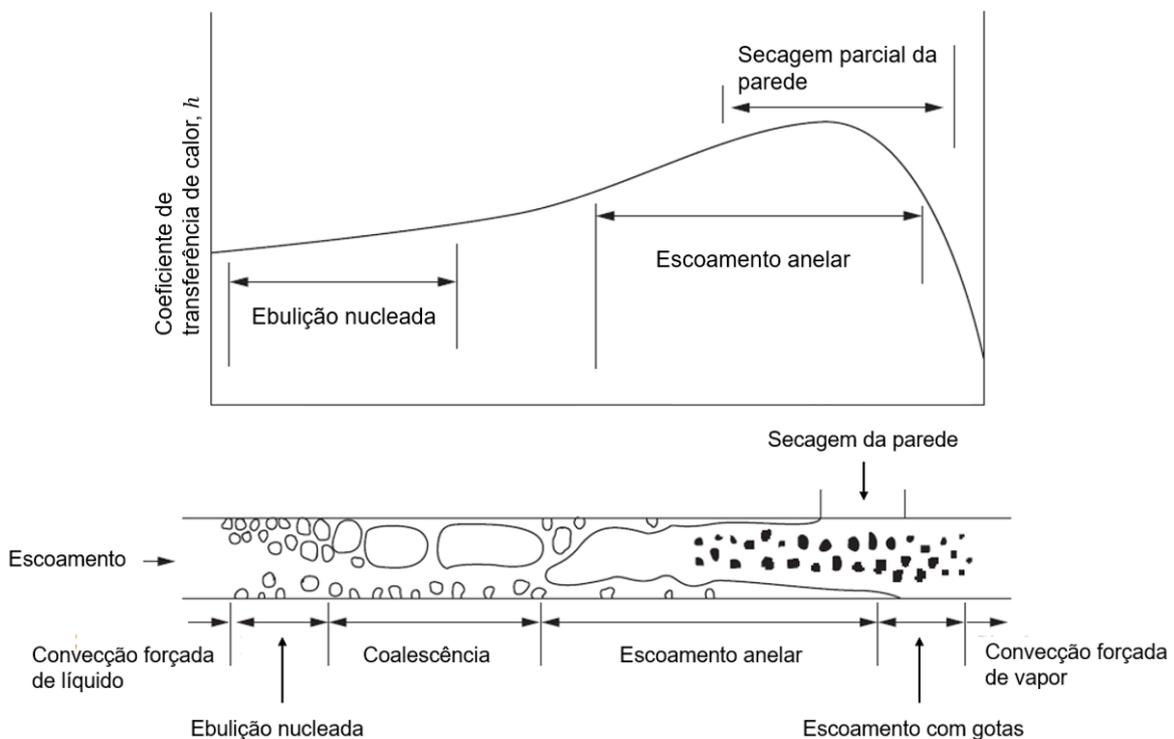


Figura 2.3: Representação dos regimes de escoamento num tubo horizontal e comportamento do coeficiente de transferência de calor, adaptada de [20]

2.3 Molhabilidade

A molhabilidade implica a interação entre um líquido e uma superfície sólida. Esta pode ser definida como a capacidade que um líquido tem de se espalhar numa determinada superfície ou pela penetração do líquido num meio sólido poroso, segundo Grundke et al [22]. Após deposição de um líquido numa superfície, uma forma estática é alcançada, sendo a sua forma definida por um equilíbrio de forças entre as interfaces líquida, sólida e gasosa, sendo caracterizada pelo ângulo de contacto na interface sólido/líquido/gás.

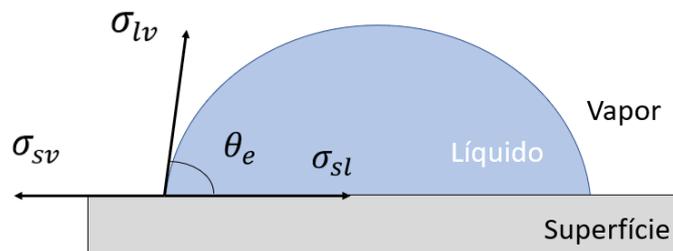


Figura 2.4: Esquema representativo de ângulo de contacto, adaptado de [23]

Considerando a superfície como perfeitamente homogénea, a equação de Young demonstra o balanço das tensões interfaciais [24]

$$\sigma_{lv} \cos \theta_e + \sigma_{ls} = \sigma_{sv} \quad (2.8)$$

onde σ_{lv} representa a tensão interfacial entre a fase líquida e gasosa, σ_{sv} a tensão interfacial entre a fase sólida e líquida, σ_{ls} a tensão interfacial entre a fase líquida e sólida e θ_e o ângulo de contacto estático entre as fases líquida e sólida. Para que as condições da equação 2.8 se verifiquem, é necessária a minimização da energia de Gibbs, ou seja, atingir o equilíbrio do sistema para pressão e temperatura constante.

Para a caracterização da molhabilidade de uma superfície, o ângulo de contacto estático é um indicativo útil. O ângulo de contacto entre o líquido e a superfície é medido, experimentalmente, a partir do método da gota séssil que consiste na deposição de uma gota de líquido sobre a superfície e em aplicar o balanço de forças acima mencionado. Consoante o seu valor, o ângulo de contacto identifica diferentes regimes de molhabilidade entre o líquido e a superfície. Para ângulos de contacto estáticos $10^\circ < \theta_e < 90^\circ$ é considerada uma condição de alta molhabilidade ou hidrofílica e, para $90^\circ < \theta_e < 150^\circ$ é considerada uma condição de baixa molhabilidade ou hidrofóbica. Os cenários com $\theta_e = 0^\circ$ e $\theta_e = 180^\circ$ são considerados de molhabilidade extrema que, na prática, são difíceis de se alcançar. Koch e Barthlott [25] denominam de superfícies superhidrofílicas e superhidrofóbicas para $\theta_e < 10^\circ$ e $\theta_e > 150^\circ$ respetivamente. Os diferentes regimes de molhabilidade podem ser observados nas figuras 2.5 a 2.8, adaptadas de [26].

$$\theta_e < 10^\circ$$

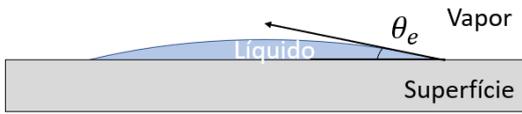


Figura 2.5: Regime superhidrofílico

$$10^\circ < \theta_e < 90^\circ$$

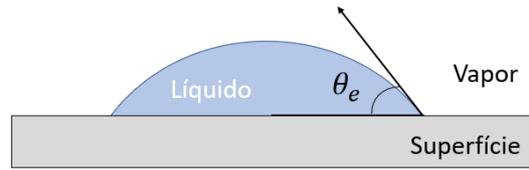


Figura 2.6: Regime hidrofílico

$$90^\circ < \theta_e < 150^\circ$$

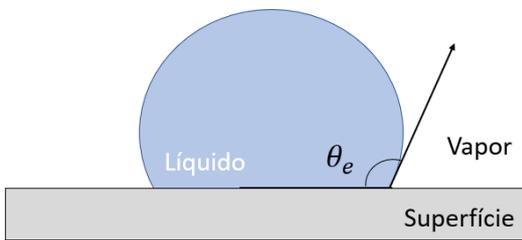


Figura 2.7: Regime hidrofóbico

$$\theta_e > 150^\circ$$

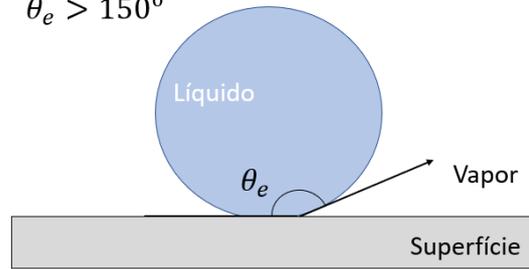


Figura 2.8: Regime superhidrofóbico

A equação de Young (eq: 2.8) assume uma superfície perfeitamente homogênea em termos de topografia e químicos, o que não pode ser alcançado porque todas as superfícies apresentam rugosidade. A existência de rugosidade interfere na interação entre as fases sólida, líquida e gasosa e, conseqüentemente, na medição do ângulo de contacto.

Wenzel [27] e Cassie e Baxter [28] abordam esta temática de formas distintas. Primeiramente, Wenzel apresentou um modelo de molhabilidade homogêneo onde as cavidades que representam a rugosidade da superfície são preenchidas, na sua totalidade, pelo líquido, como demonstrado na figura 2.9. Assim, θ_W , ângulo de contacto aparente de Wenzel, é dado pela equação 2.9:

$$\cos\theta_W = r_f \cos\theta_e \quad (2.9)$$

Onde r_f representa o fator de rugosidade que é determinado pelo rácio entre a área da superfície molhada pelo líquido e área da superfície projetada. Uma vez que não há superfícies homogêneas em termos de topografia, a área molhada é sempre superior à área projetada e, conseqüentemente $r_f > 1$.

Cassie e Baxter formularam um modelo heterogêneo onde as cavidades de uma superfície rugosa são preenchidas por bolsas de ar. Estas bolsas evitam que toda a área da superfície seja molhada pelo líquido. Assim, θ_{CB} , ângulo de contacto aparente de Cassie e Baxter, é dado pela equação 2.10:

$$\cos\theta_{CB} = 1 - f_r(\cos\theta_e - 1) \quad (2.10)$$

Onde f_r define o rácio entre a área projetada da superfície e a área de contacto da interface superfície-líquido. Os dois modelos estão representados esquematicamente nas figuras 2.9 e 2.10, adaptadas de [29].

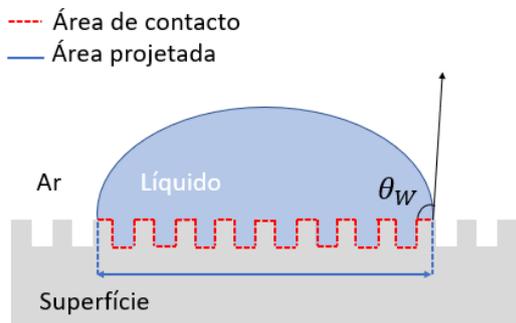


Figura 2.9: Representação do modelo de molhabilidade de Wenzel.

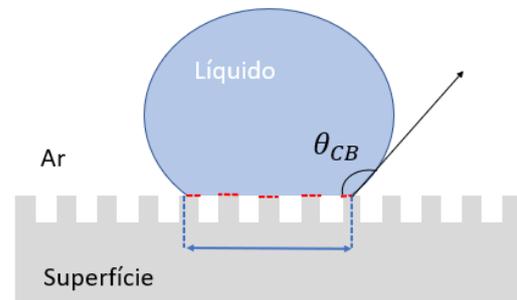


Figura 2.10: Representação do modelo de molhabilidade de Cassie e Baxter.

O método da gota sésil consiste na deposição de uma gota de líquido numa superfície sólida e envolvida por um meio gasoso, como referido anteriormente. Porém, no fenómeno de ebulição tem-se a formação de bolhas de vapor numa superfície sólida, envolvida por um líquido. O balanço de tensões interfaciais na linha de contacto fica, assim, alterado. Na figura 2.11 encontra-se uma representação esquemática do ângulo de contacto (θ) em ebulição.

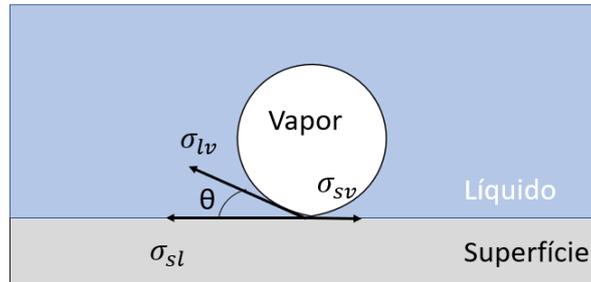


Figura 2.11: Esquema representativo de ângulo de contacto em ebulição, adaptado de [23]

2.4 Nucleação

A mudança de fase de um líquido para vapor é designada por nucleação e pode ser classificada como nucleação homogénea ou nucleação heterogénea. No primeiro caso, a nucleação dá-se no interior do líquido, isto é, afastada da superfície que transfere calor. No segundo caso, a nucleação ocorre em irregularidades ou impurezas nas superfícies que transmitem calor. O material, o tipo de acabamento e o nível de oxidação ou contaminação da superfície influenciam o número, o tamanho e a geometria dessas cavidades [20]. As cavidades presentes nas irregularidades das superfícies aprisionam bolsas de ar que se tornarão em pontos de nucleação para excessos de temperatura (ΔT_e) relativamente pequenos, quando comparados com os necessários para a ocorrência de nucleação homogénea. A nucleação heterogénea pode também ocorrer dentro de uma fina camada de líquido

sobreaquecida, mesmo quando a temperatura média do líquido é inferior à temperatura de saturação (T_{sat}). De acordo com Hsu [30], a maior parte das cavidades, numa superfície, tem uma geometria cônica. A figura 2.12 mostra o crescimento de uma bolha no interior de uma cavidade cônica.

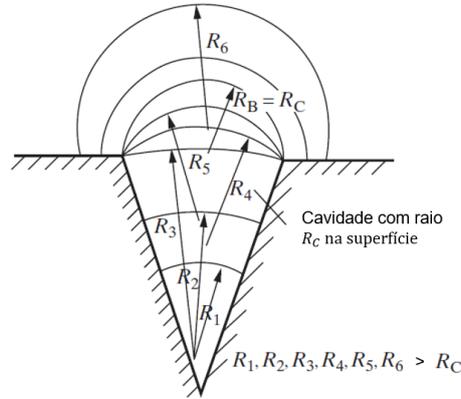


Figura 2.12: Representação de nucleação em cavidades cônicas, adaptada de [20]

Para estabilizar o crescimento de uma bolha é necessário atingir um estado de equilíbrio. O balanço de forças existentes na interface líquido-sólido mostra que a diferença entre a pressão no interior da bolha de vapor (p_v) e a pressão do líquido envolvente (p_{liq}) equivale à tensão superficial (σ) sobre o raio da cavidade (r_c), como mostra a equação 2.11.

$$p_v - p_{liq} = \frac{2\sigma}{r_c} \quad (2.11)$$

É também necessário atingir um equilíbrio térmico que é alcançado quando a temperatura do líquido iguala a temperatura de saturação do vapor à pressão p_v . Através da equação de Clausius-Clapeyron pode determinar-se o sobreaquecimento necessário ao equilíbrio, através da equação 2.12:

$$T_{liq} - T_{sat} = \frac{T_{sat} 2\sigma}{h_{lv} \rho_v r_c} \quad (2.12)$$

Onde T_{liq} representa a temperatura do líquido, T_{sat} a temperatura de saturação do líquido a uma determinada pressão, ρ_v a densidade do vapor e h_{lv} o calor latente.

Hsu [30] defende que para haver o crescimento de uma bolha é necessário que esta esteja circundada por líquido a uma temperatura superior. O gradiente de temperatura provoca o aquecimento da bolha de vapor, que leva à evaporação na interface líquido-vapor.

Bankoff [31] definiu um critério para a retenção de vapor em cavidades, como mostra a equação 2.13:

$$2\Phi > \theta_m \quad (2.13)$$

Onde Φ representa o ângulo entre a horizontal e a parede da cavidade e θ_m representa o ângulo de contacto dinâmico do líquido em movimento.

Wang e Dhir [32] definiram também um critério para a retenção de vapor em cavidades de uma

superfície, consoante a geometria da cavidade.

$$\theta > \Phi_{min} \quad (2.14)$$

Onde θ representa o ângulo de contacto. A figura 2.13 mostra como determinar Φ_{min} consoante a geometria da cavidade.

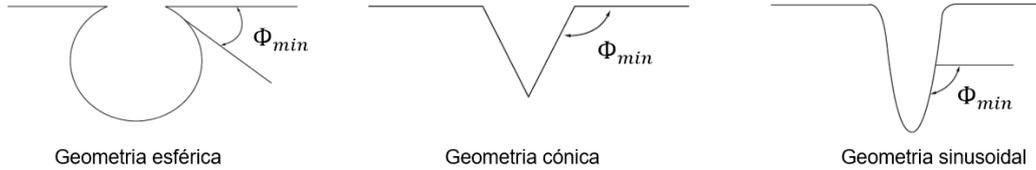


Figura 2.13: Representação de Φ_{min} em diferentes geometrias, adaptada de [20]

2.5 Dinâmica das bolhas

Uma bolha cresce, a partir de gás presente na cavidade, durante um período de tempo, denominado período de crescimento, t_{gr} . Quando a bolha atinge um tamanho crítico descola da superfície, deixando vapor na cavidade que a criou e que, posteriormente, dará origem a uma nova bolha. O movimento da bolha, que descola da superfície, provoca o movimento de líquido para a área da superfície de onde a bolha descolou.

Para ocorrer a descolagem de uma bolha é necessário que a fluatibilidade seja superior à tensão superficial, arrasto hidrodinâmico e à inércia. Fritz [33] definiu uma correlação que prevê o diâmetro de uma bolha para que ocorra descolagem.

$$D_d = 0,0208\theta \sqrt{\frac{\sigma}{g\Delta\rho}} = 0,0208\theta \sqrt{\frac{\sigma}{g(\rho_l - \rho_v)}} \quad (2.15)$$

Cole e Shulman [34] apresentaram uma modificação da correlação de Fritz, onde adicionaram a taxa de crescimento da bolha de vapor, dD_d/dt , em mm/s .

$$D_d = 0,0208\theta \sqrt{\frac{\sigma}{g\Delta\rho}} [1 + 0,0025(dD_d/dt)^{3/2}] \quad (2.16)$$

Phan et al [35] também definiram uma correlação para o diâmetro de descolagem para ângulos de contacto inferiores a 90° .

$$D_d = 0,626977 \frac{(2 + 3\cos\theta - \cos^3\theta)}{4} \sqrt{\frac{\sigma}{g\Delta\rho}} \quad (2.17)$$

A nucleção ocorre a uma determinada frequência que é função dos tempos de crescimento e de espera. Zuber [36] definiu a frequência de descolagem como:

$$f = \frac{1}{t_{gr} + t_{esp}} \quad (2.18)$$

Onde o tempo de crescimento (t_{gr}) representa o tempo crescimento da bolha, desde o aparecimento até à descolagem e, o tempo de espera (t_{esp}) representa o tempo desde a descolagem de uma bolha e o aparecimento da bolha seguinte, no mesmo local de nucleação. A frequência de nucleação e o diâmetro da bolha estão relacionados. Para diâmetros menores verificam-se frequências maiores e para diâmetros maiores verificam-se frequências menores. Jakob e Fritz [37] definiram que o produto entre a frequência de nucleação e o diâmetro é constante. Zuber [36] definiu:

$$f \cdot D_d = \frac{1,18}{2} \left[\frac{\sigma g (\rho_l - \rho_v)}{\rho_l^2} \right]^{1/4} \quad (2.19)$$

Grassment et al [38] definiram a frequência de nucleação como:

$$f = \left(\frac{0,314g(\rho_l - \rho_v)}{D_d \rho_l} \right)^{1/2} \quad (2.20)$$

2.6 Identificação do início de ebulição

O início da ebulição nucleada marca a fronteira entre a transferência de calor monofásica e a transferência de calor bifásica. Até ao início da ebulição nucleada, o mecanismo de transmissão de calor é a convecção forçada e, após o início da ebulição nucleada existe uma combinação de convecção forçada com ebulição [39]. Durante a transmissão monofásica, a temperatura da superfície e, conseqüentemente, o excesso de temperatura, variam linearmente com o aumento de fluxo de calor. Quando a temperatura da superfície supera a temperatura de saturação do líquido e atinge um determinado excesso de temperatura, as primeiras bolhas de vapor surgem. Este fenómeno faz com que a temperatura da superfície se mantenha constante, ou até mesmo diminua, com o aumento do fluxo de calor. Isto faz com que a curva de ebulição se afaste da linha de transferência de calor por convecção forçada. Assim, o início de ebulição nucleada pode ser definida como o ponto onde a curva de ebulição se afasta da linha de convecção forçada [40], como representado pelo ponto B, na figura 2.14.

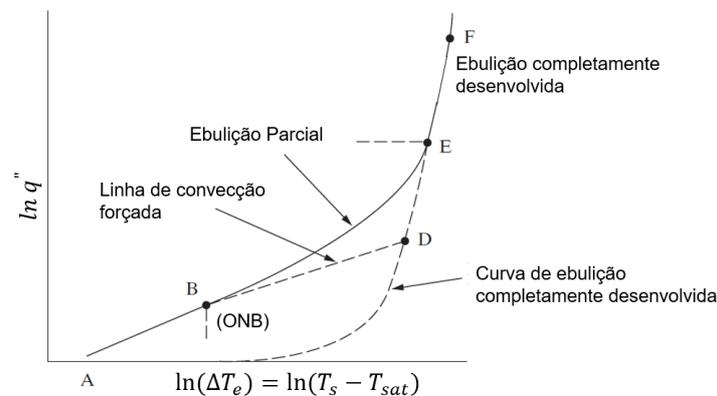


Figura 2.14: Representação gráfica do início de ebulição nucleada, adaptada de [20]

Visualmente, o início da ebulição nucleada dá-se com o aparecimento das primeiras bolhas de vapor, na superfície aquecida, como mostra a figura 2.15.

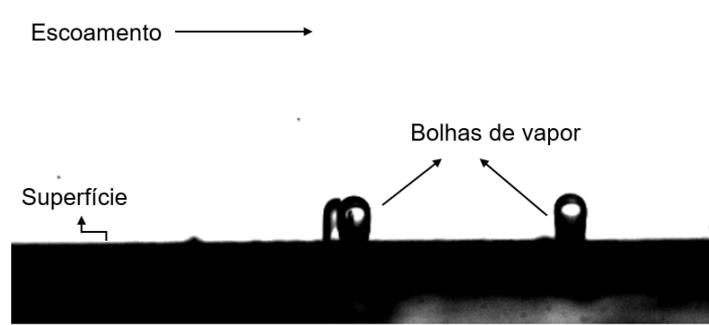


Figura 2.15: Detecção visual de início da ebulição nucleada

O início de ebulição nucleada dá-se para um determinado excesso de temperatura e fluxo de calor, que dependem do ângulo de contacto, caudal mássico do escoamento e do subarrefecimento do líquido.

Aumentando o caudal mássico do escoamento, está-se a aumentar a velocidade do mesmo, uma vez que a área da secção se mantém constante. Com o aumento da velocidade do escoamento, a camada limite térmica diminui a sua espessura, diminuindo o número de cavidades ativas no processo da nucleação.

O subarrefecimento do líquido, definido como $\Delta T_{sub} = T_{sat} - T_{in}$, quantifica a diferença entre a temperatura do líquido e a temperatura de saturação do mesmo. Este parâmetro tem influência na incipiência da ebulição. Assim como a velocidade de escoamento, o aumento do subarrefecimento, diminui o número de cavidades ativas. Estudos como o de Hong et al [40] e Basu et al [39] mostram as diferenças de excesso de temperatura e de fluxo de calor para o ONB para diferentes caudais mássicos e temperaturas de arrefecimento. O aumento do caudal mássico obriga a um fluxo de calor e a um excesso de temperatura superiores para que ocorra o início da ebulição nucleada. O aumento do subarrefecimento também obriga a um aumento de fluxo de calor e de excesso de temperatura para que as primeiras bolhas de vapor comecem a surgir. As figuras 2.16 e 2.17 sustentam as conclusões acima referidas.

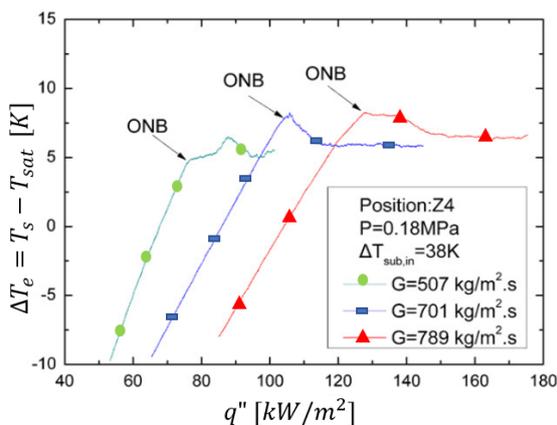


Figura 2.16: Influência do caudal mássico no ONB, adaptado de [40]

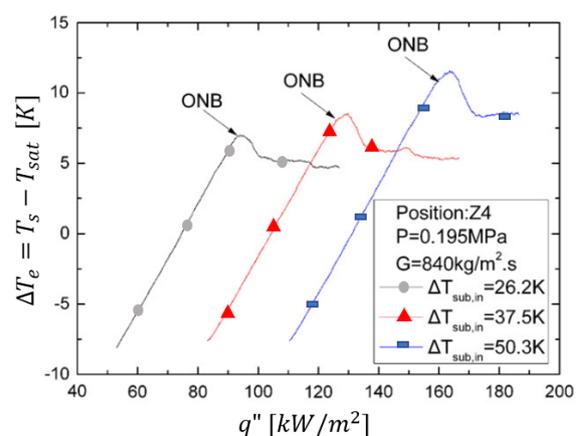


Figura 2.17: Influência do subarrefecimento no ONB, adaptado de [40]

A rugosidade da superfície também tem relevância no início da ebulição nucleada. Estudos como o de Sun et al [41], mostram que o aumento da rugosidade diminui o excesso de temperatura necessário

para o início da ebulição.

Existem assim, várias opções para determinar o início de ebulição nucleada, experimentalmente. A mais usada, pela comunidade científica, é verificando o ponto em que a curva de ebulição se afasta da linha de convecção forçada. Outro método é a observação direta para detetar a formação das primeiras bolhas. Alguns autores usam, como ponto onde a ebulição nucleada se inicia, o ponto em que o gráfico da temperatura da superfície aquecida deixa de aumentar, passando a ser constante ou, até mesmo, diminuir alguns graus. A oscilação de pressão também é considerada como fator para determinar, experimentalmente, o início da ebulição nucleada. Com o surgimento de bolhas de vapor, foram observadas oscilações nas tomadas de pressão. Kandlikar et al [42] realizaram um estudo acerca das oscilações da queda de pressão em microcanais, em função da orientação do escoamento. Alguns autores concluíram que o aumento de pressão, devido à existência de bolhas de vapor, pode diminuir e reverter o escoamento, caso este aumento de pressão ultrapasse as forças de inércia do escoamento. Hetsroni et al [43] e Kandlikar et al [42] reportaram este fenómeno em microcanais, enquanto que Kakac e Bon [44] verificaram este fenómeno para canais com dimensões convencionais. Celata et al [45] determinou, experimentalmente, o início de ebulição nucleada através dos desvios da queda de pressão quando comparada com a queda de pressão em escoamentos monofásicos.

Na literatura existem algumas correlações para prever o início da ebulição nucleada. Porém, o fenómeno da ebulição é dependente das condições em que este ocorre e, por isso, torna-se difícil concluir qual correlação utilizar.

Hsu [30] apresentou uma correlação que admite um excesso de temperatura mínimo para o início de ebulição nucleada.

$$q''_{ONB} = \frac{k_{liq} h_{lv} \rho_v (T_s - T_{sat})^2}{12.8 \theta T_{sat}} \quad (2.21)$$

Bergles e Rohsenow [4], através de extensivos estudos para o escoamento com água, definiram a seguinte correlação:

$$(T_s - T_{sat})_{ONB} = 0,556 \left[\frac{q''}{1082 p^{1,156}} \right]^{0,463 p^{0,0234}} \quad (2.22)$$

Onde T_s representa a temperatura da superfície aquecida e T_{sat} representa a temperatura de saturação do líquido, ambas em K . A pressão é representada por p , em bar e o fluxo de calor é representado por q'' , em W/m^2 .

O modelo de Davis e Anderson [46], para determinar o início da ebulição nucleada, é baseado na solução analítica das mesmas equações que deram origem à correlação de Bergles e Rohsenow, porém, foi acrescentado o ângulo de contacto estático como fator para o início da nucleação.

$$(T_s - T_{sat})_{ONB}^2 = \frac{8(1 + \cos\theta)C}{k_{liq}} q'' \quad (2.23)$$

Onde C é determinado através de:

$$C = \frac{\sigma T_{sat}}{\rho_l h_{lv}} \quad (2.24)$$

Marsh e Mudawar [47] desenvolveram uma correlação para escoamentos turbulentos de líquido em queda.

$$q''_{ONB} = \frac{1}{C} \frac{k_{liq} h_{lv}}{8\sigma T_{sat} \rho_v} (T_s - T_{sat})_{ONB}^2, \quad C = 3,5 \quad (2.25)$$

Porém, responsabilizaram a aproximação linear de temperatura perto da superfície aquecida pela falta de precisão dos resultados.

Kandlikar et al [48] ajustaram a correlação de Hsu, usando computação numérica, para determinar o excesso de temperatura mínimo para o início da ebulição nucleada.

$$q''_{ONB} = \frac{k_{liq} h_{lv} \rho_v (T_s - T_{sat})^2}{8.8\theta T_{sat}} \quad (2.26)$$

Basu et al [39] criaram a seguinte correlação, baseada nos dados retirados de experiências realizadas com escoamentos de água, fluidos refrigerantes R-113 e R-11 sobre diferentes superfícies metálicas.

$$(T_s - T_{sat})_{ONB} = \frac{2\sigma T_{sat}}{R_C^* F \rho_v h_{lv}} \quad (2.27)$$

Onde R_C^* e F são determinados pelas equações 2.28 e pela 2.29, respetivamente.

$$R_C^* = \left(\frac{2\sigma T_{sat} k_{liq}}{h_{lv} q'' \rho_v} \right)_{ONB}^2 \quad (2.28)$$

$$F = 1 - \exp \left[- \left(\frac{\pi\theta}{180} \right)^3 - 0,5 \left(\frac{\pi\theta}{180} \right) \right] \quad (2.29)$$

Os estudos de Basu et al cobriram pares superfície-líquido com ângulos de contacto estático entre 1° e 85° .

Kandlikar [49] voltou a recorrer à computação numérica para obter uma correlação que estimasse o fluxo de calor necessário para o início de ebulição nucleada para escoamentos em mini e microcanais.

$$q''_{ONB} = \frac{k_{liq} \sin\theta}{1,1r_c} \left[(T_s - T_{sat}) - \frac{2\sigma T_{sat} \sin\theta}{h_{lv} \rho_v r_c} \right] \quad (2.30)$$

Hong et al [40] apresentaram uma correlação para microcanais onde um dos parâmetros relevantes é a altura do microcanal, H . Sendo a altura do microcanal considerada o comprimento característico para o cálculo do número de Reynolds, Re .

$$(\Delta T_e^*)_{ONB} = 0,05 Re^{0,156} \left(\frac{\rho_v}{\rho_l} \right)^{-0,413} q_{ONB}^{*1,321} \quad (2.31)$$

Onde $(\Delta T_e^*)_{ONB}$, definido como excesso de temperatura adimensional e q_{ONB}^* , definido como fluxo de calor adimensional, são determinados pelas equações 2.32 e 2.33, respetivamente.

$$(\Delta T_e^*)_{ONB} = \frac{(\Delta T_e)_{ONB}}{T_{sat}} = \frac{(T_s - T_{sat})_{ONB}}{T_{sat}} \quad (2.32)$$

$$q_{ONB}^* = \frac{q''_{ONB}}{Gh_{lv}} \quad (2.33)$$

Onde G representa o fluxo mássico.

Destacam-se ainda os estudos de Sato e Matsumura [50], de Celata et al [45], de Ghiaasiaan e Chedester [51].

2.7 Condução de calor

Assumindo condução de calor unidimensional, regime estacionário sem geração de calor e com condutividade térmica constante, é possível determinar o calor que atravessa uma superfície através da equação de Fourier [17]:

$$q_x = -kA \frac{dT}{dx} = \frac{kA}{L}(T_1 - T_2) \quad (2.34)$$

Dividindo pela área, A , obtém-se o fluxo de calor:

$$q_x'' = \frac{q_x}{A} = -k \frac{dT}{dx} = \frac{k}{L}(T_1 - T_2) \quad (2.35)$$

Outro conceito importante na condução de calor unidimensional é o conceito de resistência térmica, neste caso, a resistência térmica de condução, R_{cond} :

$$R_{cond} = \frac{T_1 - T_2}{q_x} = \frac{L}{kA} \quad (2.36)$$

Através deste conceito é possível fazer uma analogia entre a condução de calor e um circuito elétrico, tal como representado na figura 2.18.

Caso a condução de calor ocorra através de diferentes materiais com diferentes espessuras, são acrescentadas resistências térmicas em série e/ou em paralelo ao circuito térmico, como mostra a figura 2.19, neste caso, as resistências são adicionadas em série.

Assim sendo, o calor pode ser determinado através da equação:

$$q_x = \frac{T_1 - T_4}{\sum R_{total}} = \frac{T_1 - T_4}{(L_A/k_A A) + (L_B/k_B A) + (L_C/k_C A)} \quad (2.37)$$

Neste tipo de situações, onde existem múltiplos materiais, é usual usar-se o coeficiente total de transferência de calor, U , para determinar o calor.

$$q_x = UA\Delta T \quad (2.38)$$

Onde o coeficiente total de transferência de calor é determinado através da equação 2.39:

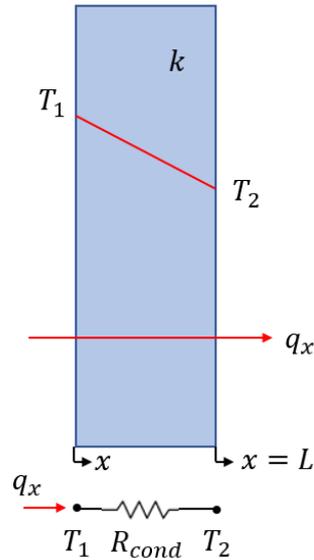


Figura 2.18: Condução de calor unidimensional: distribuição de temperatura e circuito térmico equivalente, adaptado de [17]

$$U = \frac{1}{R_{total}A} = \frac{1}{(L_A/k_A) + (L_B/k_B) + (L_C/k_C)} \quad (2.39)$$

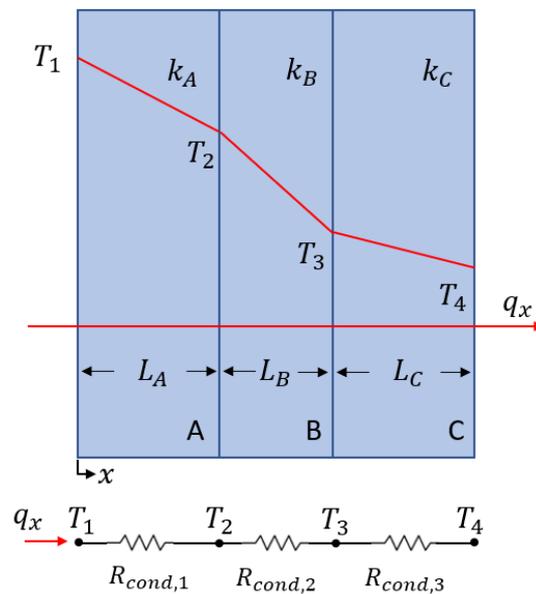


Figura 2.19: Condução de calor unidimensional por diferentes materiais: distribuição de temperatura e circuito térmico equivalente, adaptado de [17].

Pode-se também associar o conceito de resistência térmica à transmissão de calor por convecção, como mostra a equação 2.40 e, por radiação, como mostra a equação 2.41.

$$R_{conv} = \frac{T_s - T_\infty}{q_x} = \frac{1}{hA} \quad (2.40)$$

$$R_{rad} = \frac{T_s - T_\infty}{q_{rad}} = \frac{1}{h_r A} \quad (2.41)$$

Onde h_r representa o coeficiente de transferência de calor por radiação. Porém, para estimar o fluxo de calor a atravessar a superfície de calor, apenas se consideraram as resistências térmicas de condução.

Capítulo 3

Trabalho experimental

No presente capítulo, a instalação e o procedimento experimental estão detalhadamente descritos. Paralelamente, são mencionados os processos realizados para o tratamento de dados e realizada uma caracterização das capacidades de funcionamento da instalação e quantificação de incertezas.

3.1 Instalação experimental

Para avaliar as condições críticas para a ocorrência de ebulição, adaptou-se a instalação experimental criada por Nikulin et al. [52] e Andrade [53]. A adaptação baseia-se na adição de uma secção que recria o funcionamento de um arrefecedor intermédio do tipo líquido-ar (WCAC) e, que permite a observação do fenómeno de ebulição. A instalação está representada, esquematicamente, na figura 3.1.

A instalação experimental é constituída por um reservatório (1), onde é depositado o líquido de trabalho; uma bomba (4), 5KH36MNA445X da GE, cuja função é aplicar pressão no líquido de trabalho para que este se escoe pela instalação; válvulas, onde duas (2) e (3) servem para regular o caudal mássico que escoar pela instalação e uma terceira válvula (13) que funciona como dispositivo de segurança, para escoar o vapor acumulado dentro da secção de testes. Para saber qual o caudal mássico que está a ser transportado para a secção de testes, existe um medidor de caudal de Coriolis (5), mini CORI-FLOW da Bronkhorst, representado pela figura 3.3. Uma secção de desenvolvimento (6) sucede ao medidor de caudal, onde o líquido pode ser aquecido, através de uma fonte de alimentação (14), HY5050EX da Volteq, que impõe corrente aos tubos da secção de desenvolvimento, aquecendo-os por efeito de Joule. A secção de desenvolvimento leva o líquido até à secção de testes (7), onde ocorre o fenómeno da ebulição. A secção de testes possui um conjunto de sensores de temperatura e pressão que estão ligados a um sistema de aquisição de dados (8), DT9828 da Data Translation, representado pela figura 3.8 e um sensor de fluxo de calor. O sistema de aquisição de dados transmite estes dados a um computador (9). Ligada a um computador está, também, uma câmara de alta velocidade (10) que permite a observação da ebulição. No interior da secção de testes, existe uma resistência de cartucho, da Maxi watt, responsável pelo aquecimento da superfície de teste, que se encontra ligada a

um regulador de tensão (11), SV-4A da Hossoni, representado pela figura 3.2, para controlar a voltagem fornecida à resistência de cartucho. Entre a saída da secção de testes e o reservatório, existe um sistema que permite o arrefecimento ou o aquecimento do líquido de trabalho. Este sistema consiste num depósito, por onde a tubagem da instalação experimental, onde circula o líquido de trabalho, entra, forma uma serpentina no interior desse depósito e sai. O líquido presente no interior do depósito pode ser aquecido através de uma resistência presente no interior do depósito ou pode ser arrefecido por uma unidade de refrigeração, adjacente à instalação experimental. O líquido de trabalho troca assim calor com o líquido presente no interior do depósito, podendo ser aquecido ou arrefecido.

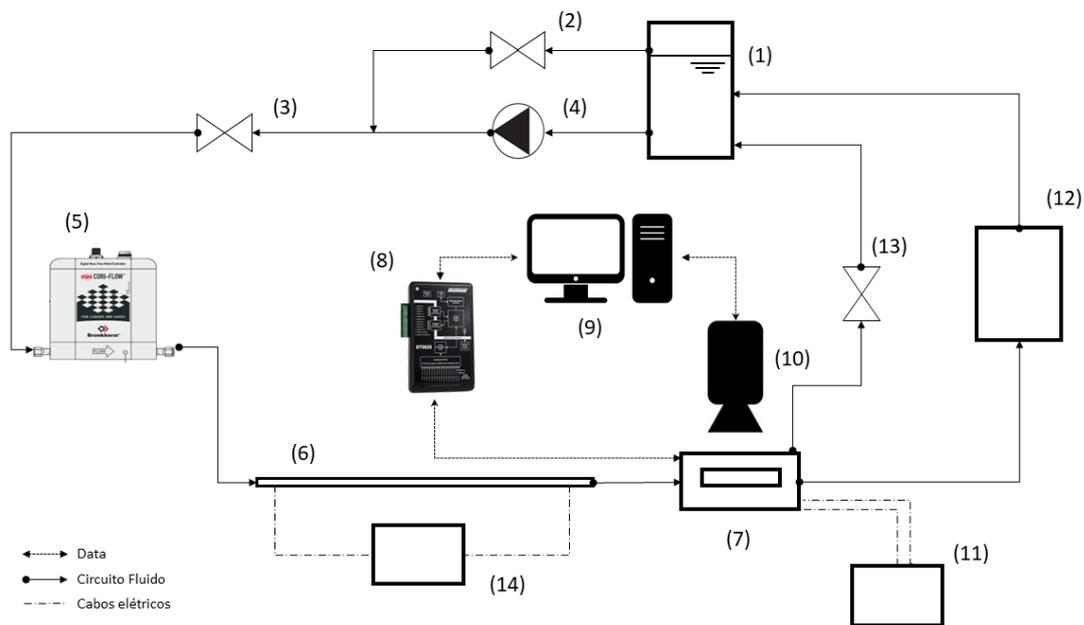


Figura 3.1: Representação esquemática da instalação experimental: (1) reservatório; (2),(3) e (13) válvulas; (4) bomba; (5) medidor de caudal de Coriolis; (6) secção de desenvolvimento; (7) secção de visualização; (8) sistema de aquisição de dados; (9) computador; (10) câmara de alta velocidade; (11) regulador de tensão VARIAC; (12) sistema de arrefecimento e aquecimento; (14) fonte de alimentação DC



Figura 3.2: Regulador de tensão Variac



Figura 3.3: Medidor de caudal de Coriolis [54].

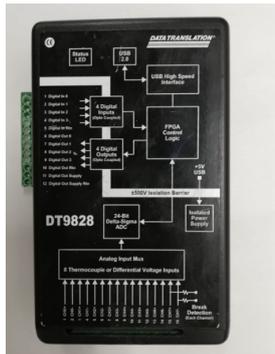


Figura 3.4: Sistema de aquisição de dados - DAQ.



Figura 3.5: Resistência de cartucho [55].

3.1.1 Secção de testes

Um arrefecedor intermédio, do tipo líquido-ar, devido à sua complexidade geométrica, número de componentes e compactação, não permite o acesso ótico ao seu interior. Para colmatar esse problema, foi desenvolvida uma secção de testes que permitisse visualizar o início da ebulição nucleada. Esta secção de testes foi produzida no mesmo material do qual são produzidos os tubos por onde circula o líquido de trabalho, nos permutadores de calor da empresa JDeus.

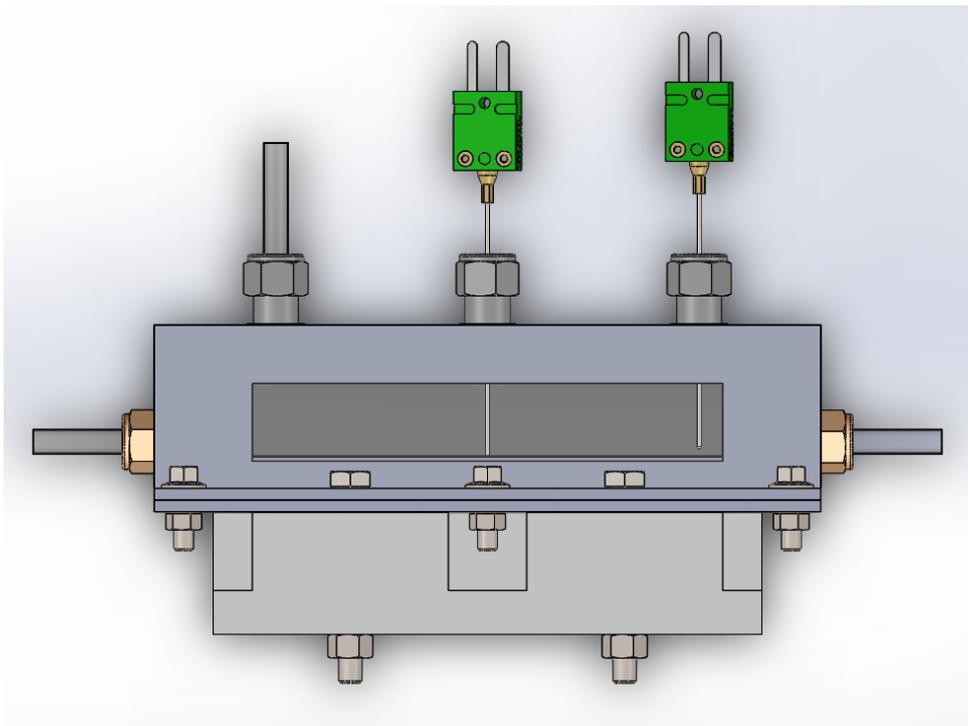


Figura 3.6: Representação gráfica da secção de testes.

A secção de testes foi produzida em alumínio 3003 e é constituída por uma resistência de cartucho (5, figura 3.7), responsável pelo aquecimento da superfície de testes; um adaptador de resistência (4), produzido em cobre pela sua elevada condutividade térmica ($\approx 386W/mK$), que transmite o calor da resistência de cartucho para a superfície de testes (7). Entre o adaptador de resistência e a superfície de testes, existe um sensor de fluxo de calor (6). Este sensor é formado por várias folhas metálicas,

em contacto entre si que, em contacto de calor produzem uma diferença de voltagem entre a camada inferior e superior do sensor. A diferença de potencial é depois convertida para fluxo de calor através de uma correlação fornecida pelo produtor do sensor, a Captec. Para garantir que o calor produzido pela resistência é transmitido à superfície de testes, existe um isolamento (7), produzido em PTFE devido à sua baixa condutividade térmica ($\approx 0,25W/mK$). Existem também três termopares do tipo K, o primeiro (1) para medir a temperatura da superfície de teste, o segundo (2) mede a temperatura de saída do líquido e um terceiro, que se encontra imediatamente antes da secção de testes, para medir a temperatura de entrada do líquido. Por fim, para fechar a secção de testes, a cada um dos lados da mesma, encontra-se colado um vidro resistente a altas temperaturas. Assim, a secção de testes torna-se vedada contra fugas e permite o acesso ótico ao seu interior. Adjacente à secção de testes, encontra-se um subsistema de medição de pressão e uma câmara de alta velocidade que serão detalhados posteriormente.

A secção de testes tem, como dimensões internas, $120 \times 50 \times 20mm$, perfazendo um diâmetro hidráulico $D_h = 28,57mm$. Estas dimensões foram escolhidas para que houvesse uma redução de escala, aproximadamente, de 2:1 no comprimento e na largura, em comparação com as dimensões de um único canal de um arrefecedor intermédio. A altura foi aumentada em cerca de dez vezes, para garantir que a câmara de alta velocidade conseguia registar as bolhas de vapor.

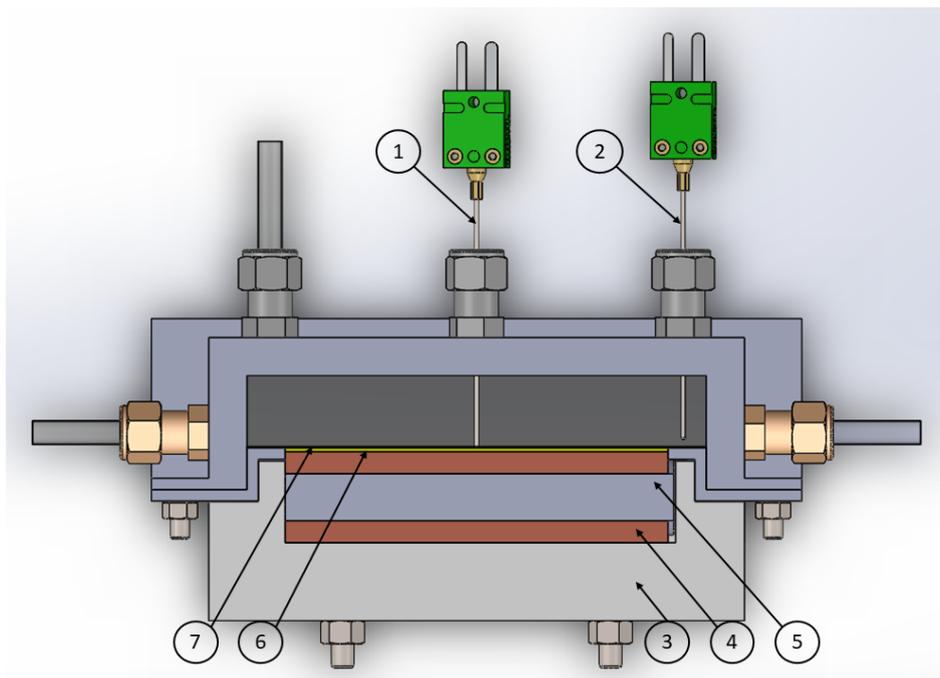


Figura 3.7: Corte da secção de testes: (1) e (2)- termopares; (3)- isolamento; (4)- adaptador de resistência; (5)- resistência de cartucho; (6)- sensor de fluxo de calor; (7)- superfície de teste.

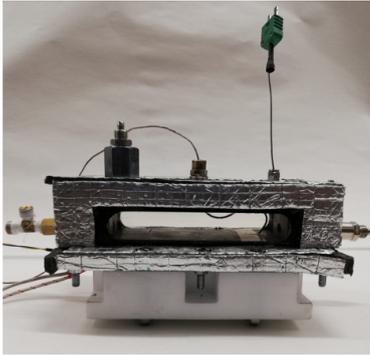


Figura 3.8: Secção de testes, vista frontal.

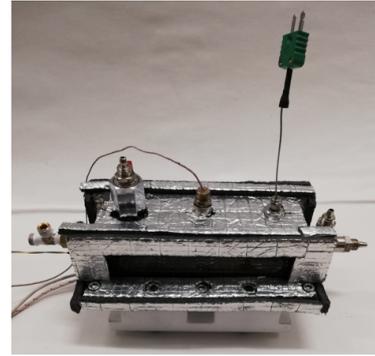


Figura 3.9: Secção de testes, vista superior.

3.1.2 Superfícies de teste

Para a realização dos testes, foram fornecidas, pela empresa JDeus, dois tipos de superfícies. Foram fornecidas superfícies de alumínio 3003 sem qualquer tipo de processo realizado por parte da empresa, vindo exatamente no mesmo estado em que foi entregue à empresa, pelos seus fornecedores. O outro tipo de superfícies fornecidas foi sujeito a um processo de brasagem. A figura 3.10 mostra os dois tipos de superfícies fornecidas com dimensões $120 \times 50 \times 0,3\text{mm}$.

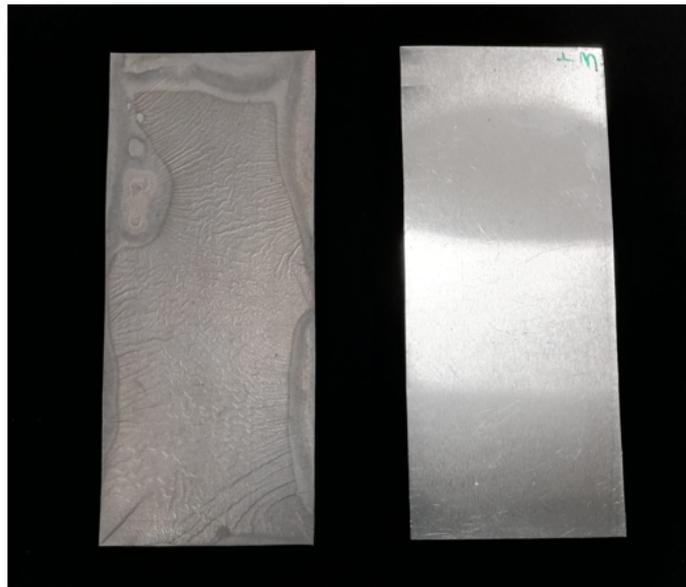


Figura 3.10: Superfície teste brasada (à esquerda) e superfície teste por brasar (à direita), de alumínio 3003.

3.1.3 Medição de pressão

Com o intuito de verificar a existência e de medir oscilações de pressão no início de ebulição nucleada, foi adicionado um subsistema à instalação experimental. Este subsistema é composto por dois sensores de pressão, A-10 da Wika, um para medir a pressão à entrada, cuja ligação se encontra imediatamente antes da secção de testes e outro, para avaliar a pressão à saída, cuja ligação se encontra imediatamente após a secção de testes e, um sistema de aquisição de dados próprio para este tipo de sensores. Este sistema de aquisição de dados, NI USB-6008 da National Instruments, é, também, res-

ponsável pela aquisição dos dados provenientes do sensor de fluxo de calor, devido à incompatibilidade do sensor com o outro sistema de aquisição de dados da instalação experimental.

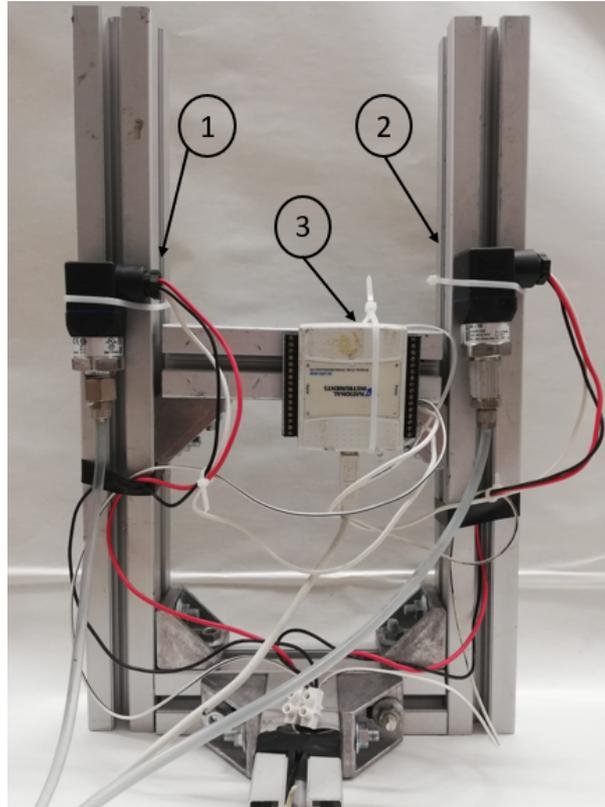


Figura 3.11: Sistema de medição de pressão: (1) sensor de pressão à entrada; (2) sensor de pressão à saída; (3) sistema de aquisição de dados (DAQ).

3.1.4 Câmara de alta velocidade

Para detetar visualmente o início da ebulição nucleada (ONB) utilizou-se uma câmara de alta velocidade Phantom V4.2 Vision Research, como representado na figura 3.12: A câmara permitiu capturar imagens a 1400 frames/s com uma resolução de 512×512 pixel². As definições da câmara foram, durante a realização dos testes, ajustadas para obter maior resolução e para obter um maior número de frames e, assim obter maior detalhe na observação do fenómeno de ebulição. A câmara foi alinhada com a janela de visualização da secção de testes com o auxílio de um suporte de posição regulável. Em posição oposta à câmara, foi utilizado um LED de 50 W, cuja luz branca forneceu o contraste necessário para a observação do fenómeno de nucleação, no interior da secção de testes.

3.2 Capacidade de funcionamento da instalação experimental

Nesta secção apresentam-se os limites de funcionamento da instalação e algumas informações relevantes sobre a mesma. A instalação experimental tem a capacidade para escoar o líquido de trabalho entre 0 e cerca de 90 *kg/h* graças à sua bomba e às válvulas, anteriormente, mencionadas. Com o auxílio do sistema de arrefecimento ou aquecimento, a instalação tem a capacidade de manter



Figura 3.12: Câmara de alta velocidade

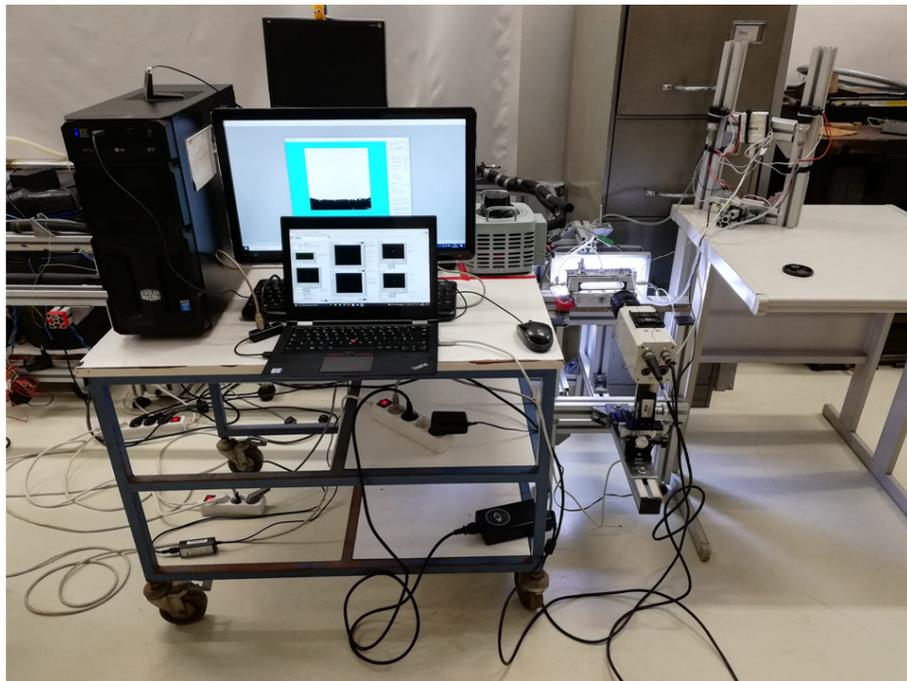


Figura 3.13: Instalação experimental

a temperatura de entrada, na secção de testes, do líquido entre os 10 e os 75 °C. Com o auxílio do regulador de tensão, a temperatura da resistência de cartucho pode ser controlada e elevada até à sua temperatura máxima, cerca de 300 °C. Porém, o sensor de fluxo de calor foi projetado para suportar temperaturas até aos 250 °C. Estas temperaturas, acima mencionadas, são bastante mais elevadas que as temperaturas de saturação dos líquidos utilizados na presente dissertação, o que permite que, no futuro, possam ser testados líquidos de trabalho com temperaturas de saturação superiores. O facto de a secção de testes permitir, de forma acessível, permutar as superfícies de teste, significa que diferentes conjugações de superfície e líquido poderão ser estudadas.

3.3 Procedimento experimental

3.3.1 Medição do ângulo de contacto e da tensão superficial

Sabendo que a nucleação depende do ângulo de contacto e da tensão superficial, determinaram-se estes parâmetros com o auxílio de um tensiómetro THETA, da OneAttention. Para obter o ângulo de contacto estático entre o líquido e a superfície, foi utilizado o método da gota sésil. Este método consiste na deposição de uma gota do líquido sobre a superfície teste. A câmara do tensiómetro captura imagens a uma frequência de 12 *Hz* durante 10 segundos. Em seguida, o software analisa as imagens obtidas e determina o ângulo de contacto entre a superfície e o líquido. Foram analisadas 3 chapas de AA3003 por brasar e 3 chapas de AA3003 brasadas em contacto com água destilada e com a mistura de etilenglicol com água 50/50 em volume. Em cada conjugação superfície/líquido foram realizadas 9 medições, sendo, posteriormente, calculada a média das 9 medições e os desvios máximos superiores e inferiores em relação a essa média. Os resultados obtidos estão representados na tabela 4.1, na secção 4.1. A medição da tensão superficial foi realizada com o mesmo tensiómetro. Para determinar esta propriedade, foi utilizado o método da gota pendente, que consiste na suspensão de uma gota de líquido na extremidade da agulha do tensiómetro. Posteriormente, o software determina a tensão superficial, através de um balanço às forças atuantes na gota. Para determinar a tensão superficial, foram realizadas 5 medições a cada um dos líquidos e, posteriormente, calculada a média das 5 medições e respetivos desvios máximos superiores e inferiores.

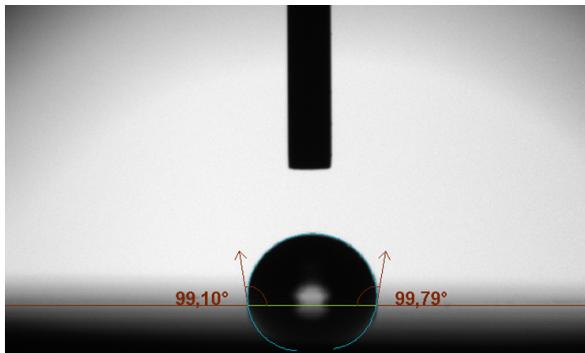


Figura 3.14: Análise do software OneAttention.

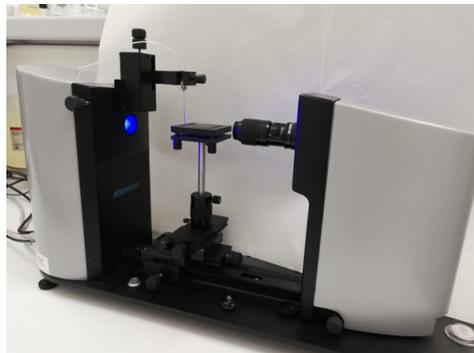


Figura 3.15: Tensiómetro THETA da Attention.

Após os testes de ebulição, a superfície de teste é novamente sujeita a medições de ângulo de contacto para identificar se houve alguma alteração na interação entre a superfície e o líquido de trabalho.

3.3.2 Topografia

A nucleação depende, também, da topografia da superfície. Para quantificar a topografia das superfícies testadas, foi realizada uma análise à rugosidade das mesmas. Esta análise foi realizada com um perfilómetro Dektak3 da Veeco, com resolução vertical máxima de 200 Å . Para determinar a rugosidade da superfície, o perfilómetro percorre, com uma sonda de diamante, três milímetros da superfície. Em cada superfície realizaram-se cinco testes com o perfilómetro a percorrer longitudinalmente a superfície e cinco testes a percorrer transversalmente a superfície. Após obtenção dos perfis, procedeu-se

ao processamento dos mesmos de forma a obter a rugosidade média aritmética (R_a) e a rugosidade máxima pico a pico (R_z). Nas figuras 3.16 e 3.17 estão representados o perfilômetro Dektak3 e o software de análise da rugosidade, respetivamente.

Os valores obtidos para a rugosidade média aritmética e para a rugosidade máxima pico a pico longitudinalmente e transversalmente são apresentados na tabela 4.3, na secção 4.2.



Figura 3.16: Perfilômetro Dektak3 da Veeco.



Figura 3.17: Software Dektak3.

3.3.3 Preparação da secção de testes

Para preparar a secção de testes, é necessário realizar os seguintes passos. Nota: A numeração apresentada entre parêntesis refere-se à figura 3.7.

1. Limpar as faces da superfície de teste (7);
2. Limpar a face superior da tampa da secção de testes;
3. Colar a superfície de teste (7) à tampa, usando silicone de alta temperatura e deixar secar;
4. Colocar pasta térmica no sensor de superfície;
5. Fixar o termopar de superfície (1) à superfície de teste (7), utilizando fita térmica Kapton;
6. Colocar silicone de alta temperatura na face superior da tampa e montar no *core* da secção de testes;
7. Montar a resistência de cartucho (5) no adaptador da resistência (4), usando pasta térmica, e montar o adaptador no isolamento (3);
8. Colocar o sensor de fluxo de calor (6) na face superior do adaptador da resistência (4);
9. Montar o subsistema obtido no ponto 5 no subsistema obtido no ponto 7;
10. Montar o termopar (2) responsável pela medição da temperatura de saída do líquido T_{out} ;

3.3.4 Realização dos testes

Após a preparação da secção de testes, estão reunidas as condições necessárias para a realização dos testes experimentais. Estes foram realizados respeitando a seguinte sequência:

Nota: A numeração apresentada entre parêntesis refere-se à figura 3.1.

1. Limpar o circuito onde o líquido circula;
2. Montar a secção de teste (7) na restante instalação experimental;
3. Conectar os sensores de pressão à secção de testes;
4. Encher o reservatório (1) com líquido ($\approx 2,5$ litros);
5. Ligar bomba para circular o líquido pela instalação;
6. Verificar a inexistência de fugas;
7. Abrir a válvula (13) para remover o ar existente dentro da secção de testes.
8. Conectar os termopares ao sistema de aquisição de dados (8).
9. Conectar a resistência de cartucho ao regulador de tensão VARIAC (11);
10. Conectar o sensor de fluxo de calor ao respetivo sistema de aquisição de dados.
11. Abrir o programa LABVIEW no computador e definir a porta COM do sistema de aquisição de dados;
12. Ligar luz LED;
13. Ligar regulador de tensão VARIAC (11);
14. Ligar câmara de alta velocidade;
15. Ligar fonte de alimentação DC (caso seja necessário aquecer o líquido para obter T_{in} superior).
16. Ligar o sistema de aquecimento ou arrefecimento (caso seja necessário aquecer ou arrefecer o líquido para obter T_{in} diferentes).

Assim termina a fase preparatória do procedimento experimental e começa a fase testes e recolha de dados.

Antes de serem realizados os testes de ebulição, foi realizado um teste de perdas térmicas. Escolheram-se 4 potências (100 W, 200 W, 400 W e 650 W) e 6 caudais mássicos (3 kg/h, 5 kg/h, 7,5 kg/h; 11 kg/h; 20 kg/h e 25 kg/h). As potências acima referidas, foram escolhidas para garantir que o escoamento dentro da secção de testes era monofásico. Para cada caudal mássico, variou-se a tensão fornecida à resistência de cartucho através do regulador de tensão VARIAC, até que a potência chegasse aos valores acima referidos. As potências eram obtidas a partir do tratamento dos dados obtidos pelo sensor de fluxo de calor, pela equação 3.1:

$$q_{sensor} = q''_{sensor} A_{sensor} \quad (3.1)$$

Uma vez obtidas as potências pretendidas, aguardou-se até que a temperatura do líquido à saída T_{out} estabilizasse. Aplicou-se um balanço de energia ao interior da secção de testes, segundo a equação 3.2.

$$q_{liq} = \dot{m}c_p\Delta T = \dot{m}c_p(T_{out} - T_{in}) \quad (3.2)$$

Obtidas as potências adquiridas pelo líquido e, sabendo a potência que atravessou o sensor, foi possível determinar as perdas (em percentagem) através da equação 3.3

$$perdas [\%] = \left(1 - \frac{q_{liq}}{q_{sensor}}\right) \times 100 \quad (3.3)$$

Os resultados das perdas são apresentados na secção 4.3.

Nos testes para determinar o fluxo de calor e o excesso de temperatura necessários para o início de ebulição nucleada, ligou-se a bomba e regularam-se as válvulas para se obter o caudal mássico pretendido. Uma vez estabilizado o valor de caudal mássico proveniente do medidor de caudal de Coriolis, iniciou-se a recolha de dados. Em seguida, ligou-se o variador de tensão para que a resistência de cartucho fornecesse calor à superfície de teste. Começou-se por se fornecer 5 V à resistência de cartucho e esperou-se que os valores provenientes do sensor de fluxo de calor e do termopar responsável pela leitura da temperatura da superfície de testes estabilizassem. Uma vez estabilizados, aumentou-se a tensão fornecida à resistência de cartucho em mais 5 V. E assim, sucessivamente, até atingir a ebulição. A ebulição era identificada, no decorrer dos testes, com o auxílio da câmara de alta velocidade e, quando pretendido, iniciava-se a gravação de um vídeo para capturar o fenómeno de ebulição. Como a câmara de alta velocidade tem um período de gravação limitado, com um máximo de cerca de 4 segundos e dependente do número de frames por segundo que se pretende capturar, o início da gravação foi diferente para diferentes testes, de modo a ser possível capturar diferentes estágios de ebulição. Após atingir a ebulição, o variador de tensão era desligado, a recolha de dados terminada e era ligado o sistema de arrefecimento para que o líquido voltasse às condições iniciais e, assim, ser possível realizar um novo teste.

3.3.5 Tratamento dos dados experimentais

Devido à existência de múltiplos sensores, com diferentes formas de funcionamento, com diferentes softwares e com diferentes frequências de aquisição de dados, era muito difícil relacionar, no mesmo instante de tempo, as diferentes grandezas medidas pelos sensores.

Para evitar essa situação, foi desenvolvida uma rotina no software Labview da National Instruments. Esta rotina adquire os dados provenientes de todos os sensores utilizados na instalação experimental, nomeadamente, os termopares, sensores de pressão, medidor de caudal de Coriolis e sensor de fluxo de calor. Após a recolha de dados, a rotina LABVIEW retorna um ficheiro .txt com todos os parâmetros relevantes para este estudo, nomeadamente, o excesso de temperatura (ΔT_e), o fluxo de calor a atravessar o sensor de fluxo de calor (q''_{sensor}), a temperatura média ($T_{méd}$) e o respetivo calor específico

(c_p), o caudal mássico (\dot{m}), as pressões de entrada e saída (p_{in}) e (p_{out}) e a queda de pressão (Δp), as temperaturas dos termopares (T_{in}), (T_{out}) e (T_s), para o mesmo instante de tempo (t).

A temperatura média, $T_{méd}$ é definida por:

$$T_{méd} = \frac{T_{in} + T_{out}}{2} \quad (3.4)$$

O painel frontal e o diagrama de blocos da rotina LABVIEW desenvolvida podem ser observados no apêndice A.

Para a criação dos gráficos exibidos na presente dissertação, foi utilizado o Excel.

3.3.6 Iteração da instalação experimental

Devido a avaria do sensor de fluxo de calor e impossibilidade de substituição do mesmo, foram realizadas algumas alterações à instalação experimental na tentativa de continuar os estudos de ebulição.

Para suprimir a ausência do sensor de calor, foi realizado um furo no adaptador da resistência de cartucho (4, da figura 3.7) para colocar um termopar. Com esse termopar é possível saber qual a temperatura do adaptador, a uma determinada distância do seu topo. Com a temperatura do adaptador da resistência de cartucho, a posição do termopar e, conseqüentemente, a distância ao topo do adaptador, a condutividade térmica do adaptador e, com a espessura, condutividade térmica e a temperatura da superfície de teste, foi possível estimar o fluxo de calor que atravessava a superfície de teste, considerando condução de calor unidimensional, como descrito na secção 2.7. Foi adaptada a rotina LABVIEW apresentada no anexo A, para garantir a recolha dos valores de todos os sensores para o mesmo instante de tempo.

3.3.7 Análise de incertezas

Os valores de uma determinada medição, realizada por um equipamento ou sensor, têm uma incerteza associada ao seu valor. São considerados dois tipos de incertezas, as aleatórias que levam a erros aleatórios e as sistemáticas que originam erros sistemáticos. Para contabilizar estes dois tipos de incertezas, Taylor e Kuyatt [56] definiram um método. A incerteza aleatória provém do tratamento de um conjunto de dados, enquanto que a incerteza sistemática está associada aos equipamentos e sensores utilizados e é, normalmente, fornecida pelos fabricantes dos mesmos. Combinando as incertezas individuais, i_c , quer estas sejam do tipo aleatório ou sistemático obtém-se a incerteza combinada, i_c , representando assim a totalidade de incertezas associadas a um valor.

Para determinar a incerteza aleatória, assume-se X_i como a variável aleatória medida n vezes, nas mesmas condições experimentais e calcula-se o valor estimado x_i , como a média dos valores X_i obtidos, com recurso à seguinte equação:

$$x_i = \bar{X}_i = \frac{1}{n} \sum_{k=1}^n X_{i,k} \quad (3.5)$$

A incerteza aleatória respetiva ao valor estimado é determinada com recurso ao desvio padrão, sd .

$$i(x_i) = sd(\bar{X}_i) = \left(\frac{1}{n(n-1)} \sum_{k=1}^n (X_{i,k} - \bar{X}_i)^2 \right)^{1/2} \quad (3.6)$$

Para as variáveis sistemáticas, X_j , assume-se que os valores se encontram dentro de um intervalo definido pelo limite inferior, a_- , e um limite superior, a_+ , que a variável X_j pode tomar. O valor estimado, x_j , deste tipo de variáveis é definido por:

$$x_j = \frac{a_+ - a_-}{2} \quad (3.7)$$

A incerteza associada ao valor esperado é determinada usando a seguinte equação:

$$i(x_j) = \frac{a}{\sqrt{3}} = \frac{\frac{a_+ - a_-}{2}}{\sqrt{3}} \quad (3.8)$$

Uma vez que as variáveis sistemáticas e aleatórias são independentes, a incerteza combinada, i_c é determinada por:

$$i_c = \left(\sum_{i=1}^n \left(\frac{\partial b}{\partial x_i} \right)^2 i^2(x_i) \right)^{\frac{1}{2}} \quad (3.9)$$

Onde b representa a função que descreve a variável em estudo.

Obtendo a incerteza combinada, i_c , é possível obter a incerteza global I pela equação:

$$I = k i_c \quad (3.10)$$

Onde k representa o fator de expansão, relacionado com o intervalo de confiança aplicado.

A tabela 3.1 apresenta as incertezas dos equipamentos usados na instalação experimental, tendo em conta os dados fornecidos pelos fabricantes e por análises prévias de Andrade [53], Cautela [57] e Ezequiel [14].

Tabela 3.1: Incerteza das medições.

Parâmetro	Incerteza
Perfímetro Dektak3	$\pm 0,5 [\mu m]$
Tensiómetro THETA	$\pm 1 [^\circ]$
Medidor de caudal mini-Coriflow	$\pm 0,2 [\text{kg/h}]$
Termopares do tipo K	$\pm 0,1 [^\circ C]$
Regulador de tensão Hossoni	$\pm 1 [V]$
Sensor de pressão WIKA	$\pm 0,3 [\%]$
Fonte de alimentação DC Volteq	$\pm 0,015 [V]$

Capítulo 4

Resultados e discussão

No presente capítulo são apresentados e avaliados os resultados obtidos no presente estudo que se destinam a validar a instalação e a demonstrar o tipo de resultados que se podem obter para avaliar as condições críticas para a ocorrência de ebulição, discutindo as diferentes metodologias disponíveis para a deteção do início de ebulição nucleada. É efetuada uma análise das propriedades das superfícies que engloba a avaliação dos ângulos de contacto das superfícies com água e com a mistura de água com etilenoglicol (50/50 em volume) e as rugosidades de ambas as superfícies. Tratando-se de uma secção de testes completamente nova, foram realizados testes de perdas térmicas. Por fim, é mostrada uma comparação entre o início de ebulição com água e com mistura e a influência do caudal mássico para escoamentos com mistura de etilenoglicol com água 50/50 em volume.

4.1 Molhabilidade

A tabela 4.1 apresenta os resultados da medição de ângulo de contacto para os diferentes pares superfície-líquido e os resultados da tensão superficial. Para o ângulo de contacto são apresentados os valores médios para os pares superfície-líquido, assim como, os desvios máximos superiores e inferiores. Para a tensão superficial é apresentada a média das medições e os respetivos desvios máximos superiores e inferiores.

Após análise dos resultados obtidos e, tendo em conta os fundamentos teóricos acerca da molhabilidade, apresentados na secção 2.3 é possível afirmar que todas as superfícies por brasar, apresentaram um regime hidrofóbico, quando em contacto com água e um regime hidrofílico, quando em contacto com a mistura de água com etilenoglicol (50/50 em volume). As superfícies brasadas apresentaram um regime hidrofílico tanto com a água como com a mistura. É de salientar que o processo de brasagem reduziu o ângulo de contacto das superfícies com ambos os líquidos.

Terminada a realização de testes de ebulição, o ângulo de contacto, entre a superfície e água ou a mistura, foi novamente medido para verificar a existência de alterações na interação superfície-líquido.

Tabela 4.1: Resultados da medição do ângulo de contacto e tensão superficial.

Propriedade	Superfície	Água	Desvio	Mistura	Desvio
Ângulo de contacto [°]	por brasar nº 1	99,34	+3,51	82,46	+2,10
			-2,05		-1,87
	por brasar nº 2	99,51	+2,46	81,89	+3,72
			-2,39		-2,70
	por brasar nº 3	98,26	+4,01	80,53	+3,34
			-3,35		-1,48
brasada nº 1	57,95	+7,67	53,63	+5,52	
		-7,85		-6,18	
brasada nº 2	56,69	+9,29	53,46	+3,62	
		-8,05		-4,80	
brasada nº 3	54,38	+7,91	50,62	+8,67	
		-7,10		-5,11	
Tensão superficial [mN/m]	————	72,61	+0,20	60,03	+2,01
	————		-0,27		-1,54

Tabela 4.2: Resultados da medição do ângulo de contacto após teste de ebulição.

Propriedade	Superfície	Água	Desvio	Mistura	Desvio
Ângulo de contacto [°]	por brasar nº 2	57,66	+3,93	52,00	+4,17
			-5,51		-2,80

Comparando os valores obtidos nas medições de ângulo de contacto antes de realizar os testes de ebulição, representados na tabela 4.1, com os resultados obtidos após os testes de ebulição verificou-se que a interação entre a superfície e ambos os líquidos se alterou. O par superfície-água deixou de apresentar um comportamento hidrofóbico passando a apresentar um comportamento hidrofílico, com o seu ângulo de contacto a transitar de $99,51^\circ$ para $57,66^\circ$. O par superfície-mistura manteve o comportamento hidrofílico porém, o ângulo de contacto diminuiu de $81,89^\circ$ para $52,00^\circ$.

4.2 Topografia

A tabela 4.3 apresenta os resultados da medição da rugosidade para os dois tipos de superfície, para entender a influência da brasagem na topografia das superfícies. Foram determinadas as rugosidades médias R_a de cada uma das superfícies, assim como as rugosidades pico a pico máximas, R_z tanto no sentido longitudinal como no sentido transversal.

A análise à tabela 4.3 mostra que o processo de brasagem aumenta, uma ordem de grandeza, a rugosidade das superfícies. As superfícies por brasar, aparentemente lisas, apresentaram rugosidades médias aritméticas com valores a variar entre $0,268 \mu m$ e $0,338 \mu m$ na direção longitudinal e valores entre $0,305 \mu m$ e $0,386 \mu m$ na direção transversal. As superfícies brasadas apresentaram rugosidades médias aritméticas com valores entre $5,016 \mu m$ e $6,166 \mu m$ na direção longitudinal e valores entre

Tabela 4.3: Resultados da medição da rugosidade.

Superfície	$R_{a,long}$ [μm]	$R_{a,trans}$ [μm]	$R_{z,long}$ [μm]	$R_{z,trans}$ [μm]
por brasar nº1	0,268	0,352	1,39	1,95
por brasar nº2	0,338	0,305	1,20	1,06
por brasar nº3	0,237	0,386	1,15	1,35
brasada nº1	5,016	3,666	26,2	28,8
brasada nº2	6,166	4,776	18,4	18,0
brasada nº3	5,468	4,586	20,9	19,1

3,666 μm e 4,776 μm na direção transversal. Em relação às rugosidades máximas pico a pico, as superfícies por brasar apresentam valores entre 1,15 μm e 1,39 μm na direção longitudinal e valores compreendidos entre 1,06 μm e 1,95 μm na direção transversal. Estes valores máximos coincidem com zonas onde existem riscos e imperfeições na superfície. As superfícies brasadas apresentaram valores de rugosidade máxima pico a pico mais elevados, identificados nas estrias presentes na superfícies devido ao processo de brasagem. Nestas superfícies, a rugosidade máxima pico a pico varia entre 18,4 μm e 26,2 μm longitudinalmente, e entre 18,0 μm e 28,8 μm transversalmente.

4.3 Perdas térmicas

Por se tratar de uma secção de testes completamente nova e desenvolvida para o presente estudo, realizou-se um teste de perdas térmicas. As figuras 4.1 a 4.3 mostram as perdas térmicas para caudais mássicos entre 3 kg/h e 20 kg/h , para potências fornecidas entre os 100 W e os 600 W . Para cada caudal mássico, foram realizados três testes.

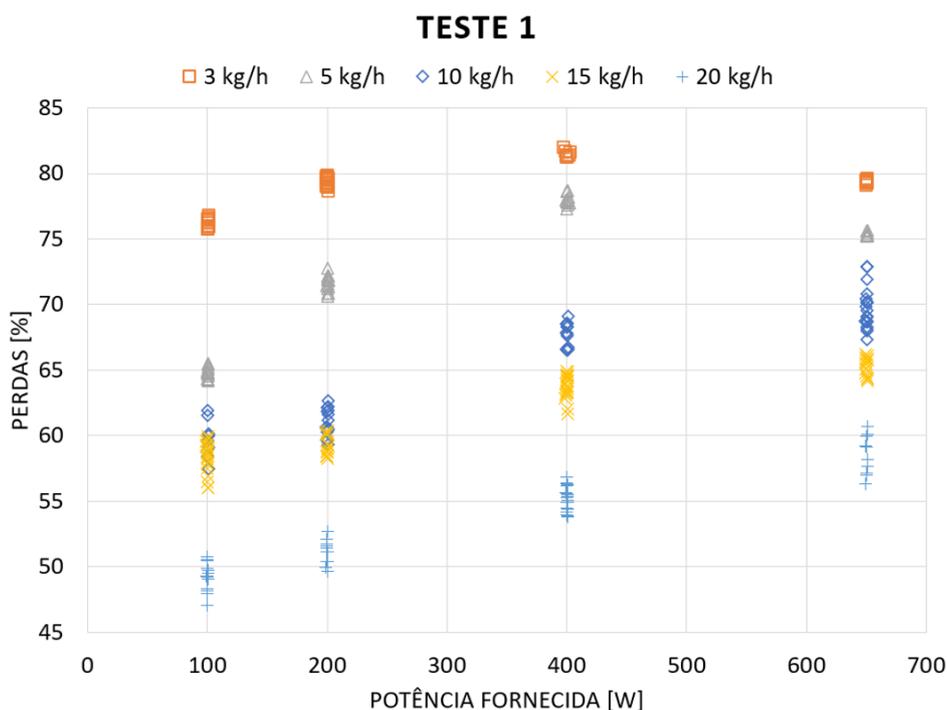


Figura 4.1: Resultados perdas para o teste 1.

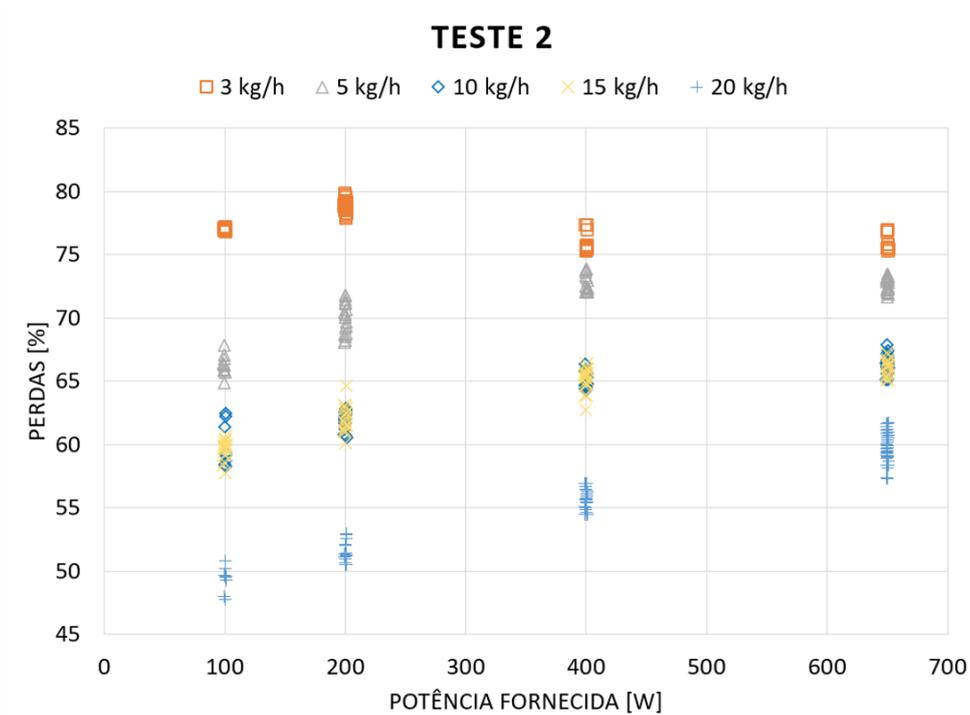


Figura 4.2: Resultados perdas para o teste 2.

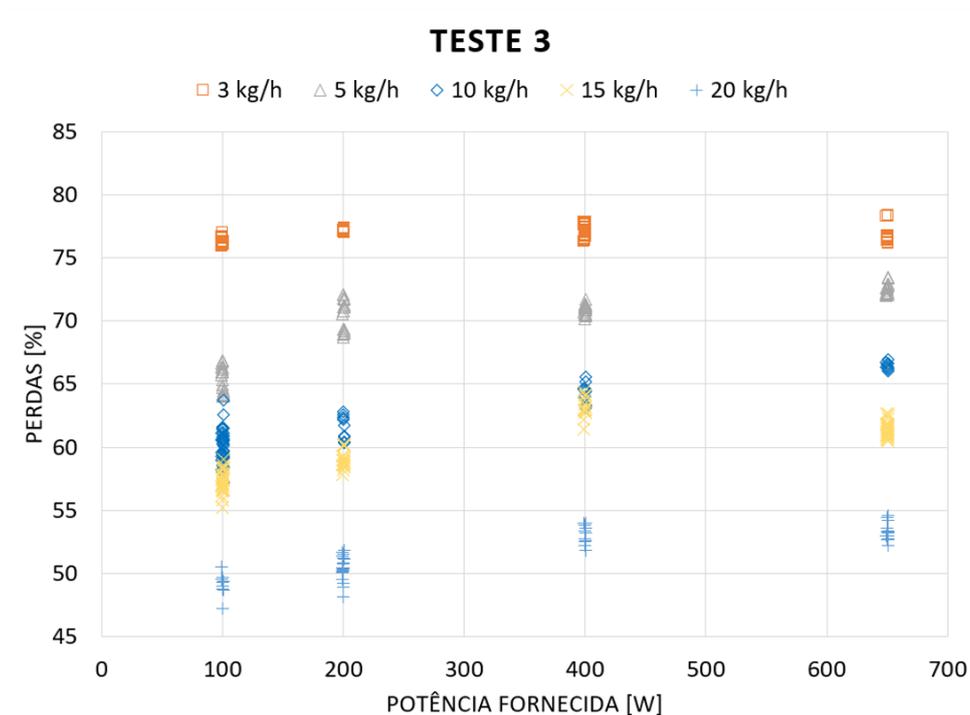


Figura 4.3: Resultados perdas para o teste 3.

Através da observação das figuras 4.1 a 4.3, é possível constatar que as perdas caloríficas variam entre 82 % e 47 % para caudais mássicos entre $\dot{m} = 3 \text{ kg/h}$ e $\dot{m} = 20 \text{ kg/h}$. Tratam-se de valores bastante elevados, porém podem ser explicados pela elevada condutividade térmica ($k = 162 \text{ W/mK}$) do material em que a secção de testes foi produzida. É também clara a diminuição das perdas térmicas

com o aumento do caudal mássico.

4.4 Métodos de identificação de início de ebulição

Diferentes autores utilizam métodos distintos para determinar o início da ebulição nucleada, como descrito na secção 2.6. Para perceber se a secção de testes e a respetiva instalação experimental é capaz de reproduzir comportamentos semelhantes aos exibidos na literatura, foi realizado um teste com um caudal mássico $\dot{m} \approx 3,5 \text{ kg/h}$ da mistura de água com etilenoglicol (50/50 em volume) e uma temperatura de entrada $T_{in} \approx 25^\circ\text{C}$, sobre uma superfície por brasar. As figuras 4.4 a 4.8 mostram os resultados obtidos.

A figura 4.4 mostra a curva de ebulição da mistura de água com etilenoglicol. Através observação do gráfico é possível distinguir o processo de transferência de calor em escoamento monofásico e em escoamento bifásico.

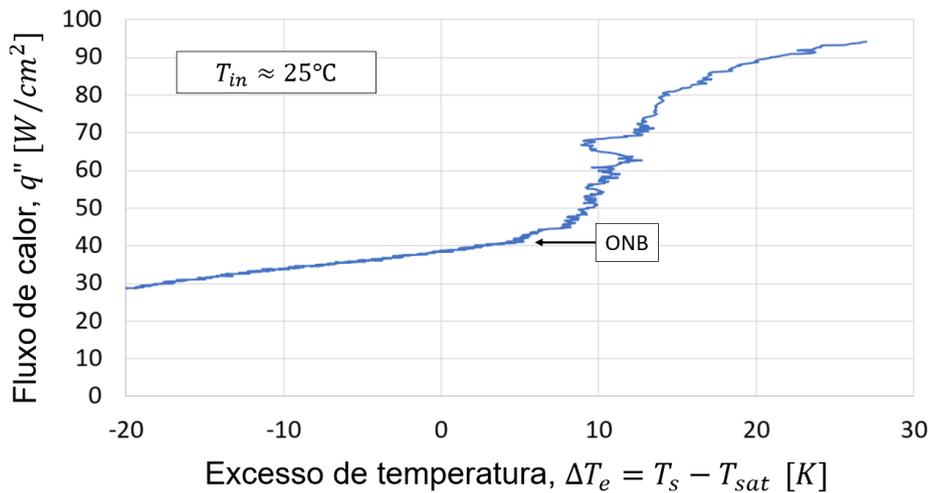


Figura 4.4: Gráfico curva ebulição da mistura de água com etilenoglicol para $\dot{m} \approx 3,5$ e $T_{in} \approx 25^\circ\text{C}$

À esquerda do ponto "ONB" é possível verificar que o mecanismo de transmissão de calor é a convecção forçada, uma vez que o gráfico tem um comportamento linear entre o excesso de temperatura e o fluxo de calor fornecido. O ponto "ONB" é localizado no local onde o gráfico deixa de acompanhar a tendência linear da curva de ebulição e, por isso, começa a transmissão de calor em escoamento bifásico. O ponto "ONB" representa, assim, o início da ebulição nucleada.

Para perceber se a temperatura da superfície aquecida e, conseqüentemente, o excesso de temperatura, tem o comportamento descrito por Hong et al [40], onde, no início da ebulição, a temperatura se mantém constante, podendo até diminuir, criou-se um gráfico do excesso de temperatura em função do fluxo de calor fornecido.

Apesar de não se verificar uma diminuição do excesso de temperatura, verificou-se que, aproximadamente no mesmo ponto onde se inicia a ebulição nucleada na figura 4.4, a curva do gráfico alterou o seu comportamento, onde o excesso de temperatura passou a aumentar menos com o aumento do fluxo de calor fornecido, diminuindo assim o declive do gráfico. Quando o fluxo de calor atingiu os 58

W/cm^2 verificou-se uma diminuição do excesso de temperatura bem como, da temperatura da superfície, devido a um súbito aumento da frequência de nucleação, verificado visualmente com o auxílio da câmara de alta velocidade.

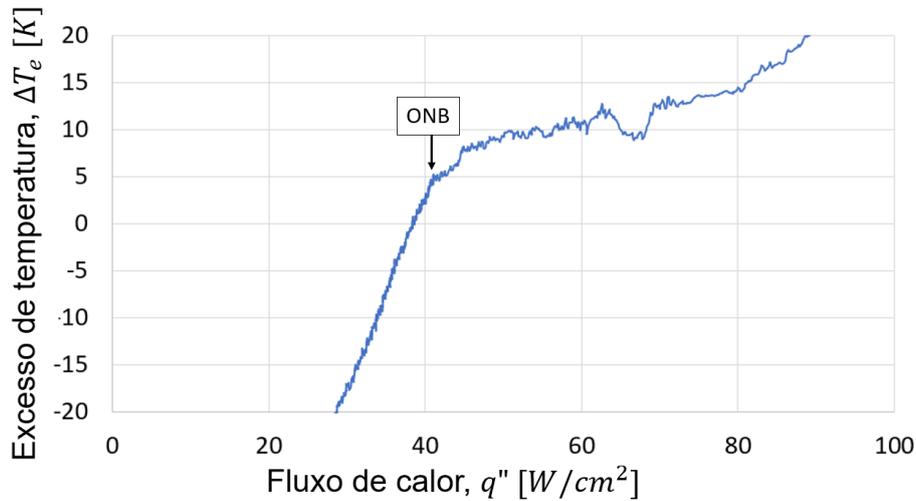


Figura 4.5: Gráfico evolução do excesso de temperatura com o fluxo de calor.

Outro método para determinar, experimentalmente, o início da ebulição nucleada, foi apresentado por Celata et al [45]. Neste método, o início de ebulição nucleada é definido pelo aumento das flutuações na medição da queda de pressão. A figura 4.6 apresenta o gráfico da queda de pressão em função do excesso de temperatura. No gráfico são distinguíveis duas zonas distintas, uma à esquerda do ponto "ONB" e a outra à direita do ponto "ONB". À esquerda é possível identificar o escoamento monofásico onde as variações de queda de pressão têm uma amplitude de aproximadamente $0,075 \text{ kPa}$. À direita do ponto "ONB" é possível identificar o escoamento bifásico onde a existência de bolhas de vapor, cria amplitudes de queda de pressão superiores quando comparadas às do escoamento monofásico.

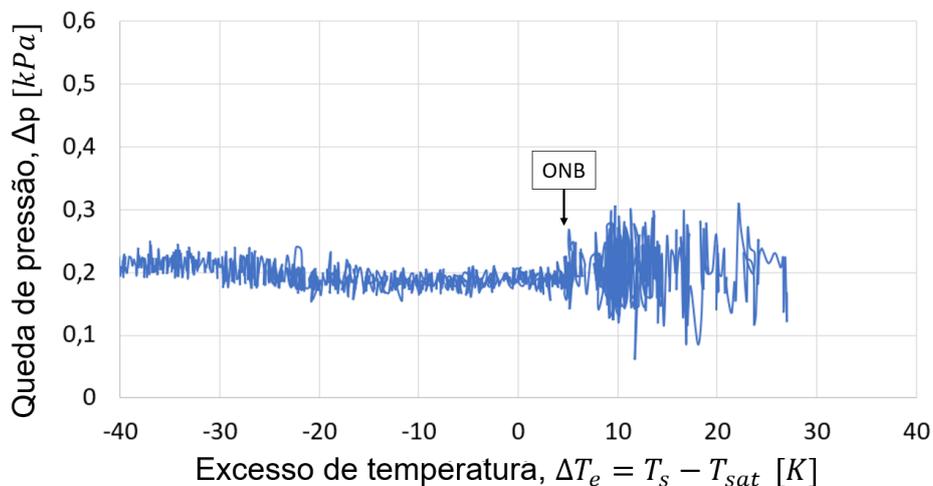


Figura 4.6: Gráfico de queda de pressão em função do excesso de temperatura.

Apesar de ser uma metodologia menos utilizada, o gráfico do caudal mássico também pode identifi-

car a ebulição num escoamento. Como referido na secção 2.6, alguns autores verificaram que, devido à presença de bolhas de vapor, o caudal mássico escoado pela secção de testes diminui. Esse fenómeno pode ser visualizado no gráfico da figura 4.7.

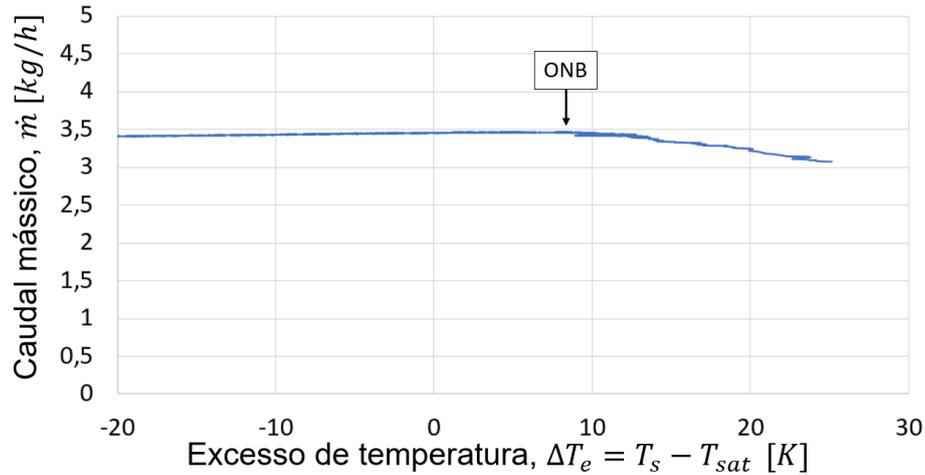


Figura 4.7: Gráfico caudal mássico em função do excesso de temperatura.

Visualmente, detetou-se que a diminuição do caudal mássico só ocorreu quando a ebulição na secção de testes se encontrava numa fase mais desenvolvida. Isto também pode ser visualizado pelo facto de, através deste método, a ebulição ser identificada, no gráfico da figura 4.7, para excessos de temperatura mais elevados, quando comparados com os outros métodos.

Após realizar uma análise aos dados recolhidos, verificou-se que o sensor de pressão à entrada também apresentava variações na sua leitura. Através do gráfico presente na figura 4.8, é possível distinguir os dois tipos de escoamento. O escoamento monofásico onde as medições de pressão são, praticamente, constantes e com amplitude reduzida, ou seja, à esquerda do ponto "ONB". À direita do ponto "ONB" verifica-se o escoamento bifásico, onde tanto a amplitude dos valores medidos como a pressão aumentam, devido à existência de bolhas de vapor no interior da secção de testes.

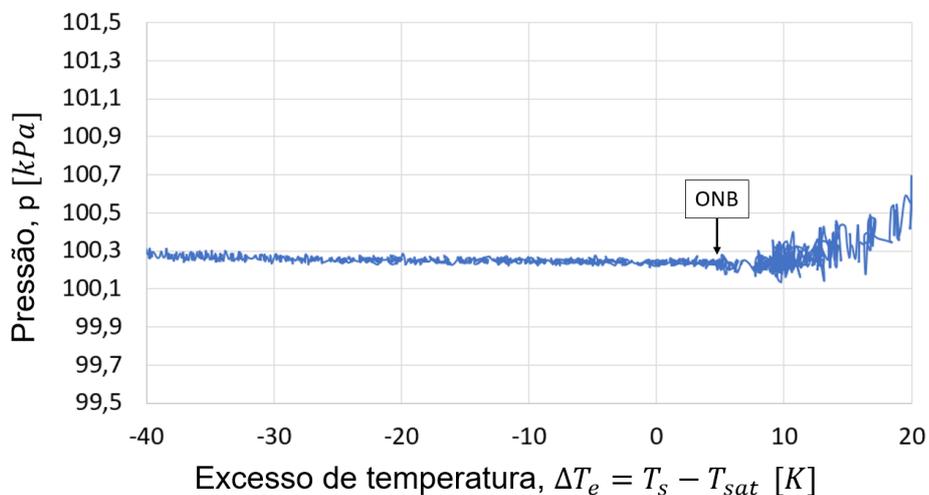


Figura 4.8: Gráfico da pressão à entrada em função do excesso de temperatura.

Realizou-se também um teste com água, para verificar se os métodos de identificação de início de ebulição exibiam o mesmo comportamento. Os gráficos obtidos encontram-se representados no apêndice B. O início de ebulição nucleada foi, também, identificado através de todos os métodos experimentais acima descritos.

4.4.1 Identificação visual de início de ebulição

Para além de identificar o início de ebulição nucleada, através dos métodos apresentados na secção 4.4, foi possível observar diferentes fases e fenómenos da ebulição, com a câmara de alta velocidade. As figuras 4.9 a 4.12 mostram imagens capturadas de diferentes fases de ebulição, desde o aparecimento das primeiras bolhas à descolagem das mesmas. A figura 4.13 mostra a ebulição completamente desenvolvida da mistura de etilenoglicol com água, para um escoamento com um caudal mássico (50/50 em volume) $\dot{m} \approx 3 \text{ kg/h}$ e uma temperatura de entrada $T_{in} \approx 30^\circ\text{C}$ com fluxo de calor $q'' \approx 70 \text{ W/cm}^2$.

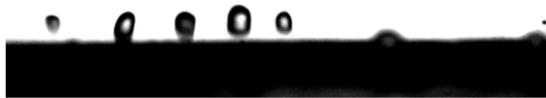


Figura 4.9: Visualização de aparecimento de bolhas de vapor.



Figura 4.10: Aumento do número de locais de nucleação.



Figura 4.11: Fase de crescimento das bolhas de vapor.

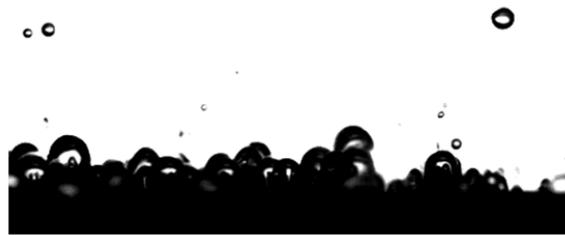


Figura 4.12: Descolagem de bolhas de vapor da superfície.

A utilização da câmara de alta velocidade permitiu, também, a visualização das diferentes fases do ciclo de uma única bolha. Isto permite, caso necessário, uma análise dinâmica à bolha de vapor para determinar tempos de crescimento e de espera de uma bolha e, conseqüentemente, a frequência de nucleação.

Durante a análise dos frames obtidos pela câmara de alta velocidade verificou-se o fenómeno de coalescência entre bolhas. Este fenómeno foi verificado entre bolhas em diferentes fases de ebulição. A figura 4.15 mostra a coalescência entre bolhas ainda presas à superfície enquanto que a figura 4.16 mostra a coalescência entre bolhas já descoladas da superfície.

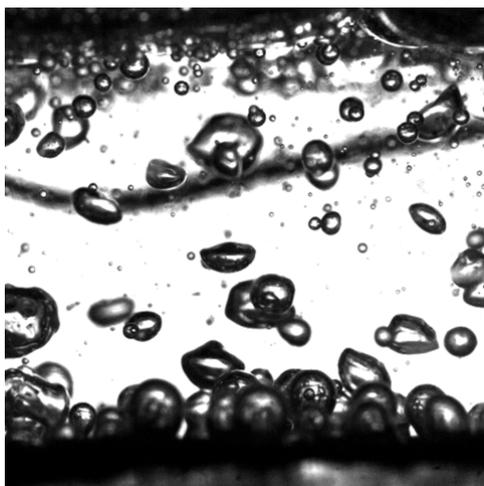


Figura 4.13: Visualização de ebulição completamente desenvolvida.

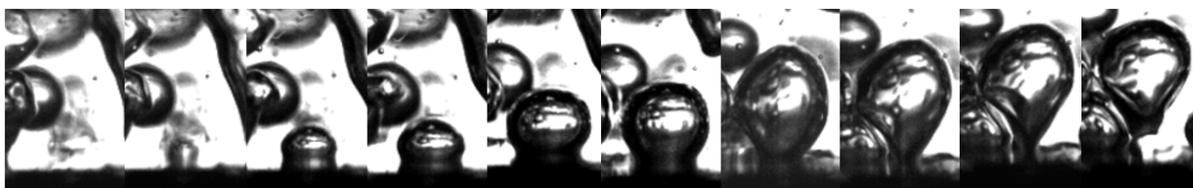


Figura 4.14: Visualização do ciclo de uma bolha.



Figura 4.15: Fenómeno de coalescência entre bolhas na superfície.

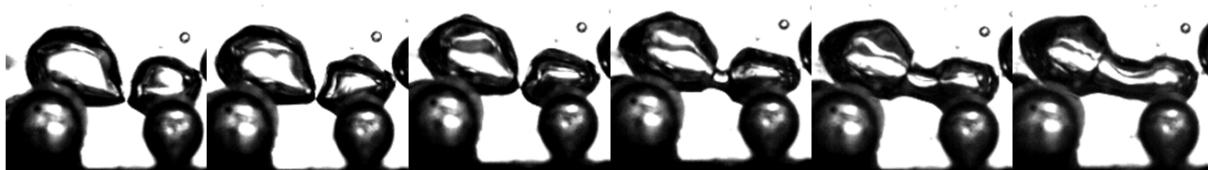


Figura 4.16: Fenómeno de coalescência entre bolhas descoladas.

4.5 Comparação ONB entre água e mistura de etilenoglicol com água (50/50 volume)

A figura 4.17 mostra, simultaneamente, as curvas de ebulição de água e da mistura de etilenoglicol com água, para um escoamento com caudal mássico $\dot{m} \approx 3,5 \text{ kg/h}$, uma temperatura de entrada $T_{in} \approx 25^\circ\text{C}$ e com uma superfície por brasar instalada na secção de testes. É possível observar que a água inicia a ebulição para um fluxo de calor e um excesso de temperatura inferiores quando comparados com os da mistura. A tabela 4.4 mostra os valores de fluxo de calor e de excesso de temperatura aos quais a ebulição se inicia nesta superfície. São também mostrados os valores obtidos através dos diferentes métodos experimentais descritos na secção 4.4.

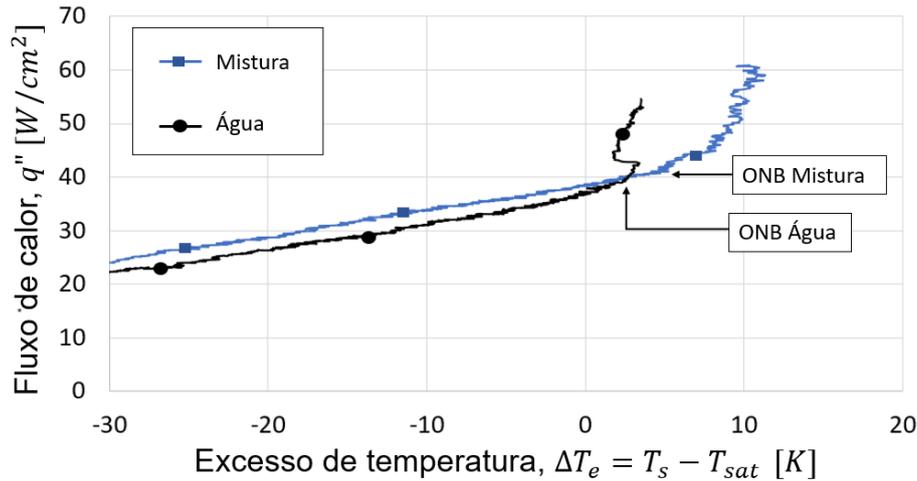


Figura 4.17: Comparação de início de ebulição com água e com mistura.

Tabela 4.4: Resultados do ONB para água e para a mistura.

Método	q''_{ONB} [W/cm^2]		ΔT_{eONB} [K]	
	Água	Mistura	Água	Mistura
Curva de ebulição	39,023	41,093	2,344	5,139
Declive da temperatura	39,325	41,098	2,361	5,153
Varição queda de pressão	38,985	41,107	2,128	5,046
Caudal mássico	42,232	50,125	3,277	9,417
Varição pressão entrada	39,237	41,951	2,397	5,249

É possível observar que o escoamento com mistura de etilenoglicol iniciou a ebulição, para as condições acima referidas, com um fluxo de calor $q''_{ONB} \approx 41 W/cm^2$ e um excesso de temperatura $\Delta T_{eONB} \approx 5 K$. Com água, o escoamento iniciou a ebulição com um fluxo de calor $q''_{ONB} \approx 39 W/cm^2$ e um excesso de temperatura $\Delta T_{eONB} \approx 2,3 K$. Os resultados mostram que, à exceção do método da queda do caudal mássico, os valores obtidos de fluxo de calor se encontram todos num intervalo de $0,34 W/cm^2$ para o escoamento com água e num intervalo de $0,858 W/cm^2$ para o escoamento da mistura. Os valores obtidos de excesso de temperatura encontram-se num intervalo $0,269 K$, quando o teste foi realizado com água, e num intervalo $0,203 K$, para o teste com a mistura. O método da queda de caudal mássico apresentou valores consideravelmente mais elevados, tanto para o fluxo de calor como para o excesso de temperatura, para ambos os líquidos. Este método deverá ser utilizado para perceber se existe ebulição dentro de uma secção de testes, caso não seja possível aplicar nenhum dos outros métodos.

4.6 Testes sem sensor de fluxo de calor

Como referido na secção 3.3.6, devido a avaria do sensor de fluxo de calor, realizaram-se alterações à secção de testes para estimar o fluxo de calor, assumindo condução de calor unidimensional. Tal solução não apresentou resultados viáveis, como mostra a figura 4.18.

O termopar do tipo K, introduzido no adaptador da resistência de cartucho, apresentava alterações bruscas de temperatura, responsáveis pelas múltiplas leituras de fluxo de calor para o mesmo excesso de temperatura. Por outro lado, a hipótese de condução unidimensional, não só estima o fluxo de calor por excesso como também, apresenta fracos resultados nos instantes após mudança da posição do regulador de tensão, que se traduz num aumento de voltagem fornecida à resistência de cartucho, uma vez que a hipótese de condução unidimensional considera regime estacionário.

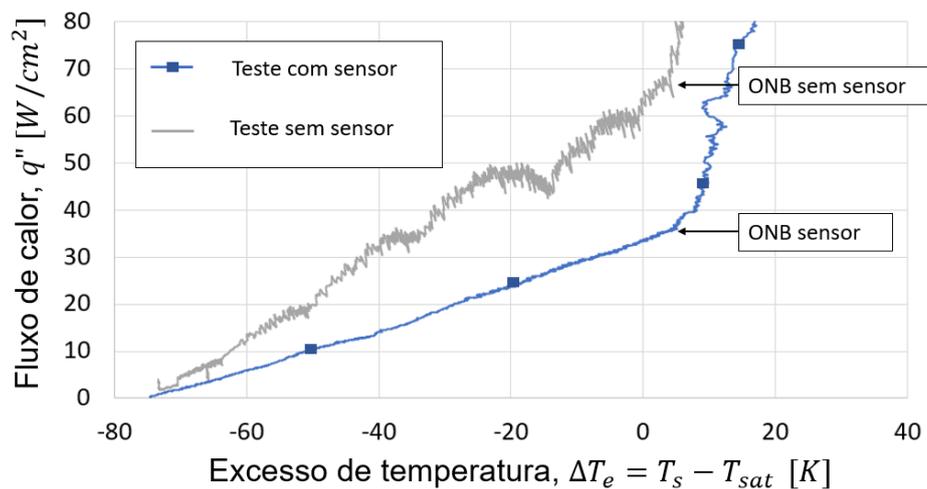


Figura 4.18: Comparação de resultados com e sem sensor de fluxo de calor.

No entanto, a instalação experimental continuava a dar valores fiáveis de excesso de temperatura para o início de ebulição nucleada. Assim sendo, realizaram-se testes de ebulição com diferentes caudais mássicos para observar a influência deste parâmetro no excesso de temperatura de início de ebulição.

4.6.1 Influência do caudal mássico

A tabela 4.5 mostra os excessos de temperatura aos quais a ebulição nucleada se iniciou. Neste caso, o parâmetro alterado foi o caudal mássico a ser escoado pela secção de testes. Os testes foram realizados com escoamento de mistura de etilenoglicol com água (50/50 em volume) sobre uma superfície por brasar e com uma temperatura de entrada $T_{in} \approx 25^{\circ}C$. Para cada caudal mássico, foram realizados três testes e são apresentados os valores médios e o desvio máximo dos valores obtidos em relação à média. Nota: Estes testes foram realizados sem o sensor de fluxo de calor.

Tabela 4.5: Resultados de início de ebulição para diferentes caudais mássicos.

Caudal mássico	$\dot{m} \approx 3,5 kg/h$	Desvio	$\dot{m} \approx 5 kg/h$	Desvio	$\dot{m} \approx 10 kg/h$	Desvio
$\Delta T_{eONB} [K]$	5,259	0,114	6,538	0,256	8,447	0,411

O aumento de caudal mássico, traduziu-se no aumento de excesso de temperatura necessário para se iniciar a ebulição nucleada, tal como previsto nos estudos de Hong et al [40] e Basu et al [39].

Capítulo 5

Conclusões

Neste capítulo apresentam-se as conclusões retiradas do estudo realizado na presente dissertação, assim, como algumas sugestões de trabalho futuro para dar continuidade ao presente estudo.

5.1 Conclusões

O trabalho presente nesta dissertação visou o projeto e montagem de uma secção de testes que recriasse o fenómeno de ebulição observado num arrefecedor intermédio do tipo líquido-ar. Esta secção de testes, após adaptação a uma instalação experimental já existente, tinha como objetivo, determinar os valores de fluxo de calor e de excesso de temperatura para os quais a ebulição nucleada se inicia para diferentes condições de funcionamento, nomeadamente, escoamentos com variados caudais mássicos, diferentes temperaturas de entrada do líquido e, conseqüentemente, diferentes temperaturas de subarrefecimento e diferentes superfícies de teste.

Por se tratar de uma secção de testes nova, realizaram-se testes de perdas térmicas onde se concluiu que estas, devido à elevada condutividade térmica do alumínio 3003, são consideráveis. Notou-se uma tendência de redução de perdas térmicas com o aumento do caudal mássico do escoamento.

Para avaliar a influência da molhabilidade, foram realizados testes de ângulo de contacto, com um tensiómetro, para caracterizar a interação do par superfície-líquido. Da realização destes testes concluiu-se que o par superfície por brasar-água apresenta um comportamento hidrofóbico e o par superfície por brasar-mistura apresenta um comportamento hidrofílico. As superfícies brasadas apresentaram um comportamento hidrofílico tanto com água como com a mistura.

A rugosidade dos dois tipos superfícies fornecidas pela empresa JDeus foi avaliada com recurso a um perfilómetro. Verificou-se que o processo de brasagem, a que as superfícies são sujeitas na construção de um permutador de calor, aumenta, em uma ordem de grandeza, a rugosidade das mesmas.

Após montagem da secção de testes na instalação experimental e criação de uma rotina LABVIEW para recolher os dados de todos os sensores presentes no setup, foram realizados testes de ebulição.

A instalação experimental revelou comportamentos semelhantes aos encontrados na literatura, tendo

disponíveis cinco métodos experimentais para identificar o início da ebulição nucleada. Dos cinco métodos, quatro apresentaram valores muito semelhantes para o fluxo de calor e excesso de temperatura. Apenas o método da queda de caudal mássico apresentou valores distantes dos obtidos pelos outros métodos e, visualmente verificou-se que este método só deteta a ebulição quando esta se encontra desenvolvida.

A câmara de alta velocidade permitiu visualizar as diferentes fases de ebulição e, assim, compreender melhor os dados retirados pelos múltiplos sensores da instalação experimental. Foi também possível verificar a coalescência entre bolhas.

Os testes de ebulição revelaram que o escoamento com a mistura de etilenoglicol com água (50/50 em volume) necessita de um fluxo de calor e de um excesso de temperatura superiores para iniciar a ebulição, quando comparado com o escoamento com água para o mesmo caudal mássico, temperatura de entrada do líquido e superfície de teste. Revelaram também que o aumento do caudal mássico no escoamento implica um aumento do excesso de temperatura para iniciar a ebulição nucleada.

O uso do termopar no interior do adaptador da resistência de cartucho não resultou, uma vez que existem vários parâmetros que podem reproduzir erros significativos, como o posicionamento do termopar não ser preciso, por exemplo.

Em suma, concluiu-se que a secção de testes desenvolvida é funcional porém, é necessária a realização de um maior número de testes para caracterizar adequadamente o início da ebulição nucleada.

5.2 Trabalho futuro

De forma a prosseguir o estudo da presente dissertação são apresentadas algumas sugestões para trabalho futuro.

Na presente instalação deverão ser realizados mais ensaios experimentais de forma a retirar mais dados e ter uma melhor convergência de resultados.

Para facilitar o processamento e a compreensão dos dados obtidos sugere-se a integração das imagens recolhidas pela câmara de alta velocidade com os dados recolhidos pelos restantes sensores da instalação experimental, pois a câmara funciona de forma independente, atualmente.

Uma análise à dinâmica das bolhas pode ser realizada com a atual instalação experimental. Assim, parâmetros como diâmetro da bolha, tempo de crescimento, tempo de espera e frequência de descolagem podem ser determinados.

De modo a aproximar, ainda mais, a secção de testes a um arrefecedor intermédio, sugere-se a adaptação da secção de testes para ter um canal de escoamento mais baixo, visto que o presente canal tem cerca de dez vezes a altura de um canal do *intercooler*.

Uma vez que os arrefecedores intermédios do tipo líquido-ar, da empresa JDeus, apresentam canais alhetados, torna-se interessante verificar a influência das alhetas no início da ebulição nucleada.

Bibliografia

- [1] S. Burgold, J.-P. Galland, B. Ferlay, and L. Odillard. Modular Water Charge Air Cooling for Combustion Engines. *MTZ worldwide*, 73(11):26–31, 2012. doi: 10.1007/s38313-012-0237-z.
- [2] O. S. Al-Yahia and D. Jo. Onset of Nucleate Boiling for subcooled flow through a one-side heated narrow rectangular channel. *Annals of Nuclear Energy*, 109:30–40, 2017. ISSN 18732100. doi: 10.1016/j.anucene.2017.05.014. URL <http://dx.doi.org/10.1016/j.anucene.2017.05.014>.
- [3] S. Nukiyama. The maximum and minimum values of the heat Q transmitted from metal to boiling water under atmospheric pressure. Technical report.
- [4] A. E. Bergles and W. M. Rohsenow. The determination of forced-convection surface-boiling heat transfer. *Journal of Heat Transfer*, 86(3):365–372, 1964. ISSN 15288943. doi: 10.1115/1.3688697.
- [5] W. H. McAdams, W. E. Kennel, C. S. Minden, R. Carl, P. M. Picornell, and J. E. Dew. Heat Transfer at High Rates to Water with Surface Boiling. *Industrial Engineering Chemistry*, 41(9):1945–1953, 1949. ISSN 0019-7866. doi: 10.1021/ie50477a027.
- [6] R. G. Kurt Engelberg-Forster. Heat Transfer to a Boiling Liquid—Mechanism and Correlations. *J. Heat Transfer*, 81:43–52, 1959.
- [7] S. G. Kandlikar and M. Bulut. An experimental investigation on flow boiling of ethylene-glycol/water mixtures. *Journal of Heat Transfer*, 125(2):317–325, 2003. ISSN 00221481. doi: 10.1115/1.1561816.
- [8] H. S. Lee and C. L. W. A Study on Convection and Boiling Heat Transfer Modes in a Standard Engine Cooling System. *International Journal of Heat and Mass Transfer*, 2003. ISSN 00179310. doi: 10.1016/j.ijheatmasstransfer.2019.05.089.
- [9] T. Andrew. *Experimental Determination of Convection Boiling Curves for Water and Ethylene Glycol in a Rectangular Channel with Localized Heating*. Master's thesis, Western Michigan University.
- [10] H. S. Lee and A. T. O'Neill. Comparison of boiling curves between a standard S.I. engine and a flow loop for a mixture of ethylene glycol and water. *SAE Technical Papers*, (724), 2006. ISSN 26883627. doi: 10.4271/2006-01-1231.

- [11] W. Yu, D. M. France, D. Singh, R. K. Smith, J. Ritter, T. Vijlbrief, and Y. Menger. Subcooled flow boiling of ethylene glycol/water mixtures in a bottom-heated tube. *International Journal of Heat and Mass Transfer*, pages 637–645, . ISSN 00179310. doi: 10.1016/j.ijheatmasstransfer.2014.01.051.
- [12] G. Gil. *Estudo dos Mecanismos de Ebulição em Permutadores de Calor Líquido / Gás - Water Charge Air Cooler (WCAC)*. Master's thesis, Instituto Superior Técnico, 2020.
- [13] W. Yu, D. M. France, D. Singh, and W. Zhao. Experimental investigation of subcooled flow boiling of a 50/50 ethylene glycol/water mixture in finned rectangular aluminum channels. *Experimental Heat Transfer*, (6):482–494, . ISSN 15210480. doi: 10.1080/08916152.2018.1451412.
- [14] R. Ezequiel. *Escoamento interno para misturas de água e etilenoglicol*. Master's thesis, Instituto Superior Técnico, 2020.
- [15] D. Y. Lim, J. Y. Kim, and I. C. Bang. Subcooled Flow Boiling with Analysis of Acoustic Signal Behavior. *Department of Nuclear Engineering, Ulsan National Institute of Science and Technology (UNIST)*, pages 2–5.
- [16] H. Setoodeh, A. Keshavarz, A. Ghasemian, and A. Nasouhi. Subcooled flow boiling of ethylene–glycol/water mixture in an inclined channel with a hot spot: An experimental study. *International Communications in Heat and Mass Transfer*, pages 285–294. ISSN 07351933. doi: 10.1016/j.icheatmasstransfer.2016.09.020.
- [17] F. Incropera, D. Dewitt, T. Bergman, and A. Lavine. *Fundamentals of Heat and Mass Transfer*, volume 6th Editio. 2015. ISBN 9780471457282. doi: 10.1007/978-3-319-15793-1_19.
- [18] K. Thulukkanam. *Heat Exchanger Design Handbook*. 2013. ISBN 9781439842133.
- [19] T. R. Hewitt, G. F., Shires, G. L., Bott. *Process heat transfer*, 1994.
- [20] S. M. Ghiaasiaan. *Two-phase flow, boiling, and condensation in conventional and miniature systems*. Cambridge University Press, second edition. ISBN 9789896540821.
- [21] W.M.Rohsenow. A method of correlating heat transfer data for surface boiling of liquids. *Trans. ASME Trans. Am. Soc. Mech. Eng.*, 74:969–976, 1952.
- [22] K. Grundke, K. Pöschel, A. Synytska, R. Frenzel, A. Drechsler, M. Nitschke, A. L. Cordeiro, P. Uhlmann, and P. B. Welzel. Experimental studies of contact angle hysteresis phenomena on polymer surfaces - Toward the understanding and control of wettability for different applications. *Advances in Colloid and Interface Science*, 222:350–376, 2015. ISSN 00018686. doi: 10.1016/j.cis.2014.10.012.
- [23] E. Teodori, T. Valente, I. Malavasi, A. S. Moita, M. Marengo, and A. L. Moreira. Effect of extreme wetting scenarios on pool boiling conditions. *Applied Thermal Engineering*, 115:1424–1437, 2017. ISSN 13594311. doi: 10.1016/j.applthermaleng.2016.11.079.
- [24] T. Young. An essay to the cohesion of fluids. *Philosophical Trans. R. Soc. London*, (2):65–87, 1804.

- [25] K. Koch and W. Barthlott. Superhydrophobic and superhydrophilic plant surfaces: An inspiration for biomimetic materials. *Philosophical Transactions of the Royal Society A: Mathematical, Physical and Engineering Sciences*, 367(1893):1487–1509, 2009. ISSN 1364503X. doi: 10.1098/rsta.2009.0022.
- [26] T. Valente. Study of the effects of wettability on pool boiling conditions in a quiescent medium. *Instituto Superior Técnico*, (November), 2015.
- [27] R. N. Wenzel. Resistance of solid surfaces to wetting by water. *Industrial and Engineering Chemistry*, 28(8):988–994, 1936. ISSN 00197866. doi: 10.1021/ie50320a024.
- [28] A. B. D. C. e. S. Baxter. Wettability of porous surfaces. 5:546–551, 1944.
- [29] Y. W. Lu and S. G. Kandlikar. Nanoscale surface modification techniques for pool boiling enhancement - A critical review and future directions. *Heat Transfer Engineering*, 32(10):827–842, 2011. ISSN 01457632. doi: 10.1080/01457632.2011.548267.
- [30] Y. Y. Hsu. On the size range of active nucleation cavities on a heating surface. *Journal of Heat Transfer*, 84(3):207–213, 1962. ISSN 15288943. doi: 10.1115/1.3684339.
- [31] S. G. Bankoff. Entrapment of gas in the spreading of a liquid over a rough surface. *AIChE Journal*, 4(1):24–26, 1958. ISSN 15475905. doi: 10.1002/aic.690040105.
- [32] C. H. Wang and V. K. Dhir. Effect of surface wettability on active nucleation site density during pool boiling of water on a vertical surface. *Journal of Heat Transfer*, 115(3):659–669, 1993. ISSN 15288943. doi: 10.1115/1.2910737.
- [33] W. Fritz. Maximum Volume of Vapour Bubbles. *Phys. Zeitschr*, 36:379–388, 1935.
- [34] R. Cole. Bubble frequencies and departure volumes at subatmospheric pressures. *AIChE Journal*, 13(4):779–783, 1967. ISSN 15475905. doi: 10.1002/aic.690130434.
- [35] H. T. Phan, N. Caney, P. Marty, S. Colasson, and J. Gavillet. Surface wettability control by nanocoating: The effects on pool boiling heat transfer and nucleation mechanism. *International Journal of Heat and Mass Transfer*, 52(23-24):5459–5471, 2009. ISSN 00179310. doi: 10.1016/j.ijheatmasstransfer.2009.06.032.
- [36] N. Zuber. Nucleate boiling. The region of isolated bubbles and the similarity with natural convection. *International Journal of Heat and Mass Transfer*, 6(1):53–78, 1963. ISSN 00179310. doi: 10.1016/0017-9310(63)90029-2.
- [37] M. Jakob and W. Fritz. Versuche über den verdampfungsvorgang. *Forschung auf dem Gebiete des Ingenieurwesens*, 2(12):435–447, 1931. ISSN 00157899. doi: 10.1007/BF02578808.
- [38] P. Grassmann, C. Technology, and W. Lafayette. The relation between bubble frequency and diameter during nucleate pool boiling. 5:169–173, 1962.

- [39] N. Basu, G. R. Warrier, and V. K. Dhir. Onset of nucleate boiling and active nucleation site density during subcooled flow boiling. *Journal of Heat Transfer*, 124(4):717–728, 2002. ISSN 00221481. doi: 10.1115/1.1471522.
- [40] G. Hong, X. Yan, Y. H. Yang, S. Liu, and Y. P. Huang. Experimental study on onset of nucleate boiling in narrow rectangular channel under static and heaving conditions. *Annals of Nuclear Energy*, (1): 26–34. ISSN 03064549. doi: 10.1016/j.anucene.2011.09.009.
- [41] Y. Sun, L. Zhang, H. Xu, and X. Zhong. Subcooled flow boiling heat transfer from microporous surfaces in a small channel. *International Journal of Thermal Sciences*, 50(6):881–889, 2011. ISSN 12900729. doi: 10.1016/j.ijthermalsci.2011.01.019.
- [42] S. G. Kandlikar and P. Balasubramanian. An experimental study on the effect of gravitational orientation on flow boiling of water in $1054 \times 197 \mu\text{m}$ parallel minichannels. *Journal of Heat Transfer*, 127(8):820–829, 2005. ISSN 00221481. doi: 10.1115/1.1928911.
- [43] G. Hetsroni, A. Mosyak, E. Pogrebnyak, and L. P. Yarin. Heat transfer in micro-channels: Comparison of experiments with theory and numerical results. *International Journal of Heat and Mass Transfer*, 48(25-26):5580–5601, 2005. ISSN 00179310. doi: 10.1016/j.ijheatmasstransfer.2005.05.041.
- [44] S. Kakac and B. Bon. A Review of two-phase flow dynamic instabilities in tube boiling systems. *International Journal of Heat and Mass Transfer*, 51(3-4):399–433, 2008. ISSN 00179310. doi: 10.1016/j.ijheatmasstransfer.2007.09.026.
- [45] G. P. Celata, M. Cumo, and A. Mariani. Experimental evaluation of the onset of subcooled flow boiling at high liquid velocity and subcooling. *International Journal of Heat and Mass Transfer*, 40(12):2879–2885, 1997. ISSN 00179310. doi: 10.1016/S0017-9310(96)00345-6.
- [46] E. J. Davis and G. H. Anderson. The incipience of nucleate boiling in forced convection flow. *AIChE Journal*, 12(4):774–780, 1966. ISSN 15475905. doi: 10.1002/aic.690120426.
- [47] W. J. Marsh and I. Mudawar. Predicting the onset of nucleate boiling in wavy free-falling turbulent liquid films. *International Journal of Heat and Mass Transfer*, 32(2):361–378, 1989. ISSN 00179310. doi: 10.1016/0017-9310(89)90183-X.
- [48] S. G. Kandlikar. Development of a flow boiling map for subcooled and saturated flow boiling of different fluids inside circular tubes. *Journal of Heat Transfer*, 113(1):190–200, 1991. ISSN 15288943. doi: 10.1115/1.2910524.
- [49] S. G. Kandlikar. Nucleation characteristics and stability considerations during flow boiling in micro-channels. *Experimental Thermal and Fluid Science*, 30(5):441–447, 2006. ISSN 08941777. doi: 10.1016/j.expthermflusci.2005.10.001.
- [50] T. S. Matsumura and H. On the conditions of incipient subcooled-boiling with forced convection. *Transactions of the Japan Society of Mechanical Engineers*, 29, 1963.

- [51] S. M. Ghiaasiaan and R. C. Chedester. Boiling incipience in microchannels. *International Journal of Heat and Mass Transfer*, 45(23):4599–4606, 2002. ISSN 00179310. doi: 10.1016/S0017-9310(02)00167-9.
- [52] A. Nikulin, A. S. Moita, A. L. N. Moreira, S. M. S. Murshed, A. Humnic, Y. Grosu, A. Faik, J. Nieto-maestre, and O. Khliyeva. International Journal of Heat and Mass Transfer Effect of Al₂O₃ nanoparticles on laminar, transient and turbulent flow of isopropyl alcohol. *International Journal of Heat and Mass Transfer*, 130:1032–1044, 2019. ISSN 0017-9310. doi: 10.1016/j.ijheatmasstransfer.2018.10.114.
- [53] F. A. Andrade. *Caracterização Experimental da Transmissão de Calor em Escoamentos no Interior de Tubos Corrugados*. Master's thesis, Instituto Superior Técnico, Lisboa, 2018.
- [54] Bronkhorst. URL <https://www.bronkhorst.com/int/products/liquid-flow/mini-cori-flow/m15/>. [Setembro 2021].
- [55] Maxi watt. URL https://www.resistencias.com/esp/shop_product.php?r=16963. [Maio 2021].
- [56] B. N. Taylor and C. E. Kuyatt. Guidelines for Evaluating and Expressing the Uncertainty of NIST Measurement Results: Appendix D1. Terminology. *National Institute for Standards and Technology, Gaithersburg, MD*, page D.1.1.2.
- [57] R. Cautela. *Descrição dos mecanismos de ebulição em meio quiescente usando superfícies bifílicas*. Master's thesis, Instituto Superior Técnico, 2019.

Apêndice A

Labview

A.1 Labview

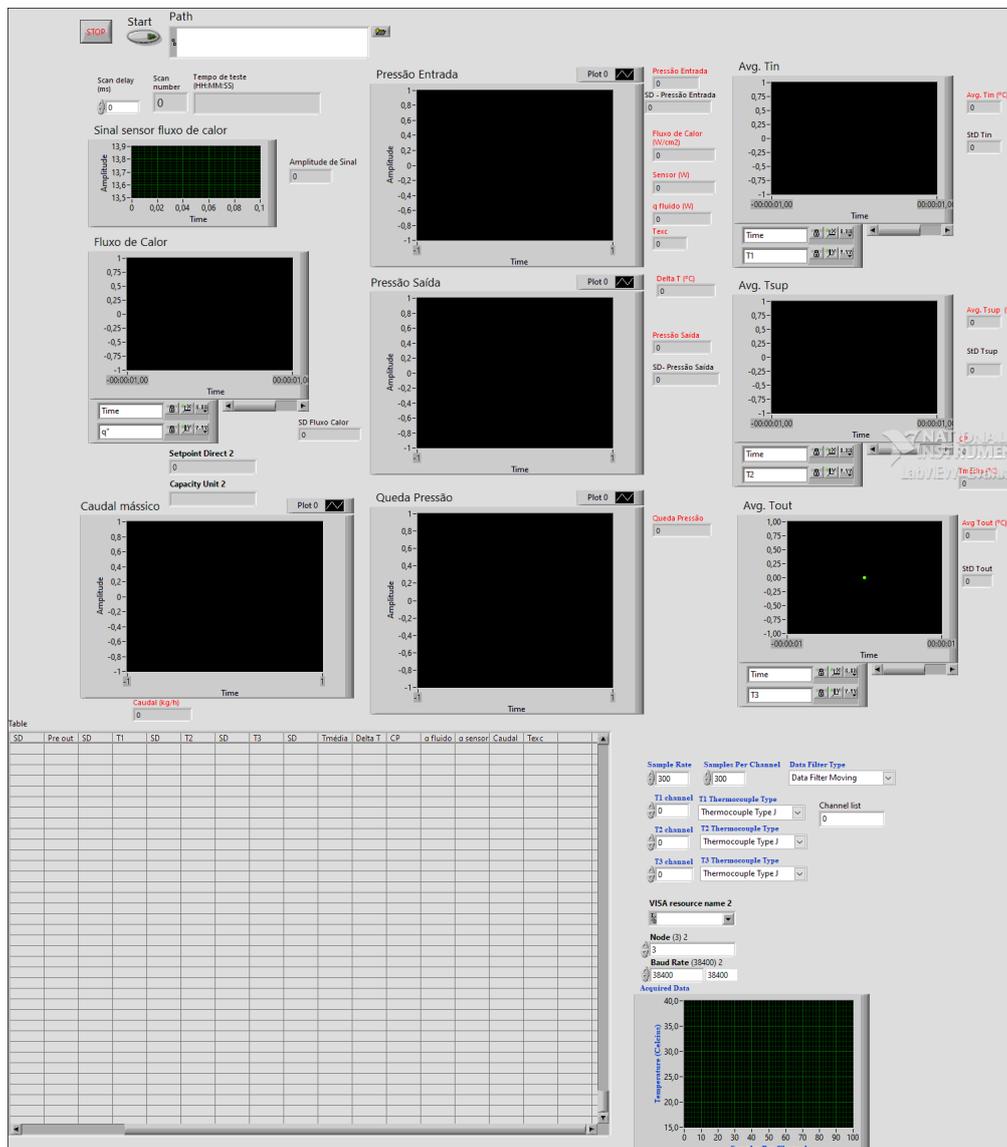


Figura A.1: Painel frontal de programa Labview.

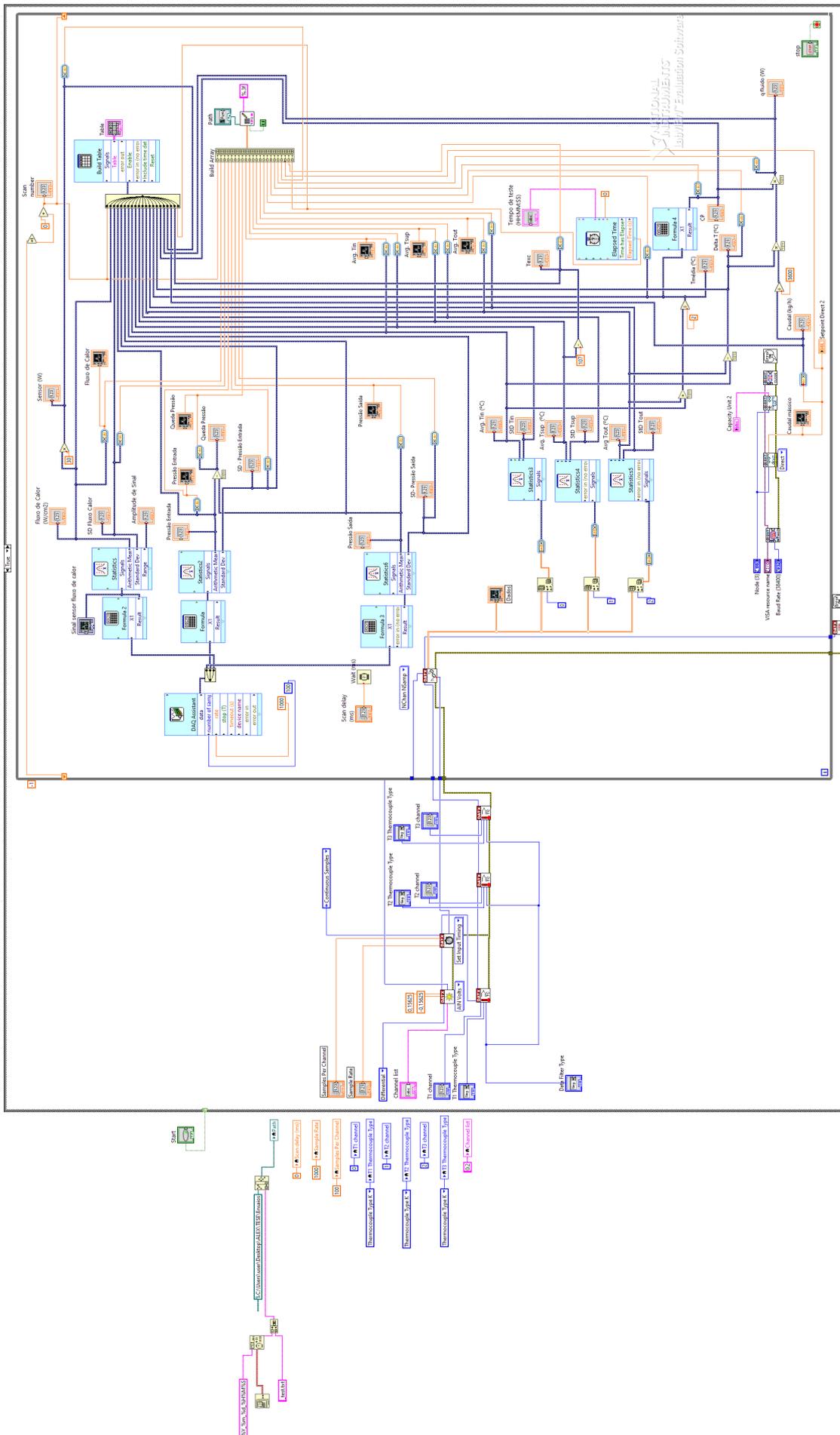


Figura A.2: Diagrama de bloques de programa Labview.

Apêndice B

Métodos experimentais com água

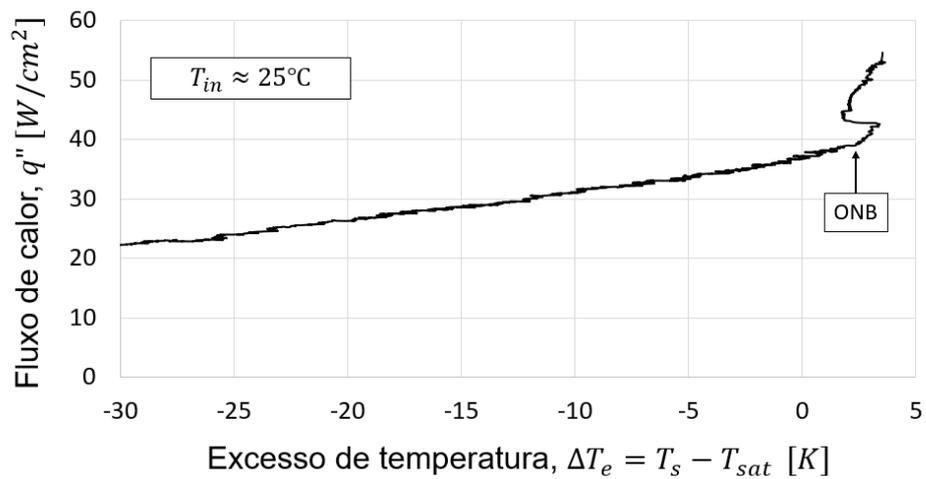


Figura B.1: Gráfico curva ebulição da água com para $\dot{m} \approx 3,5$ e $T_{in} \approx 25^\circ\text{C}$

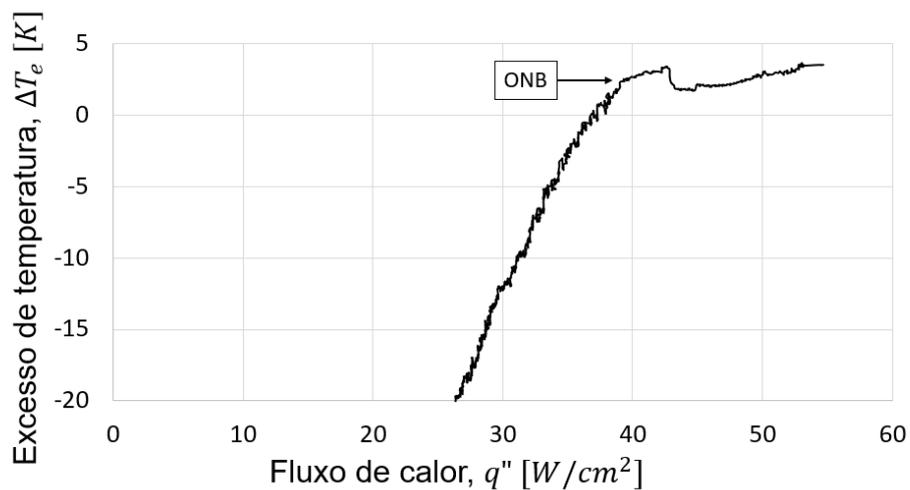


Figura B.2: Gráfico evolução do excesso de temperatura com o fluxo de calor para a água.

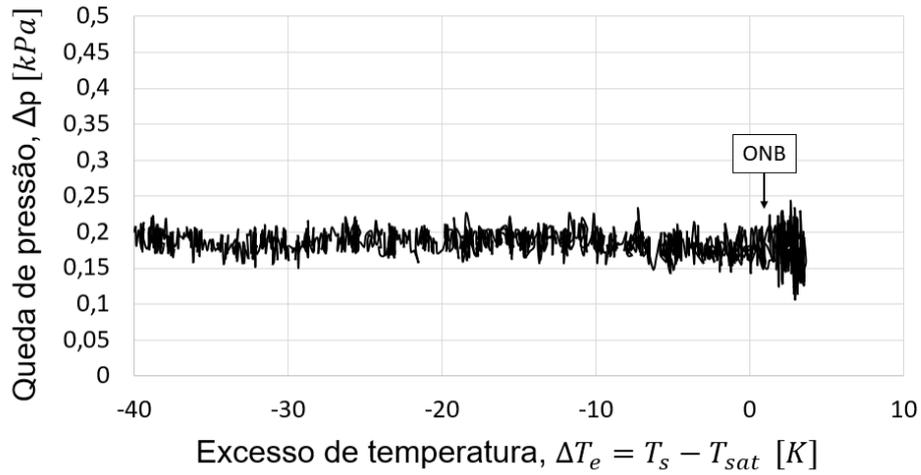


Figura B.3: Gráfico de queda de pressão em função do excesso de temperatura para a água

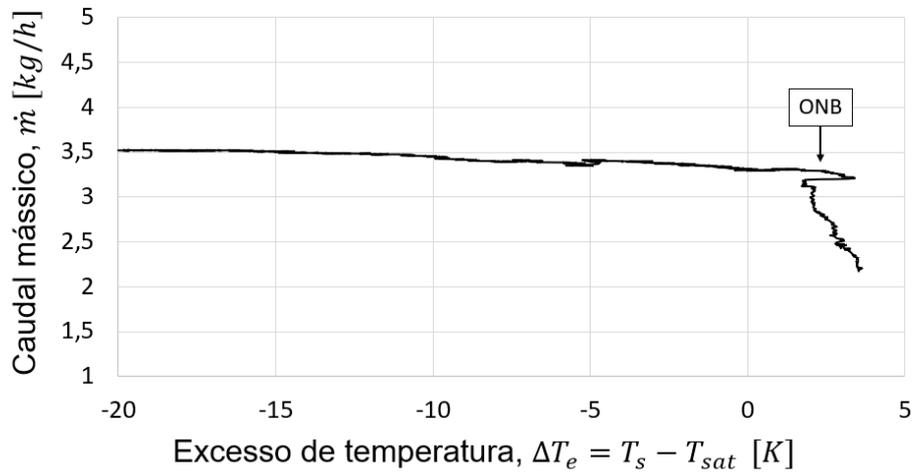


Figura B.4: Gráfico caudal mássico em função do excesso de temperatura para a água.

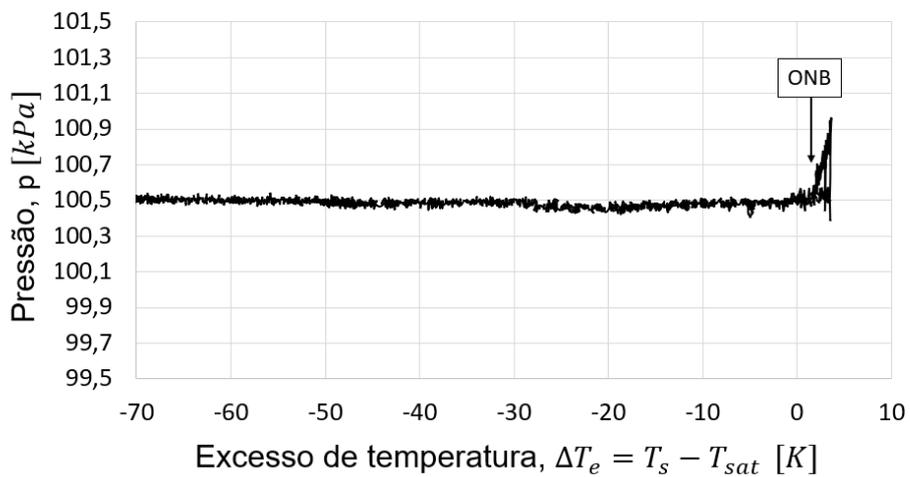


Figura B.5: Gráfico da pressão à entrada em função do excesso de temperatura para a água.