



FCTUC FACULDADE DE CIÊNCIAS
E TECNOLOGIA
UNIVERSIDADE DE COIMBRA

DEPARTAMENTO DE
ENGENHARIA MECÂNICA

Estudo do impacto de um spray de alta pressão

Dissertação apresentada para a obtenção do grau de Mestre em Engenharia
Mecânica na Especialidade de Energia e Ambiente

Autor

Diogo Alexandre Arede Ferreira

Orientador

Professor Doutor Miguel Rosa Oliveira Panão

Coorientador

Engenheiro Tiago João Silva Sousa Azevedo Costa

Júri

Presidente	Professor Doutor José Joaquim da Costa Professor Auxiliar da Universidade de Coimbra
Orientador	Professor Doutor Miguel Rosa Oliveira Panão Professor Auxiliar da Universidade de Coimbra
Vogais	Professor Doutor Pedro de Figueiredo Vieira Carvalheira Professor Auxiliar da Universidade de Coimbra

Colaboração Institucional



**Associação para o
Desenvolvimento da Aerodinâmica
Industrial**

Coimbra, setembro, 2018

*"Success is a lousy teacher. It seduces
smart people into thinking they can't lose."
Bill Gates*

À família.

Agradecimentos

Ao Professor Miguel Panão pela preciosa orientação.

Ao Engenheiro Tiago Costa pela instrução acerca da instalação experimental.

Aos Engenheiros João Barros, Pedro Franco e Miguel Clemente pelas ajudas ao longo do processo.

À minha família e amigos pelo apoio no decorrer deste desafio.

Resumo

Uma das consequências do desenvolvimento tecnológico atual na indústria é a geração indesejada de calor decorrente do trabalho produzido pelos sistemas mecânicos, tornando-se necessária a utilização de sistemas de arrefecimento individuais. Um exemplo será o funcionamento de um motor de combustão interna, onde devido ao volume variável e reação de combustão se atingem elevadas pressões e temperaturas, conduzindo ao aumento da geração de calor. Assim, a evolução destes motores está associada à capacidade de dissipar o excesso de energia de forma a manter as temperaturas em valores que permitam otimizar a eficiência do motor.

Neste estudo pretende-se avaliar uma estratégia de arrefecimento por spray de água, método descrito na literatura como comprovadamente eficaz na dissipação de elevados fluxos de calor. O estudo experimental desenvolvido neste trabalho consiste na injeção de um spray de água sobre uma superfície aquecida em ambiente pressurizado, com o objetivo de analisar o seu comportamento térmico em várias condições de trabalho, e correlacioná-lo com as estruturas do escoamento bifásico obtidas por meio de visualização de alta-velocidade.

De forma a simular o fenómeno no interior de um motor de combustão interna, as condições de ensaio que fizemos variar foram a pressão ambiente e a temperatura da superfície. Foram calculados os fluxos de calor a partir dos valores adquiridos para a temperatura da superfície com termopares de resposta rápida ($\sim 10\mu s$), radialmente espaçados na superfície de estudo. Seguidamente procedemos à observação macroscópica do impacto do spray, de forma a perceber e explicar quaisquer particularidades ou irregularidades registadas na análise dos fluxos de calor. Este tipo de trabalho contribuirá para desenvolver conhecimento sobre o efeito de um ambiente pressurizado do desempenho térmico da estratégia de arrefecimento com sprays, para que no futuro consigamos aplicar e otimiza-lo na indústria.

A partir das medidas de temperaturas, adquiridas com uma elevada taxa de aquisição, e recorrendo ao cálculo dos fluxos de calor, verificamos a reprodutibilidade dos resultados obtidos nesta dissertação, em relação a trabalhos anteriores na mesma instalação. Confirmou-se que o valor máximo de fluxo de calor ocorre a uma pressão ambiente de 10 bar, diminuindo para valores de pressão superiores, sendo mínimo à pressão atmosférica. Nas imagens adquiridas observamos e confirmamos o aumento da população de gotas e, conseqüentemente, diminuição do seu tamanho, com o aumento da pressão. A evaporação imediata no contacto com a superfície ou a formação de um filme de líquido é observada tanto nos fluxos de calor calculados, como na visualização realizada das estruturas macroscópicas do escoamento bifásico, decorrendo da diferença entre a temperatura da superfície e a temperatura de saturação da água à pressão de ensaio. Assim, verificou-se o predomínio

dos fenómenos de reflexão e *splash* das gotas incidentes na superfície quando a diferença de temperatura é superior a 80°C e a formação de um filme de líquido quando a diferença se verifica predominantemente abaixo de 50°C. Com o aumento da pressão ambiente observou-se a formação de uma pluma térmica de vapores de água ascendentes desde a superfície após o contacto do spray. Sugere-se que este aspecto esteja relacionado com a variação da humidade relativa em função da pressão ambiente. Foi, também, observado que a densidade de micro-partículas que segue o escoamento da pluma térmica é mais intensa com o aumento da pressão ambiente, podendo ser um ponto de partida pertinente para estudos futuros.

Palavras Chave: Impacto de múltiplas gotas, Arrefecimento por spray, Transmissão de calor, atomização

Abstract

Significant developments in today's industry increased the generation of heat due to the mechanical system's work. For that reason, there's the need to evolve the cooling systems and strategies equally to keep the correct functioning while increasing the efficiency of the overall mechanisms. The example that served as the objective of the work done in this assignment is the internal combustion engine, where most advances in efficiency result in higher temperatures and consequently higher heat fluxes to dissipate. In order to increase the compression rate while avoiding the occurrence of the knocking phenomenon, the need to develop and optimize new cooling systems is increasing drastically.

The experimental study under analysis in this assignment consists in the injection of a water spray onto a hot surface while evaluating the heat flux in several different conditions to simulate the interior of an internal combustion engine's piston. The experiments performed in a laboratory facility considered temperatures ranging from 145 to 280 °C, and internal environment pressures from 1 to 30 bar. The heat fluxes were calculated from the temperature acquisition of type K thermocouples radially spaced among the heated surface. Followed by the macroscopical observation of the phenomenon to explain and compare results obtained by the heat fluxes. This kind of work will be used in the future to correlate the two-phase flow macroscopic hydrodynamic impact mechanisms, associated with transient heat fluxes, with known ambient pressure and wall temperature.

The high frequency of temperature acquisition allowed us to validate the conditions created when compared to the existing literature. We observed the maximum heat flux value on the test at 10 bar, followed by its decrease with the further rising of ambient pressure. The most crucial factor in determining whether the surface-spray interface would be dry or wet was the overheating degree that translates in the temperature difference between the surface and the saturation of the water in the test's ambient pressure. For overheating degree values above 80°C the most typical interaction of the water goblets with the heated surface would be of rebound and splash, but for the tests where the value was under 50°C, there would be a clear tendency to develop a liquid film above the surface.

With the pressure increase, there was an unforeseen tendency for the density's rising of the water vapor's cloud formed on impact and slowly spreading in all directions. This phenomenon is linked to the variation of local relative humidity and the easier achievement of saturation levels allowing goblets to condensate. Thermal distortion of the air immediately above the heated surface was also found to be more evident with the pressure rising. Both these subjects would be interesting to analyze in future studies.

Keywords: Droplet interactions, Droplet behavior, cooling water spray, droplet atomization

Conteúdo

Lista de Figuras	vii
Lista de Tabelas	ix
Nomenclatura	xi
1 Introdução	1
1.1 Mecanismos de transmissão de calor e hidrodinâmicos no impacto de um spray	2
1.2 Efeito da pressão ambiente nas características do spray	7
1.3 Objetivos	9
2 Instalação Experimental e Técnicas de Diagnóstico	11
2.1 Descrição da instalação	11
2.2 Sistema de injeção de água em ambiente pressurizado	12
2.3 Sistema de aquecimento da superfície de impacto	13
2.4 Sistema de aquisição de temperatura	13
2.5 Técnicas de Diagnóstico	15
2.6 Calibrações	18
2.6.1 Calibração do tempo de resposta do injetor	18
2.6.2 Calibração do caudal de injeção	19
2.7 Algoritmo de cálculo do fluxo de calor	20
2.8 Preparações, procedimentos e limitações	21
3 Resultados e Discussão	25
3.1 Aquisição de temperaturas com o bloco a 260 °C	27
3.2 Análise da visualização com o bloco a 260 °C	29

3.3	Análise de resultados com um grau de sobreaquecimento inicial $\mathbf{T}_w(\mathbf{0}) - \mathbf{T}_{sat}$ constante	33
3.4	Análise das imagens para $\mathbf{T}_w(\mathbf{0}) - \mathbf{T}_{sat}$ constante	35
3.5	Cálculo da eficiência do arrefecimento	36
4	Notas conclusivas e trabalho futuro	39
	Bibliografia	41
	Apêndice A: Calibração da massa injectada	43

Lista de Figuras

Figura 1.1	Fluxos das técnicas de arrefecimento [adaptado de Correia (2011)]	1
Figura 1.2	Curva de ebulição e regimes de transferência de calor	2
Figura 1.3	Mecanismos hidrodinâmicos principais no impacto de gotas com a superfície (Moreira <i>et al.</i> , 2010)	5
Figura 1.4	Fenómeno de arrefecimento por spray [adaptado de Correia (2011)]	5
Figura 1.5	Resposta do sinal de termopar numa situação de superfície seca e superfície com formação de filme de líquido, respetivamente. [adaptado de Costa <i>et al.</i> (2018)]	7
Figura 1.6	Variação da temperatura de superfície do pistão ao longo do ciclo de combustão [adaptado de uma ilustração de Tiago Costa]	10
Figura 2.1	Cortes verticais da câmara pressurizada com o bloco no seu interior [adaptado de Costa <i>et al.</i> (2018)]	12
Figura 2.2	Construção dos termopares tipo K NANMAC de resposta rápida [adaptado de Costa <i>et al.</i> (2018)]	14
Figura 2.3	Esquema da ligação dos termopares com a sua posição definida e numerada [adaptado de Costa <i>et al.</i> (2018)]	15
Figura 2.4	Suportes criados na impressora 3D	17
Figura 2.5	Gráfico de erro de tempo de abertura de injetor para injeções de 1, 2, 3, 4 e 5 ms	19
Figura 2.6	Calibração do caudal mássico em função da pressão de injeção .	20
Figura 3.1	Resultados da aquisição de temperaturas com uma injeção de 3 ms e temperatura de superfície de 260°C a 1, 10, 20 e 30 Bar.	28
Figura 3.2	Valor do fluxo de calor numa injeção de 3 ms e temperatura de superfície de 260°C a 1, 10, 20 e 30 Bar.	29

Figura 3.3	Imagens obtidas no instante 2.4 <i>ms</i> após o início da injeção para as pressões de 1, 10, 20 e 30 <i>bar</i>	30
Figura 3.4	Imagens retiradas a 80 <i>ms</i> do sinal recebido pelo injetor para as pressões de 1, 10, 20 e 30 <i>bar</i>	31
Figura 3.5	Resultados da aquisição de temperaturas com uma injeção de 3 <i>ms</i> e diferença de temperaturas da superfície e saturação de 45°C a 1, 10, 20 e 30 <i>Bar</i>	33
Figura 3.6	Valor do fluxo de calor numa injeção de 3 <i>ms</i> e diferença de temperaturas de superfície e saturação de 45°C a 1, 10, 20 e 30 <i>Bar</i>	34
Figura 3.7	Imagens retiradas a 7.5 <i>ms</i> do sinal recebido pelo injetor para as pressões de 1, 10, 20 e 30 <i>Bar</i>	35
Figura 3.8	Variação da eficiência com a variação da diferença entre a temperatura na superfície e temperatura de saturação a 1, 10, 20 e 30 <i>Bar</i>	37

Lista de Tabelas

Tabela 2.1	Varição das propriedades da água com a pressão ambiente . . .	12
Tabela 3.1	Instante de impacto do spray e velocidade média	25
Tabela 3.2	Número de Jacob com a variação de pressão ambiente	27
Tabela 1	Ensaio de caudal mássico com a variação da pressão de injeção	43

Nomenclatura

\dot{m}	Caudal mássico	kg/s
$\langle \bar{q}_w \rangle$	Integração local do fluxo de calor no espaço	W
$\bar{q}_w(r, \Delta t)$	Integração local do fluxo de calor no intervalo de tempo Δt	Wm^{-2}
A	Área	m^2
c_p	Calor específico	$Jkg^{-1}K^{-1}$
d	Distância	m
f	Taxa de aquisição	Hz
I	Intensidade elétrica	A
k	Condutibilidade térmica	$Wm^{-1}K^{-1}$
m	Massa	kg
M_{tor}	Binário de aperto	Nm
P	Potência	W
p	Pressão	Bar
$q_w(t)$	Fluxo de calor no instante t	Wm^{-2}
r	Raio	m
T_{sat}	Temperatura de saturação	$^{\circ}C$

V Diferença de potencial elétrico V

Números Adimensionais

θ Diferença de temperatura entre superfície e a saturação normalizada

Ja Número de Jacob

Símbolos Gregos

α Difusibilidade térmica m^2/s

β Efusividade térmica $Jm^{-2}K^{-1}s^{-1/2}$

$\delta(t)$ Diferença entre a temperatura em t e a temperatura no instante inicial $^{\circ}C$

ΔT Diferença de temperatura $^{\circ}C$

Δt Diferença de tempo s

η_c Eficiência de arrefecimento 1

ρ Massa específica kg/m^3

τ Variável de integração temporal s

R Resistência eléctrica Ω

T Temperatura $^{\circ}C$

Subscritos

f Condições teóricas máximas

H_2O Da água

impacto Relativamente ao impacto do spray

sat Saturaçãõ

t Do termopar

1 Introdução

Existe atualmente um interesse crescente em desenvolver sistemas de arrefecimento no interior de motores de combustão interna usando sprays de água de alta pressão produzidos por injetores de injeção direta de gasolina. O objetivo de melhorar o desempenho do motor arrefecendo o interior do cilindro com sprays, durante o período de expansão, exige um conhecimento adequado do arrefecimento evaporativo de um pulso de injeção com um intervalo de tempo reduzido (na ordem dos milissegundos). Deste modo, desenvolvendo as correlações apropriadas entre a transmissão de calor e as diversas condições de operação em termos das características do spray e ambiente pressurizado, pode-se introduzi-las em modelos termodinâmicos para futura otimização da abordagem.

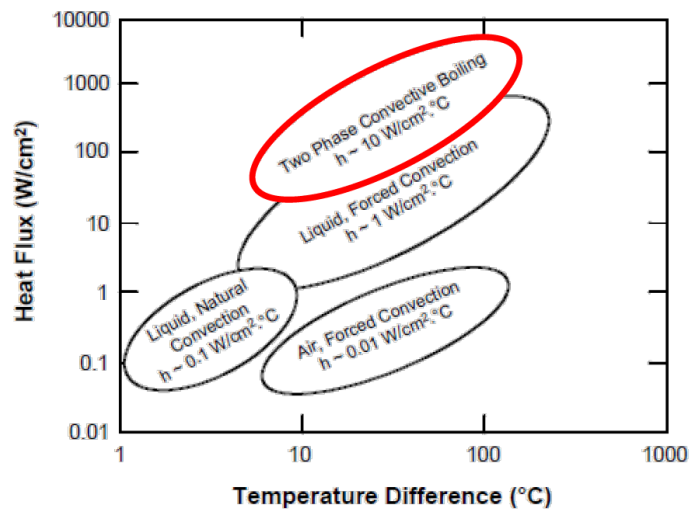


Figura 1.1: Fluxos das técnicas de arrefecimento [adaptado de Correia (2011)]

No seu sentido mais alargado, o tema desta dissertação insere no âmbito de estratégia de termorregulação de superfícies em condições de elevada densidade de geração de calor, pensando em novos e mais eficientes métodos de arrefecimento através de intensos fluxos de calor. A injeção a alta pressão de água é um desses métodos, não

existindo um grande desenvolvimento na metodologia ou mesmo na otimização da estratégia em si. As principais vantagens deste método consistem na possibilidade de uniformização do arrefecimento ao longo da superfície e de atingir elevados fluxos de calor, o que está ilustrado na figura 1.1.

1.1. Mecanismos de transmissão de calor e hidrodinâmicos no impacto de um spray

Em termos térmicos, a injeção de um spray de água a alta pressão diretamente numa superfície quente permite o aproveitamento do calor trocado por mudança de fase aquando da evaporação da água, bem como a própria convecção forçada derivada da elevada inércia de impacto do spray. Porém, existem diversos regimes associados a estas trocas de calor que podem ser descritos recorrendo à teoria clássica da ebulição.

Em Bergman *et al.* (2011) são especificados os quatro regimes: evaporação, ebulição nucleada, transição e em filme, presentes na figura 1.2.

Tipicamente à pressão atmosférica temos a diferença entre temperatura da superfície e a temperatura de saturação da água de transição para os quatro regimes com os valores de 5 °C, 30 °C e 120 °C, respetivamente à ordem enunciada.

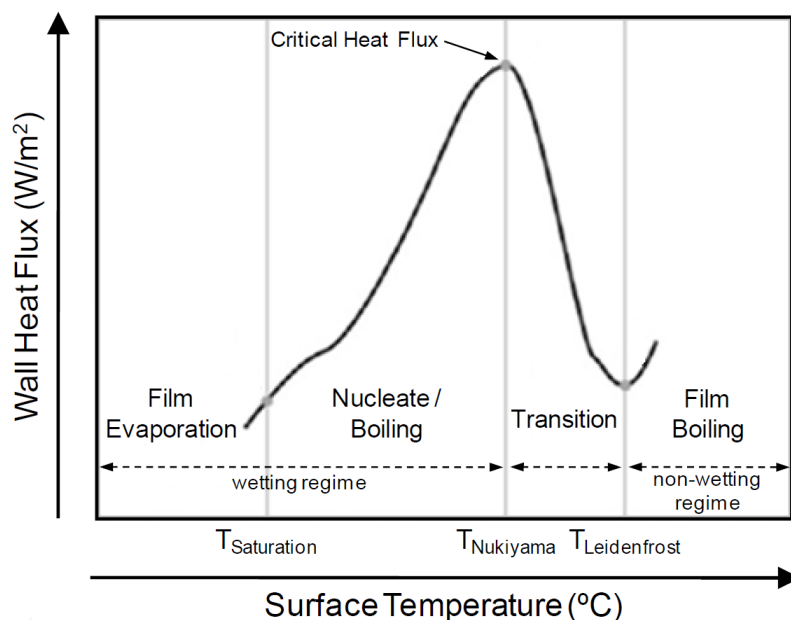


Figura 1.2: Curva de ebulição e regimes de transferência de calor

Nos regimes de evaporação e ebulição nucleada existe o contacto do líquido com a

superfície, sendo por esse motivo denominados por regimes com molhabilidade (Panão *et al.*, 2012). A distinção está no início da ebulição com o aumento do fluxo. Esta ebulição começa pela formação de bolhas de vapor de água nos locais de maior rugosidade da superfície até atingirem um tamanho suficiente para que as forças de impulsão sejam capazes de as desprenderem.

Em Bernardin *et al.* (1997) os autores concluem que as temperaturas dos valores de fluxo de calor máximo em regime de ebulição nucleado e fluxo de calor mínimo em regime de filme de vapor são quase independentes tanto do número de Weber como do caudal mássico injetado. O número de Weber de gota é um valor adimensional que representa a razão entre as forças de inércia da gota e as de tensão superficial. Este estudo revela a importância do regime de ebulição, mais especificamente, da diferença entre a temperatura de superfície e a temperatura de saturação da água à pressão de ensaio de forma a maximizar o fluxo de calor. Quanto mais próximo estiver a temperatura da temperatura de Nukiyama (ponto de fluxo de calor crítico), maior o fluxo de calor que se consegue atingir.

O regime de transição consiste na intermitência entre a formação de uma película de vapor completa ou parcial seguido do seu colapso de forma cíclica, atingindo por fim o regime de ebulição em filme, também conhecido por regime de Leidenfrost, que consiste na formação de uma película de vapores entre a superfície e o líquido devido aos elevados fluxos de calor ao qual a superfície está exposta. Desta forma o regime de ebulição em filme é conhecido como um regime de superfície seca.

Para efeito de fluxo de calor temos o ponto de Nukiyama que representa o valor máximo mantendo a superfície molhada. A formação do filme de vapores formado com o aumento da temperatura acima desse ponto resultará no isolamento da superfície em relação ao líquido resultando numa redução do fluxo de calor.

No caso em que a temperatura da superfície a arrefecer é muito elevada, pode-se atingir o ponto de Leidenfrost em que se forma uma película de vapor entre a superfície e as gotas em estado líquido (Meingast *et al.*, 2004). Como consequência a diminuição do fluxo é inevitável devido à película de vapores que funciona como isolante entre a água do spray e a superfície aquecida.

Yan *et al.* (2010) propôs também que a nucleação secundária seria o mecanismo dominante de transferência de calor no fenómeno de arrefecimento por spray de água

em superfícies planas. A nucleação secundária consiste na nucleação de bolhas de vapor de água no filme de líquido provenientes do encapsulamento e arrastamento de vapor de água na interface líquido-vapor face às gotas incidentes no filme de líquido (Correia, 2011).

Na ocorrência de algum arrefecimento e a temperatura da superfície passar a um valor inferior ao ponto de Leidenfrost, de modo a que o regime de transmissão de calor se altera, as gotas do spray podem depositar-se mediante mecanismos hidrodinâmicos de impacto que levam à sua acumulação na superfície, formando um filme de líquido.

Aquando do impacto de uma gota de água numa superfície quente existem quatro mecanismos de impacto distintos para o resultado após impacto na interface líquido-superfície. Na figura 1.3 estão ilustrados os mecanismos de deposição (*stick*), reflexão (*rebound*), espalhamento (*spread*), e *splash* com a formação de uma coroa cujas instabilidades no bordo podem resultar na formação de gotas secundárias. O mecanismo hidrodinâmico observado na interface depende das várias forças aplicadas na gota como as de inércia, tensão superficial e as forças viscosas (Moreira *et al.*, 2010). É de evidenciar que, quando a energia de impacto de uma gota coincide com os critérios de reflexão ou *splash*, é gerada uma atomização secundária, o que significa que parte dessa água não será depositada na superfície, reduzindo, conseqüentemente, a sua contribuição para o arrefecimento. Contrariamente, quando se verifica o efeito de espalhamento e deposição, estes contribuem para o acréscimo da formação de filme de líquido à superfície. Este estará sujeito aos fenómenos de transmissão de calor aumentando o valor do fluxo de calor retirado à superfície pelo spray. Analisando sprays densos, há que ter em conta os efeitos de interação entre múltiplos impactos de gotas, como gotas sucessivas Bernardin & Mudawar (1997), ou na vizinhança entre si (Moreira *et al.*, 2010). A formação de um filme de líquido que cobre a totalidade da superfície é inevitável quando a quantidade de líquido a ser depositado é superior à taxa de vaporização. Os impactos de novas gotas serão responsáveis pelo desenvolvimento e dinâmica desse filme de líquido em formação e do conseqüente aumento na atomização secundária.

Em Panão *et al.* (2012) o controlo do filme de líquido apresenta-se como uma medida eficaz de controlo do arrefecimento usando o funcionamento intermitente do spray. Isso aponta para a importância de renovar o líquido acumulado no filme, de modo a beneficiar a transmissão de calor envolvida. Assim, a elevada pressão de injeção

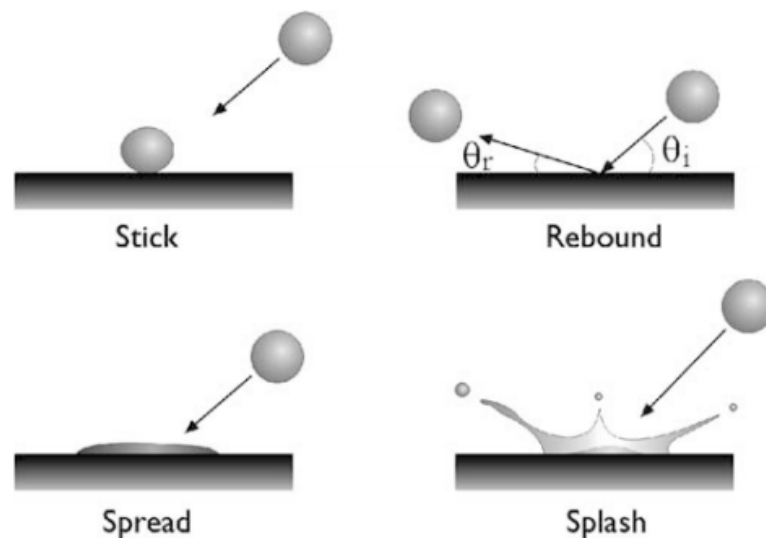


Figura 1.3: Mecanismos hidrodinâmicos principais no impacto de gotas com a superfície (Moreira *et al.*, 2010)

deverá garantir a penetração das gotas no filme de líquido de forma a renovar a água em contacto com a superfície sólida e aumentar o fluxo de calor removido no arrefecimento da mesma. Outra vantagem do fenómeno é o aumento da transferência de calor devido à facilidade acrescida da renovação do fluido em contacto com a superfície devido ao espaço entre gotas que permite a saída do fluido já vaporizado, como ilustrado na figura 1.4 (Costa *et al.*, 2018). De modo a correlacionar a transmissão de calor com as características do spray injetado, os parâmetros mais importantes a considerar na análise do impacto de um spray são o tamanho das gotas, velocidade e densidade (Costa *et al.*, 2018).

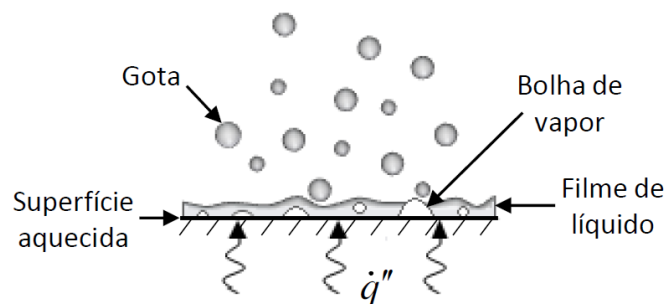


Figura 1.4: Fenómeno de arrefecimento por spray [adaptado de Correia (2011)]

Ashgriz (2011) fala das diferenças na morfologia do impacto de uma única gota em comparação com um spray. Ao contrário do impacto seguido da formação de salpicos em forma de coroa, um spray provoca a suspensão de um lençol de líquido resultado dos múltiplos impactos de gotas que será mais amplo e lento comparativamente ao impacto da gota singular. Moreira *et al.* (2010) refere que o estudo do impacto de uma única gota nos pode ajudar a compreender o fenómeno do impacto de um spray, tendo em conta que a atomização secundária, derivada da influência das interações entre gotas de tamanhos, velocidades e direções de movimento diferentes, resultará em fenómenos típicos de *splash* e reflexão de gotas diferentes do observado em gotas singulares. Os autores defendem que na literatura existente, o fenómeno de interação de gotas num spray está ainda numa fase de estudo inicial e, por isso, é um tema ainda aberto para futuras investigações. As suas observações mencionam também a influência do impacto do spray no filme de líquido já desenvolvido na superfície, onde identificam duas fases distintas. Inicialmente observa-se a atomização secundária derivada do mecanismo de *splash* das gotas incidentes no filme de líquido, e de seguida verifica-se a oscilação vertical do filme que resulta na quebra do mesmo devido à instabilidade das coroas formadas no impacto do spray. Para densidades de spray muito elevadas, provenientes de pressões de injeção também elevadas, a formação de coroa no impacto é ocasional. Por essa razão, a atomização secundária dá-se apenas no caso da quebra de jatos verticais.

Na aplicação prática do impacto de um spray para efeitos de arrefecimento existem também questões relacionadas com a interação na interface parede-spray. Panão & Moreira (n.d.) caracteriza esta interação descrevendo a formação de vórtices acima do filme de fluido formado junto à superfície. O efeito destes será o transporte de gotas secundárias formadas após o impacto por mecanismos de *splash*, de tal modo que voltam a incidir sobre a superfície e, assim, contribuir para a melhoria da transmissão de calor.

Uma forma de normalizar os resultados foi através de uma diferença de temperatura normalizada θ , o que representa um grau de sobre-aquecimento inicial constante, definido por:

$$\theta = \frac{T_w(t) - T_{f,sat}(p\infty)}{T_w(0) - T_{f,sat}(p\infty)} \quad (1.1)$$

A percepção da necessidade desta normalização surgiu devido à grande disparidade de comportamentos nas diferentes pressões a temperatura constante, e aos diferentes regimes de ebulição entre ensaios. Mantendo um grau de sobre-aquecimento (θ) inicial constante para todos os testes é expectável obter-se uma nova perspectiva de análise para a variação da pressão neste tipo de fenómeno.

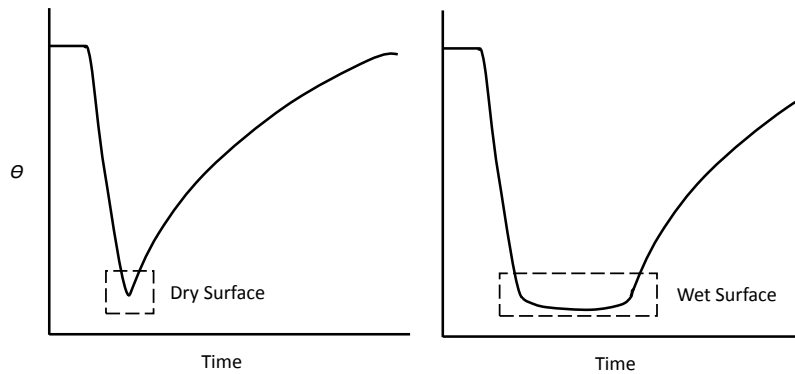


Figura 1.5: Resposta do sinal de termopar numa situação de superfície seca e superfície com formação de filme de líquido, respetivamente. [adaptado de Costa *et al.* (2018)]

Relativamente ao tipo de resposta esperada pelos termopares consoante as condições estudadas, na figura 1.5 apresentamos as respostas típicas (Labeish, 1994). Na imagem do lado esquerdo observamos a resposta típica de superfície seca, e no lado direito temos a resposta de superfície com formação de filme de líquido. O parâmetro introduzido na equação 1.1 ajudar-nos-á a prever o tipo de filme a formar-se na superfície.

1.2. Efeito da pressão ambiente nas características do spray

Como já podemos verificar existe uma variada gama de investigação acerca de impacto de gotas, spray e múltiplos sprays com o intuito de arrefecimento de superfícies quentes. No entanto, o conhecimento acerca do arrefecimento induzido pelo impacto do spray de água em ambiente pressurizado é ainda limitado e aberto à investigação. Este fenómeno é observado na prática, por exemplo, no interior de um motor de combustão interna em que o líquido é combustível, sendo neste contexto que encontramos os trabalhos mais relevantes no que diz respeito a análises de transmissão de calor no impacto de sprays em ambientes sobre-pressurizados.

De acordo com diversos resultados reportados na literatura, as duas características mais afetadas pela pressão ambiente parecem ser o tamanho e a velocidade de gota. Meingast *et al.* (2004) defende que o aumento da pressão resulta na divisão das gotas obtendo tamanhos inferiores. Consequentemente com um tamanho de gota menor espera-se uma redução no fluxo de calor. Quanto à velocidade de gota, verifica-se uma correlação entre esta e a diferença entre a pressão de injeção e pressão ambiente. Diminuindo esta diferença de pressões obtemos velocidades de injeção inferiores e consequentemente uma diminuição do fluxo de calor devido à redução na capacidade de penetração do spray na camada de vapor ou acumulados de água no estado líquido (Issa & Yao, 2005).

Outro fenómeno importante a ter em conta neste tipo de análise são as variações das propriedades da água com o aumento de pressão. Issa & Yao (2005) menciona o aumento da pressão provocar uma diminuição na entalpia de vaporização, o que consequentemente diminui o aproveitamento da mudança de fase, tal como a variação da temperatura de saturação que aumentará com a pressão. Por outro lado Yan *et al.* (2010) menciona uma vantagem do aumento da pressão. Com o aumento espera-se aumentar também a temperatura do ponto de Leidenfrost, o que nos permitirá aproveitar o regime de ebulição nucleada onde conseguimos fluxos de calor superiores ao regime de Leidenfrost. Este estudo da variação do ponto de Leidenfrost é demonstrado com bastante detalhe por Emmerson (1975).

No decorrer deste trabalho houve duas abordagens para a análise do arrefecimento por injeção de um spray de água. A primeira fase consistiu na verificação acerca da reprodutibilidade dos testes realizados comparativamente a resultados obtidos anteriormente em Costa *et al.* (2018) recorrendo à mesma metodologia e obtenção das temperaturas ao longo da injeção, seguida do cálculo dos fluxos de calor. Posteriormente seria feita a análise macroscópica do fenómeno recorrendo às imagens adquiridas por visualização de alta-velocidade com retro-iluminação.

Depois desta síntese do conhecimento associado à transmissão de calor e hidrodinâmica do impacto de um spray numa superfícies são delineados os objetivos deste trabalho. No capítulo 2 é feita uma explicação detalhada da instalação experimental e das técnicas de diagnóstico usadas na obtenção de resultados. Segue-se o capítulo 3 dedicado à apresentação e discussão dos resultados obtidos e, finalmente, no capítulo 4

são sintetizadas as conclusões principais deste trabalho, bem como são feitas sugestões sobre como o prosseguir no futuro.

1.3. Objetivos

Este trabalho tem por base o estudo desenvolvido no âmbito da investigação realizada com a empresa LiquidPiston. Nesse projeto, pretende-se analisar o arrefecimento de componentes específicos no interior da câmara de combustão do motor protótipo de combustão interna desenvolvido pela referida empresa, com aplicação não exclusiva. Imediatamente após ocorrer a combustão, ainda durante a fase de expansão, as paredes, válvulas de escape ou cabeça do pistão seriam arrefecidas recorrendo de um spray de água. Como ilustrado na figura 1.6, no momento da combustão existe um elevado fluxo de calor derivado mistura de gases resultantes para estes componentes, o que resulta no aumento significativo da temperatura da superfície dos mesmos. O objetivo do spray será baixar a temperatura da superfície abaixo da temperatura média de ciclo, estabilizando de seguida ao longo do tempo de escape.

Esta tecnologia é denominada regeneração interna de energia devido ao aproveitamento do trabalho extra produzido pela expansão dos vapores de água. Outra vantagem do seu uso decorre da possibilidade de arrefecimento dos pontos quentes específicos e limitantes no desenvolvimento de um motor, o que possibilita o aumento da taxa de compressão evitando fenómenos nefastos como a detonação (*knocking*).

A desvantagem desta tecnologia prende-se com o prejuízo na lubrificação destes componentes, uma vez que um spray de água terá o efeito de lavagem da película de óleo, resultando num desgaste prematuro do componente que exigem lubrificação constante. Desta forma a análise do fenómeno e o efeito da pressão ambiente será crucial para a otimização do processo.

Assim, o objetivo deste trabalho foi complementar o trabalho executado em Costa *et al.* (2018), recorrendo principalmente à visualização de alta-velocidade das estruturas macroscópicas do impacto de um spray em superfície aquecida. Em primeiro lugar caracterizou-se o comportamento térmico da superfície após o impacto do spray para diversas condições operativas, seguida da comparação com a análise visual efetuada a partir da visualização de alta-velocidade. As condições de pressão ambiente consideradas incluem 1, 10, 20 e 30 bar.

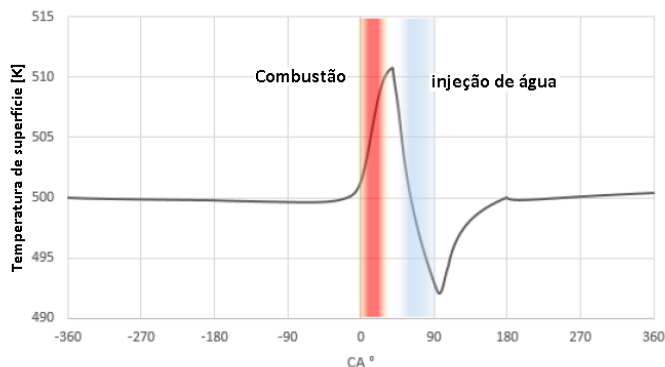


Figura 1.6: Variação da temperatura de superfície do pistão ao longo do ciclo de combustão [adaptado de uma ilustração de Tiago Costa]

Os ensaios foram realizados considerando duas fases distintas. Numa primeira fase os testes são feitos com o bloco cilíndrico onde incide o spray a uma temperatura de 260 °C, sendo este valor mantido constante. Numa segunda fase, o conjunto de ensaios consiste em manter constante o grau de sobre-aquecimento inicial com o valor de 45 °C.

2 Instalação Experimental e Técnicas de Diagnóstico

2.1. Descrição da instalação

A instalação usada no trabalho desenvolvido nesta dissertação foi originalmente concebida no âmbito do trabalho de investigação submetido recentemente para publicação Costa *et al.* (2018). Porém, foi necessário melhorar e refazer alguns dos componentes da instalação, subsistemas elétricos e devidas adaptações.

A instalação experimental é composta por uma câmara de alta pressão feita à medida e dimensionada para realizar experiências até 50 bar. Esta tem acesso ótico em duas faces opostas através de janelas de quartzo. Durante os testes experimentais, o gás utilizado para efetuar esta pressurização foi o azoto. A câmara está equipada com um injetor solenóide direto da Bosch, model *HP Injector Valve HDEV 5* com um orifício de $205\ \mu\text{m}$ de diâmetro por onde é injetado o líquido que, devido à diferença de pressão se atomiza em pequenas gotículas. No interior da câmara pressurizada coloca-se um cilindro aquecido com uma resistência elétrica de 350 W, e que está alinhado perpendicularmente com o spray (ver Fig. 2.1). O injetor é posicionado no topo da câmara e está distanciado da superfície de topo onde ocorre o impacto de $55\ \text{mm}$.

O injetor foi sujeito a uma modificação no furo de injeção. A saída original do injetor era constituída por vários furos, tendo sido alterada de forma a restar apenas um único orifício com o objetivo de uniformizar e direcionar o spray corretamente. Originalmente, o injetor foi concebido para injetar gasolina a uma pressão operacional de 200 bar, podendo ir até aos 500 bar. O ângulo de spray que originalmente saía do injetor estava entre 8 a 20° . Após a modificação, o ângulo medido foi de 25.55° .

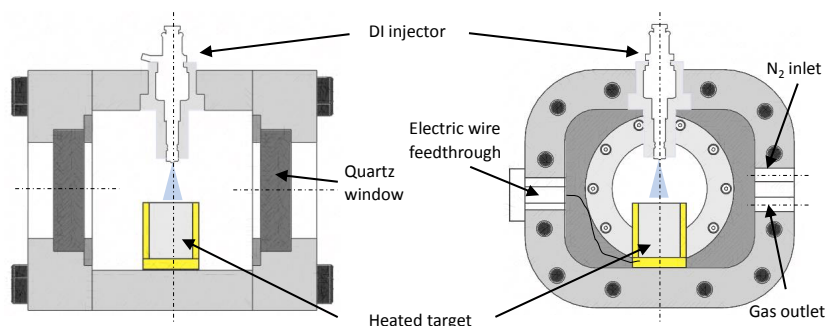


Figura 2.1: Cortes verticais da câmara pressurizada com o bloco no seu interior [adaptado de Costa *et al.* (2018)]

2.2. Sistema de injeção de água em ambiente pressurizado

A amplitude de pressões no interior da câmara para os ensaios efetuados está compreendida entre a pressão atmosférica e os 30 bar. Os parâmetros mantidos constantes incluem o tempo de injeção (Δt_{inj}) de 3 ms, e a diferença entre a pressão de injeção e pressão no interior da câmara com o valor de 95 bar. Este valor foi escolhido com base na capacidade máxima que a máquina usada para pressurizar a água (Parkside PHD 150 D3) consegue atingir, ou seja, os 125 bar, daí ser necessário ajustar a pressão no interior da câmara com 30 bar. A combinação destas condições de operação da instalação experimental resulta num valor para a massa de água injetada de 10.6 ± 0.01 mg por injeção como será demonstrado posteriormente num teste de caudal mássico ilustrado na figura 2.6. Cada injeção é feita após a renovação do gás no interior da câmara de forma a manter a humidade relativa abaixo dos 10%. Desta forma podemos desprezar a variação da humidade relativa entre ensaios consecutivos.

Tabela 2.1: Variação das propriedades da água com a pressão ambiente

Propriedades	Pressão [Bar]			
	1	10	20	30
Temperatura de saturação ($T_{sat} [^{\circ}C]$)	99.97	179.7	211.7	233.3
Entalpia de vaporização ($h_{fg} [kJ/kg]$)	22257	2015	1893	1798

2.3. Sistema de aquecimento da superfície de impacto

A cablagem que conecta o controlador PID e a resistência é feita através de orifícios na lateral da câmara. O esquema do circuito de aquecimento do bloco consiste no controlador PID ligado através de um termopar diretamente ao objeto para propósito de aquisição de temperatura, com um output ligado a um relé de estado sólido emparelhado em série com a resistência e um transformador de forma a fornecer a potência necessária de aquecimento. Estas ligações no output do relé são necessárias devido ao funcionamento da resistência elétrica ter um funcionamento a 110 V e o valor normalizado da corrente elétrica na Europa ser de 220 V. O relé foi selecionado para as correntes de saída do controlador PID e de alimentação da resistência. As características do relé selecionado foram de um input compreendido entre 3 a 32 V e output entre 24 a 380 V. O controlador PID utilizado foi o REX-C100 da RKC Instruments INC, o relé da FOTEK SSR-40 DA e o transformador da GoldSource da série THG step up/down transformer 220/110V - 110/220V 500W.

O objeto aquecido foi maquinado em aço inoxidável type 304 AISI, com uma difusibilidade térmica (α) de $4.05 \times 10^{-6} \text{ m}^2/\text{s}$ e uma condutibilidade térmica (k) de $16.2 \text{ Wm}^{-1}\text{K}^{-1}$. A injeção foi controlada através de um sinal de abertura e outro para o fecho da válvula do injetor fornecido por um arduino UNO. Devido à complexidade do sinal a ser recebido pelo injetor de forma a obter o funcionamento correto foi ainda necessário modula-lo através de um GDI Driver. Foi ainda necessário completar o código base de forma a incorporar um acionamento através de um botão. Desta forma foi possível montar uma breadboard com o botão ligados através da devida cablagem elétrica diretamente ao arduino, de forma a acionar a injeção num local conveniente onde os computadores para propósito de aquisição de dados estariam. Para alimentar todo este sistema de injeção foi utilizada uma bateria comum de automóvel de 12 V. Todos os testes foram realizados com água destilada com as propriedades listadas na tabela 2.1.

2.4. Sistema de aquisição de temperatura

A aquisição de temperaturas na superfície onde ocorre o impacto do spray é feita através de 5 termopares tipo K NANMAC de resposta rápida, ou seja, com um tempo

de resposta da ordem de grandeza das dezenas de microsegundo ($10^1 \mu s$). Cada termopar é composto por camadas finas de alumel, isolamento e cromel (tipo K) localizadas no interior de um tubo em aço inoxidável tipo 304 AISI (Fig. 2.2), ou seja, o mesmo material utilizado no cilindro aquecido, de forma a evitar erros devidos a condução lateral de calor.

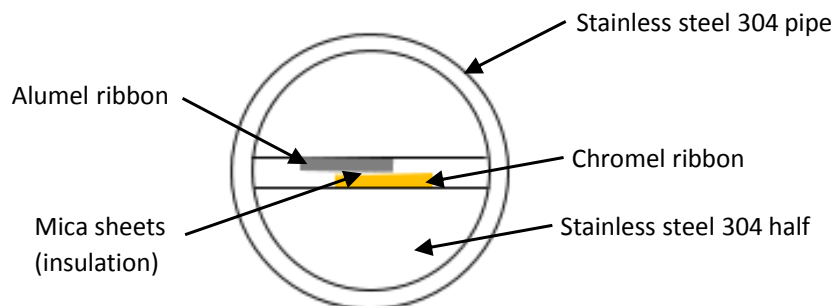


Figura 2.2: Construção dos termopares tipo K NANMAC de resposta rápida [adaptado de Costa *et al.* (2018)]

A junção térmica do termopar é feita utilizando uma lixa #80 de papel de areia na superfície exposta. O termopar é considerado em condições de ser usado quando a resistência é maior do que a resistência de um fio de chumbo mais uma margem entre 2 a 10Ω . Estes valores garantem uma baixa inércia e a resposta rápida do termopar, com o valor na ordem dos $10 \mu s$ como especificado pelo fabricante.

A figura 2.3 mostra o esquema do sistema de aquisição de temperaturas e a distribuição dos termopares na superfície do cilindro aquecido, com o termopar #0 posicionado no centro do bloco alinhado com o spray. Radialmente espaçados a 3.75 mm do centro estão os termopares #1, #2 e #3. O posicionamento destes 3 termopares serve para a verificar a simetria do fenômeno de arrefecimento ao longo da superfície do objeto. Os últimos dois termopares #4 e #5 estão posicionados respectivamente a 7.5 mm e 11.25 mm do centro.

A aquisição de temperaturas envolve a montagem dos termopares tipo K a um amplificador de sinais com um ganho de 300 antes do processamento de forma a que o sinal esteja na gama que a placa de aquisição de dados reconheça (-10 a 10 V). A placa utilizada foi a placa USB-6211 da National Instruments.

Ainda relativamente aos termopares, de forma a simplificar o procedimento na aquisição de temperaturas que já tinha sido realizado com sucesso em Costa *et al.* (2018),

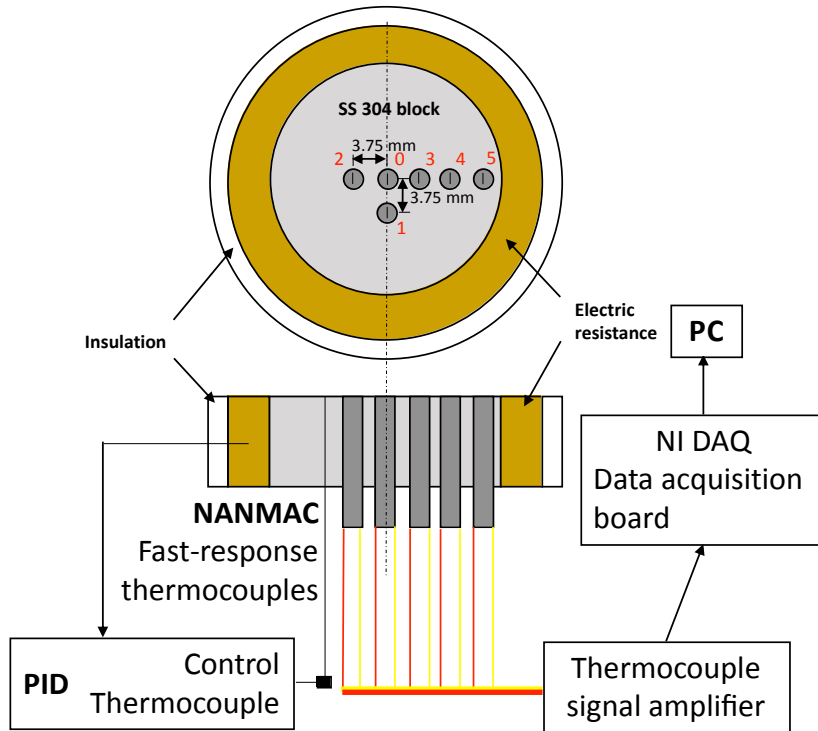


Figura 2.3: Esquema da ligação dos termopares com a sua posição definida e numerada [adaptado de Costa *et al.* (2018)]

foram utilizados apenas dois termopares. Um para adquirir valores de temperaturas posicionado no lugar do termopar #3, e outro posicionado na posição #5 ligado a um controlador PID com o objetivo de controlar o aquecimento do cilindro e, assim, obter diferentes valores para a temperatura inicial da superfície de impacto. Os restantes orifícios de termopar serão selados com os restantes termopares, ainda que não estejam funcionais, mantendo a superfície de estudo plana. A disposição dos termopares encontra-se ilustrada na Fig. 2.3. As temperaturas de superfície utilizadas nos ensaios experimentais variam entre os valores de 145°C e os 280°C.

2.5. Técnicas de Diagnóstico

A visualização macroscópica do impacto do spray em superfície aquecida e ambiente pressurizado é o objetivo de maior interesse nesta dissertação. Nesse sentido, uma câmara de alta-velocidade Phantom Miro 340 foi usada de modo a obter imagens do fenómeno em estudo com suficiente resolução temporal (ms) e espacial (mm). A taxa de aquisição usada nos ensaios experimentais foi de 2500 FPS, resultando numa resolução da imagem de 320×240 px. Recorrendo a uma resistência a meio do sistema elétrico

de alimentação do sistema que controla a abertura e fecho do injetor foi possível usar a função "*trigger*" da câmara. Esta função permite sincronizar a câmara com o sinal de injeção, visto que ao receber o sinal a câmara começa a gravação na imagem e instante inicial.

As imagens foram obtidas por retro-iluminação utilizando o contraste entre as fases líquida e gasosa. Para isso, um painel de luz LED é colocado do lado oposto à câmara de forma a que cada gota seja reconhecida e identificada visualizando a sombra formada pela mesma num fundo branco de luminosidade intensa. Esta foi a técnica mais conveniente tendo em conta o acesso ótico da câmara nas duas faces opostas como já foi descrito anteriormente.

O facto do fenómeno possuir variações na estrutura do escoamento bi-fásico na ordem dos μs , o primeiro desafio foi encontrar uma fonte luminosa com intensidade suficiente, tendo sido testadas duas possibilidades. Pretende-se em cada uma colocar o máximo de intensidade luminosa possível numa chapa metálica de 10×9 cm. Estas medidas correspondiam ao espaço retangular capaz de cobrir a entrada ótica de uma das faces da câmara de pressurização.

A primeira tentativa consistiu em cobrir a chapa metálica com fitas de luz LED alimentados por uma fonte de tensão de 12 V, o que se observou ser insuficiente, pois, a luz produzida não tinha a intensidade necessária para obter o contraste desejado na visualização de alta-velocidade. A imagem ficava demasiado escurecida, e o contraste entre plano de fundo e a sombra de gotas não permitia a qualidade pretendida e detalhe na visualização do fenómeno.

A segunda possibilidade consistiu num holofote de halogéneo montado numa placa com as dimensões impostas. Os testes preliminares com esta segunda configuração mostraram como estes holofotes de halogéneo emitem intensidade luminosa suficiente para obter o contraste pretendido e, assim, visualizar o impacto do spray. No entanto, pelo ruído eletrónico induzido pela corrente do edifício, observou-se uma intermitência na intensidade luminosa com a mesma frequência de 50 Hz. Uma possível solução a implementar no futuro seria recorrer a duas baterias de automóvel de 12 V em série para alimentar o holofote, mas dados os constrangimentos no planeamento dos trabalhos, optou-se por remeter esse teste em futuros trabalhos na instalação. Conscientes destas limitações quanto à intermitência na retro-iluminação, os ensaios foram repeti-

dos até obter as imagens que permitissem uma adequada análise física dos fenómenos em estudo.

Uma grande diferença entre a utilização de LED's e lâmpadas de halogéneo é o aquecimento térmico dos dispositivos durante a utilização. Desta forma, visto que optamos pelas lâmpadas de halogéneo, foi necessário pensar e conceber uma solução para mitigar o efeito que a dissipação térmica da lâmpada de halogéneo pudesse gerar nos ensaios experimentais realizados. Assim, implementou-se um dissipador de calor na placa de holofote colada com silicone resistente a elevadas temperaturas, e aplicando pasta térmica na maior parte da área da conexão de forma a maximizar a dissipação de calor.

Ainda sobre a visualização, a difusão e uniformização da luz proveniente das várias lâmpadas de halogéneo recorreu a um vidro acrílico branco translúcido. Foi estudada a distância a que o acrílico teria de estar para uniformizar o plano de luz chegando à conclusão que 2 cm seria a distância adequada. Os suportes de fixação da chapa metálica à placa de acrílico à distância pretendida foram desenhados e construídos em impressão 3D (ver Fig. 2.4). Para completar o sistema de retro-iluminação, isolou-se as faces ortogonais às lâmpadas com fita adesiva no exterior e fita refletora no interior de forma a ter uma maior aproveitamento luminoso.

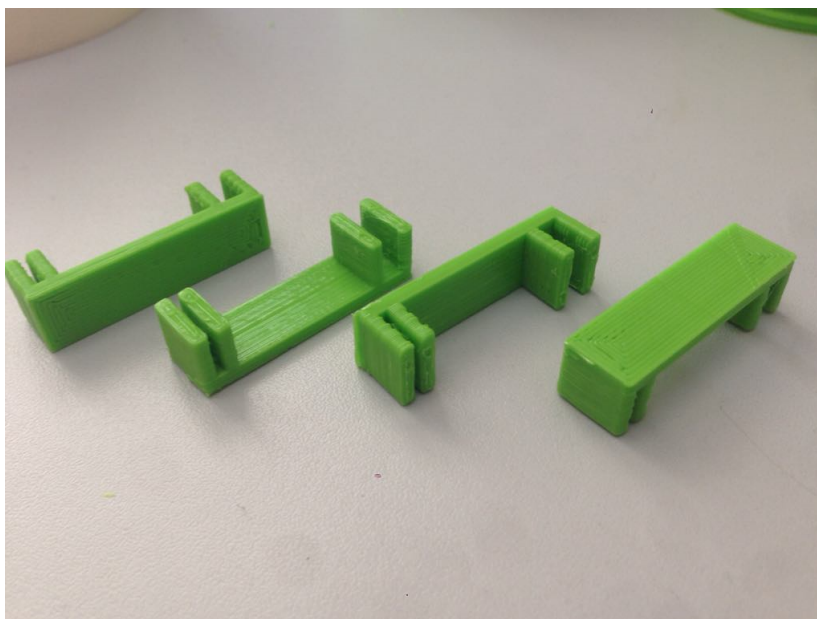


Figura 2.4: Suportes criados na impressora 3D

A aquisição da pressão hidráulica é feita através do sensor da Bosch incorporado

no *commonrail* onde o está inserido o injetor. Com uma alimentação de 5 V podemos depois utilizar a mesma placa da NI que faz a aquisição de temperaturas para ler o valor de pressão. Por fim, recorre-se às especificações do sensor para converter o sinal recebido em V para bar .

2.6. Calibrações

Esta secção contém a calibração de diversos componentes da instalação experimental. Nomeadamente:

- o tempo de resposta do injetor;
- o caudal de água injetado;

2.6.1. Calibração do tempo de resposta do injetor

Utilizando a câmara Phantom Miro 340 com uma resolução de 320×240 pixels adquiriram-se imagens a uma taxa de 25000 FPS, correspondendo a um intervalo de tempo entre imagens de $40 \mu s$. O objetivo consiste em analisar o atraso entre o sinal eletrónico de abertura do injetor e a saída de líquido, assim como no caso do fecho. Dado o intervalo de tempo entre imagens, a incerteza na identificação destes instante é de $\pm 40 \mu s$. Apontando a câmara para o injetor conseguimos adquirir dois parâmetros importantes na calibração. Em primeiro lugar o tempo de atraso entre o sinal de injeção e a imagem em que se verificava que realmente a água era injetada. E o segundo parâmetro seria o tempo real de injeção, analisando o tempo de inicio de injeção e o de fecho da válvula.

Os tempos de injeção testados variaram de 1 a 5 ms. A diferença entre o tempo de injeção definido eletronicamente e o medido com a câmara de alta-velocidade é sistemático (*bias*) e ronda o valor de 0.2 ms. Este atraso advém da comutação entre o sistema arduino que gera o sinal e o circuito *GDI driver* que modula o sinal enviado para controlar o injetor. Visto que foi necessário reconhecer visualmente em que imagem o injetor deixou de garantir a pressão de injeção, passando a haver apenas queda de água residual após o fecho da válvula, a incerteza na identificação do fecho é superior à da abertura do injetor. Porém, como a resolução temporal da câmara é uma ordem de

grandeza inferior ao desvio obtido entre o tempo eletrônico e real de injeção, o efeito do processo de identificação no resultado final considera-se desprezável.

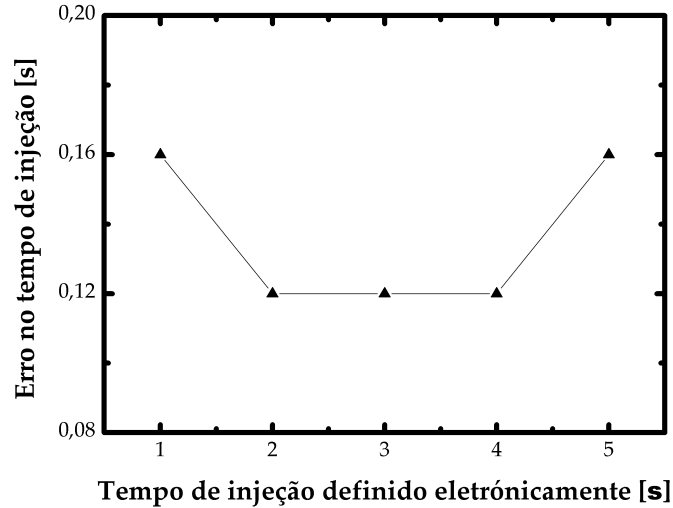


Figura 2.5: Gráfico de erro de tempo de abertura de injetor para injeções de 1, 2, 3, 4 e 5 ms

Os resultados desta calibração estão representados na figura 2.5, onde podemos verificar os valores dos erros adquiridos. Desta forma chegamos a um valor para o erro de $E = 0.136 \pm 0.0196 [s]$.

2.6.2. Calibração do caudal de injeção

Para averiguar o caudal mássico real da injeção foi efetuado um teste que consistiu na pesagem de um copo após duzentas injeções consecutivas. Foi repetido este processo três vezes para cada tempo de injeção, sendo também adquirida a pressão a que cada conjunto de injeções foi realizado. Devido ao sistema de controlo da pressão de injeção e ao tempo necessário para efetuar as duzentas injeções, o valor da pressão sofreria alterações ao longo do teste. Por esta razão trabalhamos com valores de pressão médios. A massa do copo usado era de 6.89 g.

Uma tabela com os valores do teste foi remetida para o apêndice, no entanto verificamos os resultados destes testes na figura 2.6, onde conseguimos ver o seu efeito na variação da pressão de injeção.

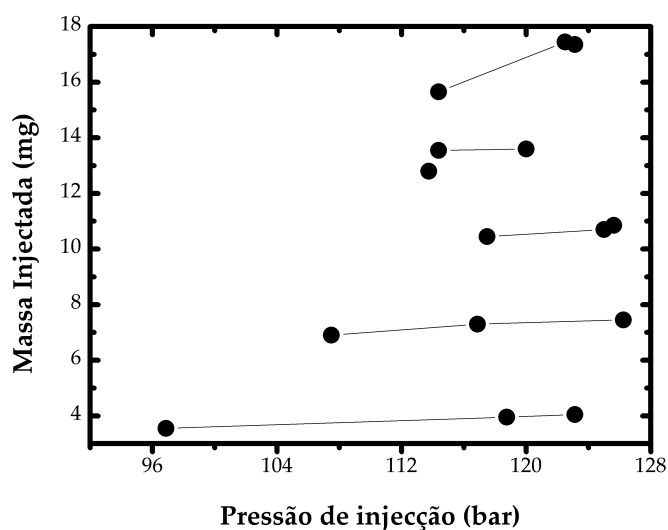


Figura 2.6: Calibração do caudal mássico em função da pressão de injeção

2.7. Algoritmo de cálculo do fluxo de calor

Um dos aspetos importantes no cálculo do fluxo de calor com base na variação de temperaturas na superfície de impacto são o conhecimento das propriedades térmicas da junção de crómel e alumel do termopar, mais especificamente da efusividade térmica dada por $\beta = \sqrt{k\rho c_p}$. Com base na literatura, o valor da efusividade térmica utilizado no decorrer deste trabalho foi de $\beta = 8000 [J \cdot m^{-2} K^{-1} s^{-1/2}]$.

O valor do fluxo de calor, $q''_w(t)$, é calculado para cada injeção utilizando um algoritmo em MATLAB que processa as medidas de temperaturas efetuadas à superfície para cada conjunto de condições de operação. Através de uma análise de propagação de erros convencional verificou-se que a incerteza computacional é menor do que 1% para todos os ensaios experimentais realizados. De forma a comparar os resultados em diferentes condições de operação recorreu-se a valores de potência térmica dissipada, fluxo de calor retirado pelo spray e eficiência térmica.

O fluxo de calor calculado assume a simplificação de que a condução de calor é uni-dimensional num corpo semi-infinito (Panão & Moreira, 2009). A escala de tempo de penetração do calor por difusão no cilindro para o modelo uni-dimensional obtém-se como $\tau \sim L^2/\alpha \sim 10^{-4}/10^{-5}$, logo $\tau \sim 10^1$, ou seja, muito superior à escala de tempo da transmissão de calor que é da ordem dos μs . Por outro lado, como sugerido por Moreira & Panão (2006), a condução de calor lateral é desprezável e,

consequentemente, o esquema uni-dimensional de condução será aplicável com um nível de precisão bastante elevado ao medir a transmissão de calor no impacto do spray.

De acordo com Panão & Moreira (2009), o fluxo pode ser obtido numericamente através da seguinte expressão:

$$q''_w(t_n) = \frac{2\beta}{\sqrt{\pi}} \sum_{n=1}^{\infty} \frac{\delta(t_i) - \delta(t_{i-1})}{(t_n - t_i)^{1/2} + (t_n - t_{i-1})^{1/2}} \quad (2.1)$$

com $\delta(t) = T(t) - T(0)$, representando a diferença de temperatura relativamente à temperatura no início do teste.

A variação local do fluxo de calor obtém-se por integração de $q''_w(t)$ ao longo do período de aquisição com duração (Δt), exprimindo-se como,

$$\overline{q''_w}(r, \Delta t) = \frac{1}{\Delta t} \int_0^{\Delta t} q''_w(r, \tau) d\tau \quad (2.2)$$

O integral é calculado recorrendo ao método numérico da regra dos trapézios composta. Devido à elevada frequência de aquisição de dados, o erro de integração é desprezável. A quantidade de calor retirado pelo spray é expressa pela variação espacial integrada do fluxo de calor local dentro da área total de impacto do spray,

$$\langle \overline{q''_w} \rangle = \frac{2\pi}{A_{\text{impacto}}} \int_0^R q''_w(r, \Delta t) r dr \quad (2.3)$$

Por último, a eficiência de arrefecimento é a razão entre o arrefecimento real e o arrefecimento teórico máximo. Ou seja, a razão entre o calor obtido experimentalmente e o máximo que pode ser retirado teoricamente à superfície para as mesmas condições iniciais, considerando as componentes sensível e latente,

$$\eta_c = \frac{\langle \overline{q''_w} \rangle}{\frac{\dot{m}_f}{A_{\text{impacto}}} [c_{p,f}(T_{f,sat} - T_f) + h_{fg}]} \quad (2.4)$$

2.8. Preparações, procedimentos e limitações

Antes de efetuar as experiências existem diversos procedimentos a ter em conta e medidas a tomar de forma a garantir a validade das experiências tal como a segurança dos operadores. Em primeiro lugar está a preparação do bloco onde os termopares

estão inseridos. É necessário verificar regularmente que a lã isoladora garante que nenhum fio de termopar se encontra em contacto com o bloco de aquecimento, seguido do posicionamento do mesmo no centro da câmara. O bloco é centrado desmontando o *commonrail* onde está inserido o injetor e utilizando um veio cilíndrico de raio equivalente ao do orifício de forma a garantir que o termopar central fica centrado com o injetor.

Após ter o bloco centrado, segue-se o fecho da câmara de testes. Cada uma das faces tem 8 parafusos de aperto roscado no componente central da câmara em adição a 12 varas de rosca normal e uma rosca de auto-aperto que fixam ambas as faces diretamente uma à outra atravessando a câmara na totalidade. Todos estes parafusos de fixação da câmara foram dimensionados para um aperto de $50 N \cdot m$, usando uma chave manométrica.

De seguida procede-se à preparação da câmara de alta-velocidade para a aquisição de imagens. Com o holofote de halogéneo na janela oposta, é necessário posicionar a câmara para efetuar o ajuste do contraste e focagem. Utilizando um nivelador, a câmara é posicionada na horizontal e orientada de forma a visualizar as partes do spray desejadas garantindo uma imagem paralela à base do bloco com os termopares. Caso contrário, não seria possível observar a fina camada de vapor ou o filme de líquido que é espetável formar-se em alguns dos testes. Devido ao posicionamento da câmara a única forma de ajustar a focagem é voltar a inserir o componente cilíndrico pelo orifício do injetor.

Ao focar a câmara no bloco cilíndrico fica garantido que a imagem obtida corresponde à secção central do spray. Efetuando depois algumas injeções, fazem-se os ajustes de contraste necessários até obter as condições que mais favorecem a visualização, tendo sempre em conta que os testes terão de ser repetidos sempre que a injeção coincidir com uma fase de baixa luminosidade como já foi referido na secção 2.1 decorrente da limitação inerente à utilização deste sistema de iluminação.

As restantes características a regular dizem respeito às condições desejadas para cada ensaio experimental. Em primeiro lugar, a regulação da pressão hidráulica gerada pela máquina de lavagem de automóveis. O funcionamento da máquina consiste na pressurização até atingir um valor máximo admissível (125 bar) seguido de uma paragem no seu funcionamento e, ainda, uma despressurização para cerca de 60 bar. De

modo a evitar a descompressão, abriu-se parcialmente a válvula de escape do *common-rail* de forma a manter um caudal em circulação constante com o objetivo de manter a máquina em funcionamento. A regulação da pressão foi conseguida de forma similar, abrindo ou fechando a válvula de escape, respetivamente, de forma a aumentar ou diminuir a pressão.

A regulação da pressão no interior da câmara é controlada através de duas válvulas. Uma que controla a saída da bilha de azoto diretamente para a câmara e outra para fazer o escape dos gases de forma a renovar o gás no interior da câmara.

A temperatura como já explicado na secção 2.1 é controlada pelo controlador PID sendo apenas necessário ter em conta que, devido ao funcionamento do relé de estado sólido, haverá um overshoot acentuado, principalmente a temperaturas relativamente baixas.

Ao efetuar os primeiros testes deparámo-nos com vários obstáculos, sendo o mais complicado o ruído por interferências elétricas induzidas pela rede. Devido à elevada taxa de aquisição (80000 kHz) e à sensibilidade dos termopares tipo-K, observou-se um ruído constante de frequência muito elevada que, mesmo durante o período noturno com menor atividade no edifício, revelou, sem a aplicação de filtros, variações na ordem dos $\pm 5^{\circ}\text{C}$ em torno do valor médio expectável. Adicionalmente, constatou-se ainda múltiplas interferências na aquisição de temperaturas. A mais grave, e sem hipótese de ser anulada, foi a interferência derivada da própria injeção. Devido à elevada impedância do injetor (12 V a cerca de 20 A) que por vezes se verificava apenas como um aumento no ruído já existente, alguns microsegundos antes da diminuição de temperatura, outras vezes inutilizou por completo o teste introduzindo um ruído de frequência mais baixa adicional ao longo da descida de temperatura, tal como no restante tempo de aquisição de dados. Interferências que conseguimos resolver, mas sem explicação para o sucedido.

3 Resultados e Discussão

Nesta secção serão apresentados e discutidos os resultados experimentais recorrendo à instalação mencionada no capítulo 2. O primeiro conjunto de testes foi feito com um tempo de injeção de 3 ms com a temperatura de superfície constante a 260°C.

O primeiro parâmetro a analisar é o tempo de chegada da injeção à superfície ou mesmo a velocidade média da fase inicial do spray. Em Costa *et al.* (2018) em condições semelhantes aqui descritas foi documentado que esses tempos de chegada variariam entre 0.5 a 1.7 ms. Na tabela 3.1 estão representados os valores de tempo de chegada obtidos no decorrer deste trabalho comparativamente com os obtidos por Costa *et al.* (2018).

Tabela 3.1: Instante de impacto do spray e velocidade média

	Ensaio		(Costa <i>et al.</i> , 2018)	
	Instante de impacto [ms]	Velocidade média [m/s]	Instante de impacto [ms]	Velocidade média [m/s]
1Bar	0.72	76.39	0.45	122.22
10Bar	1	55	0.72	78.39
20Bar	1.44	38.19	1.02	53.92
30Bar	1.84	29.89	1.7	32.35

Os tempos de chegada do spray à superfície em Costa *et al.* (2018) foi obtidos com base na sincronização entre o sinal do injetor e o sinal dos termopares, avaliando o tempo até que a temperatura do bloco atingisse um valor 3°C abaixo da temperatura inicial do teste após o sinal da injeção. Dado a maior presença de ruído no sinal da temperatura, ao contrário de Costa *et al.* (2018), a abordagem neste trabalho foi diferente, usando a visualização de alta-velocidade com retro-iluminação. A taxa

de aquisição de imagens da câmara Phantom foi de 25 kHz, logo, resultando numa resolução temporal de 40 μs . Assim, obtemos exatamente o mesmo tipo de análise visto que a sincronização da câmara é feita relativamente ao sinal de injeção. Desta forma conseguimos comparar os valores e tirar algumas conclusões. Para adquirir as velocidades médias efetuamos o cálculo com base na distância entre o injetor e o bloco que é de 55 mm.

A discrepância deve-se principalmente ao facto de estarmos a utilizar uma diferença entre pressão hidráulica e pressão ambiente com o valor de 95 bar e em Costa *et al.* (2018) os testes terem sido feitos com essa mesma diferença de pressões na casa dos 130 bar, o que pela literatura mostra ser o fator chave na determinação da velocidade do spray.

De forma a melhor compreender a importância do calor sensível e do calor latente neste fenómeno, podemos recorrer ao número adimensional de Jakob (Ja) que os relaciona. Desta forma é possível perceber qual das formas de transmissão de calor deveremos privilegiar de forma a maximizar o fluxo. O número de Jacob (Ja) depende das propriedades termofísicas da água às condições de cada ensaio. Um número de Jacob baixo representa uma transferência de calor onde a mudança de fase tem uma importância muito elevada, contrariamente um Jacob elevado dá um maior peso ao calor sensível.

$$Ja = \frac{c_p(T_{sat} - T_f)}{h_{fg}} \quad (3.1)$$

Como podemos verificar na tabela 3.2, existe uma tendência para o aumento do número de Jacob com o aumento da pressão ambiente. Esta tendência mostra que à pressão atmosférica a evaporação é chave para maximizar o fluxo de calor. A razão deve-se à relevância do calor latente envolvido na mudança de fase com o aumento da pressão, uma vez que o seu aumento resulta num valor em cerca de quatro vezes superior para o número de Jacob a 30 bar.

Devido à falta de um sensor de temperatura no sistema hidráulico, a temperatura da água injetada utilizada foi assumida com um valor médio arbitrário de 30°C tendo em conta os mesmos valores em Costa *et al.* (2018) e as diferenças nas nossas instalações. Devido ao contacto do *commonrail* com a câmara pressurizada que está aquecida espera-se que exista um aquecimento da água. Em Costa *et al.* (2018) a temperatura

atingiu valores de 50°C, pelo que, para garantir o funcionamento correto, foi necessário manter um caudal de água constante, obrigando a temperatura da água a diminuir no *commonrail* tendendo para um valor mais próximo da temperatura da alimentação de água.

3.1. Aquisição de temperaturas com o bloco a 260 °C

Os resultados obtidos para o arrefecimento local do spray estão sintetizados na figura 3.1, obtido a 3.75 mm do centro do bloco cilíndrico. As oscilações observadas resultam de ruído eletrónico proveniente da rede elétrica no laboratório. De qualquer modo, essa oscilação não compromete o comportamento térmico observado. Nomeadamente, observa-se um decréscimo súbito na temperatura da superfície compreendida entre 20°C e 40°C, o que corrobora e valida a reprodutibilidade dos testes em Costa *et al.* (2018). Recorrendo à equação 2.1, como descreve Panão & Moreira (2009), calcula-se o fluxo de calor como está representado na figura 3.2.

Do ponto de vista térmico, os resultados obtidos são equivalente aos reportados em Costa *et al.* (2018), o que os valida para posterior análise comparativa com as imagens de alta-velocidade do escoamento. À pressão atmosférica o valor do fluxo máximo é cerca de 4 MW/m² como podemos observar na figura 3.2. Esse valor máximo instantâneo decresce quando se aumenta a pressão ambiente acima do valor atmosférico para 10 bar e continua a deteriorar-se até ao 30 bar com um valor próximo dos 3 MW/m². O teste a 10 bar no qual se previa atingir o maior fluxo térmico foi no

Tabela 3.2: Número de Jacob com a variação de pressão ambiente

	Pressão interior [Bar]			
	1	10	20	30
Temperatura da água, Tf [°C]	30	30	30	30
Calor específico, cp [J/kgK]	4217	4410	4564	4709.7
Entalpia de vaporização, hfg [kJ/kg]	2257	2015	1893	1798
Número de Jacob, Ja	0.130733	0.327631	0.438016	0.532558

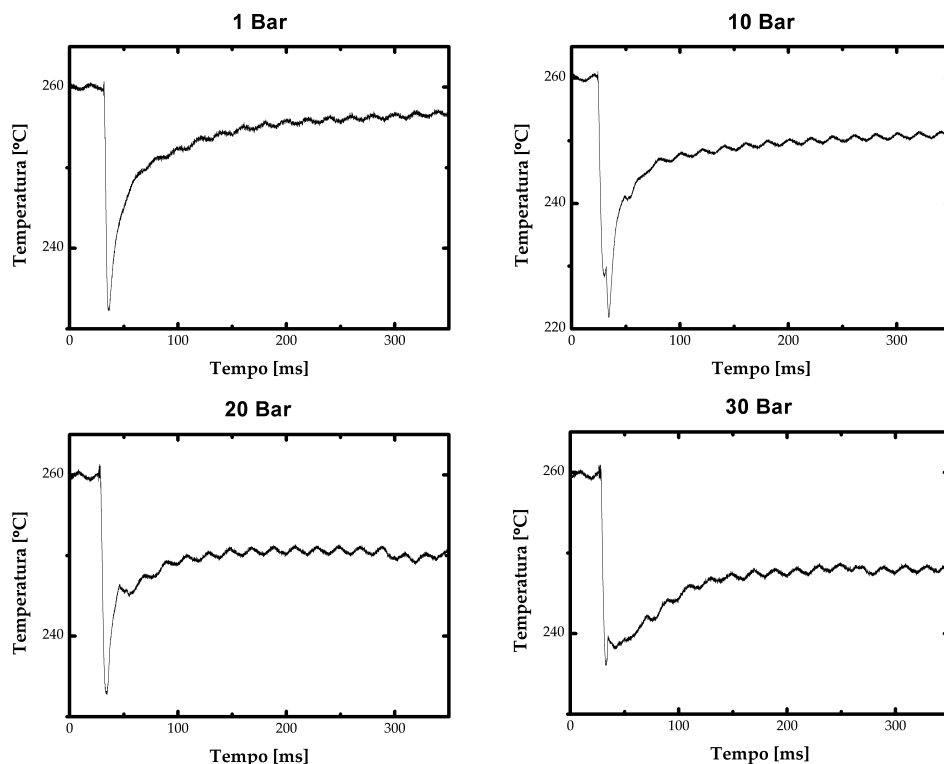


Figura 3.1: Resultados da aquisição de temperaturas com uma injeção de 3 ms e temperatura de superfície de 260°C a 1, 10, 20 e 30 Bar.

entanto mais afetado do que os outros pelo ruído eletrônico, o que resultou na adição de um segundo máximo local no fluxo de calor pode não ser realista. No entanto, qualitativamente, é interessante observar como o valor de fluxo de calor máximo visível é já cerca de 4 MW/m^2 e portanto é expectável que fosse atingido um valor de pelo menos 5 MW/m^2 aos 10 Bar, o que seria mais próximo dos valores em Costa *et al.* (2018).

Outro fator importante a referir é a formação ou não de um filme de líquido em algumas das condições estudadas por comparação com os perfis de temperatura reportados em Labeish (1994). No teste a 1 bar verificou-se um comportamento típico de superfície seca. Ou seja, a temperatura da superfície é acima da temperatura de Leidenfrost para a água, pelo que as gotas não aderem à superfície ao atingir a camada vapor formada nesse regime. Com o aumento de pressão ambiente, é de notar que resultou na formação de alguns acumulados de água no estado líquido, como expresso por uma maior estabilização da temperatura da superfície nos instantes após atingido o valor mínimo, como se verifica, qualitativamente, a 30 bar apesar da oscilação da

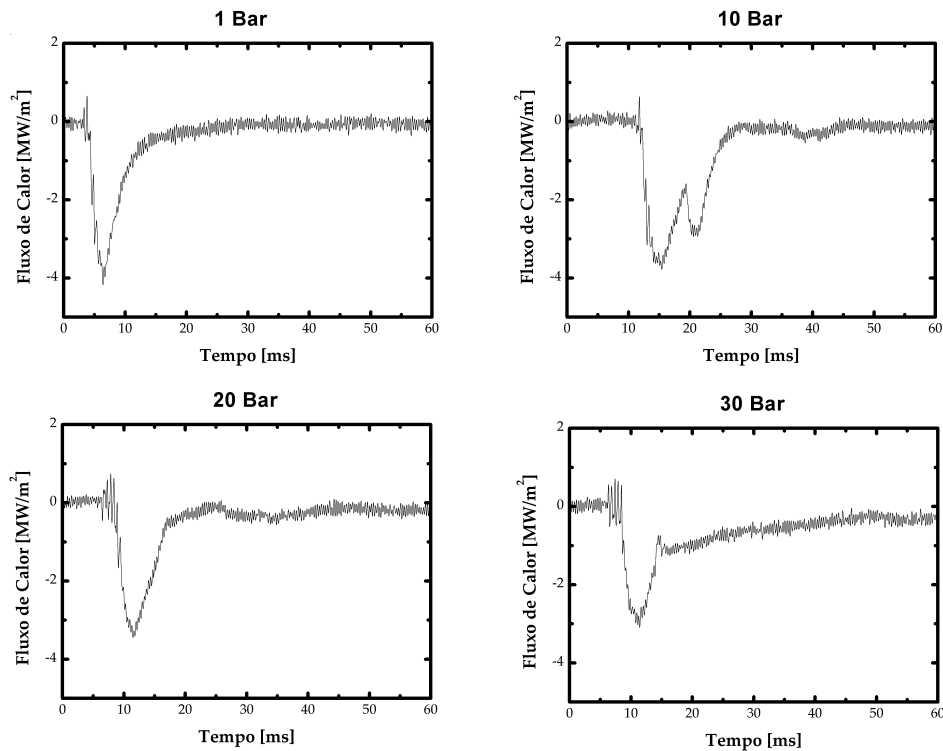


Figura 3.2: Valor do fluxo de calor numa injeção de 3 ms e temperatura de superfície de 260°C a 1, 10, 20 e 30 Bar.

temperatura. Outro indício da formação de filme de líquido é a menor evolução do fluxo de calor para um nulo, como se observa para 1 bar. Nomeadamente, a 30 bar, a permanência do mesmo com valor em cerca de $1 \text{ MW}/\text{m}^2$ durante algum tempo após o contacto. Esta tendência representa, fisicamente, a formação de filme de líquido cobrindo quase na totalidade a área do termopar.

3.2. Análise da visualização com o bloco a 260°C

Esta secção irá incidir sobre a visualização realizada de forma a relacionar os dados obtidos na aquisição de temperaturas com as estruturas macroscópicas do escoamento no impacto do spray.

Nos ensaios experimentais à pressão atmosférica observou-se uma ampla gama de raios de gota, sendo no entanto onde se verificaram as gotas de maior tamanho. Embora a camada de vapor não fosse visível, observou-se um comportamento interessante que nos leva a acreditar que as condições do ensaio seriam suficientes para a sua formação.

A atomização secundária foi predominante ao longo de toda a injeção, com a particularidade que as gotas derivadas desse fenómeno pareciam favorecer uma trajetória quase horizontal mantendo-se sempre e nunca abaixo de uma determinada distância da superfície. As poucas gotas que não sofreram da atomização secundária adquiriam um comportamento típico de stick, no entanto mantendo-se a alguma distância da superfície e evaporando na totalidade antes de haver a possibilidade de qualquer contacto. O comportamento típico observado foi a repulsão das gotas a partir da superfície. Relembrando os mecanismos hidrodinâmico mencionados no capítulo 1.1, identificamos o comportamento predominante no impacto como rebound. Este tipo de comportamento reduz substancialmente a adesão por parte do spray à superfície aquecida para efeitos de arrefecimento. Não houve sinais quaisquer da condensação de vapores formando plumas térmicas, o que representa uma humidade relativa local nunca muito elevada. Por fim é de reparar que foi o único teste onde em cerca dos 0.2 segundos após a injeção a superfície encontrou-se praticamente seca na área abrangida pela câmara, representando uma rápida evaporação e dispersão das gotas para fora da superfície de injeção.

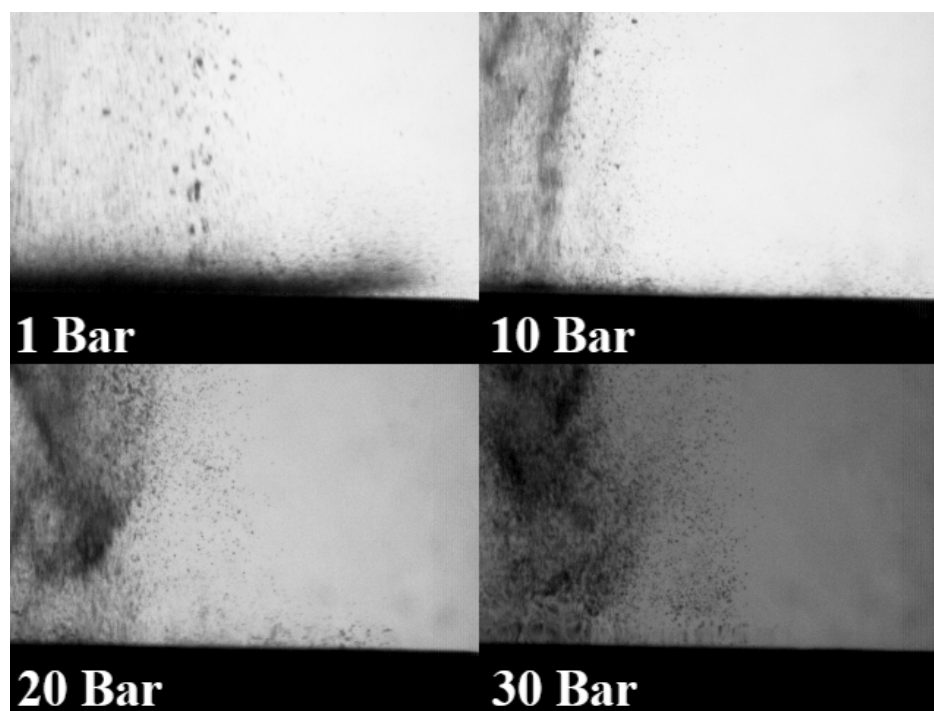


Figura 3.3: Imagens obtidas no instante 2.4 ms após o início da injeção para as pressões de 1, 10, 20 e 30 *bar*.

À pressão ambiente de 10 *bar* realça-se de imediato a maior densidade de gotas no spray incidente, bem como a maior uniformização aparente do seu tamanho, pois, contrariamente ao observado para a pressão atmosférica, o tamanho de gota parece bastante mais regular. O comportamento do primeiro impacto mostra ainda indícios da formação de uma possível camada de vapor, identificando na figura 3.3 uma descoloração na interface que deixa de ser visível nos testes a pressões mais elevadas. No entanto, com o decorrer do tempo formam-se alguns núcleos ou aglomerados de líquido com tamanho suficiente para se depositarem na superfície mostrando uma agitação típica da atomização secundária induzida pelo rebentamento de bolhas formadas à superfície. Existe ainda alguma repulsão evidente no impacto, no entanto nota-se um decréscimo acentuado comparativamente a 1 *bar*. Relativamente à adesão das gotas à superfície existe um aumento claro. Porém, só as gotas com um tamanho significativo possuem energia de impacto para o efeito. A formação de uma pluma térmica pouco densa no contacto da água com a superfície mostra ser atingida uma humidade relativa local elevada na zona de contacto atingindo mais facilmente a saturação.

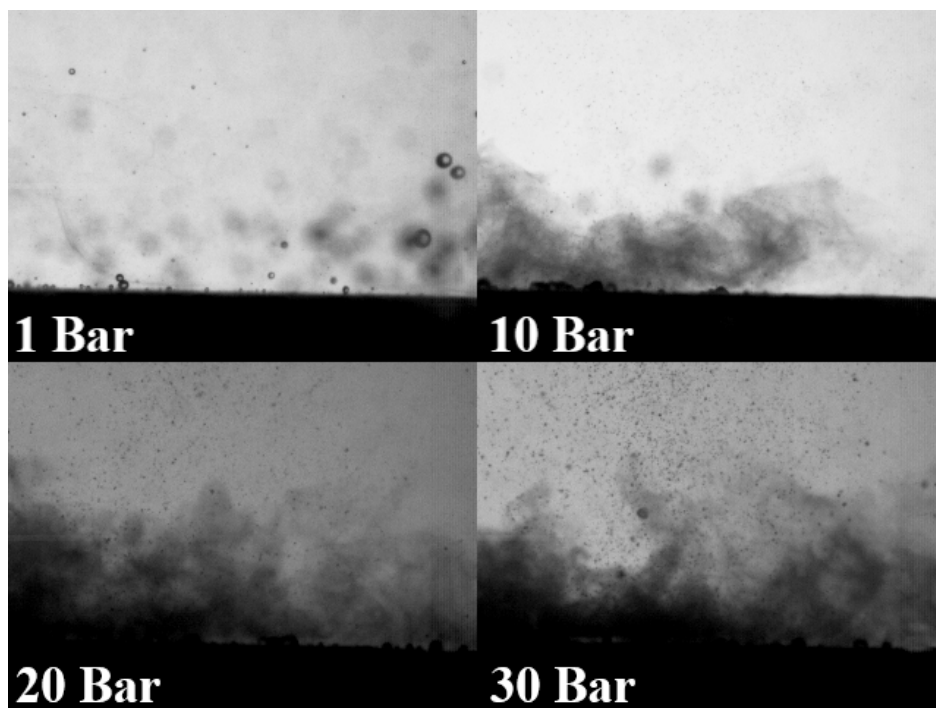


Figura 3.4: Imagens retiradas a 80 *ms* do sinal recebido pelo injetor para as pressões de 1, 10, 20 e 30 *bar*.

Quando a pressão ambiente aumenta para os 20 *bar* observamos que o tamanho de

gota diminui. Evidências da camada de vapor são cada vez menores, observando-se já claramente que a interface gota-superfície se identifica mais com o mecanismo hidrodinâmico de splash e às vezes até mesmo de spread, contrariamente à pressão atmosférica onde as gotas aparentemente estáticas mostravam tendências de ter o mínimo de área de contacto possível. Observa-se uma diminuição na repulsão das gotas identificada como rebound, o que representa uma capacidade de adesão superior. Verificam-se, inclusivamente, gotas pequenas serem capazes de permanecer na superfície para efeitos de arrefecimento. A agitação das gotas revela uma menor taxa de atomização secundária comparativamente a $p_{amb} = 10 \text{ bar}$ o que interpretamos claramente como ebulição nucleada. Devido à diminuição da diferença de temperatura da superfície comparativamente à temperatura de saturação, deparamo-nos com uma ebulição de nível energético inferior. Observa-se um aumento da densidade da pluma térmica formada, o que mostra uma clara tendência para o seu aumento com a pressão ambiente. Pela primeira vez verifica-se uma distorção visual devido às diferenças térmicas acima da superfície.

Os resultados a $p_{amb} = 30 \text{ bar}$ revelam uma maior uniformidade na densidade do spray tal como o tamanho de gota mais pequeno observado até ao momento. A adesão à superfície continua a aumentar pois qualquer tamanho de gota parece ser capaz de se fixar, havendo cada vez menos gotas em rebound, e sendo formado um filme de líquido com bastante facilidade cobrindo a superfície quase na totalidade da área captada pelas imagens, o que se representou visualmente pela predominância do mecanismo hidrodinâmico spread. Forma-se uma pluma térmica de elevada densidade de microgotículas que se alastrou desde os primeiros contactos com a superfície, dificultando inclusive a visualização da camada de líquido formada. A distorção térmica do azoto à superfície é ainda mais evidente e espessa do que a 20 bar . Esta distorção é mais fácil observar em vídeo corrido do que em imagens, no entanto analisando com atenção a imagem a 30 Bar da figura 3.3 é possível visualizar o fenómeno.

A diminuição do tamanho de gota com o aumento da pressão observada por Meingast *et al.* (2004) é validada na observação, tendo em conta que a 1 e 10 bar existe alguma disparidade no tamanho médio global de gota. Como demonstrado na figura 3.3 o comportamento do spray no contacto com a superfície varia de forma a que o rebound seja predominante a 1 bar , mas favorecendo a deposição das gotas na superfície a 30 bar pelo mecanismo de spread. Ainda relativamente à capacidade de adesão,

temos uma clara tendência para que gotas cada vez mais pequenas sejam capazes de se fixar na superfície com o aumento da pressão ambiente. Na figura 3.4 podemos observar a formação da pluma térmica derivada dos vapores acumulados. A variação da humidade relativa local, tal como o facto de sermos capazes de observar a distorção térmica à superfície, com a variação da pressão é um dado sobre o qual existe pouca informação descrita, daí ter sido um ponto interessante de observar e analisar.

3.3. Análise de resultados com um grau de sobreaquecimento inicial $T_w(0) - T_{sat}$ constante

A abordagem dos ensaios experimentais seguintes consistiu em manter constante o grau de sobreaquecimento inicial entre a temperatura da superfície e a de saturação do líquido, $T_w(0) - T_{sat} = 45^\circ\text{C}$, o que resultou em temperaturas de superfície de 145, 225, 260 e 280°C , respetivamente, a 1, 10, 20 e 30 *bar*.

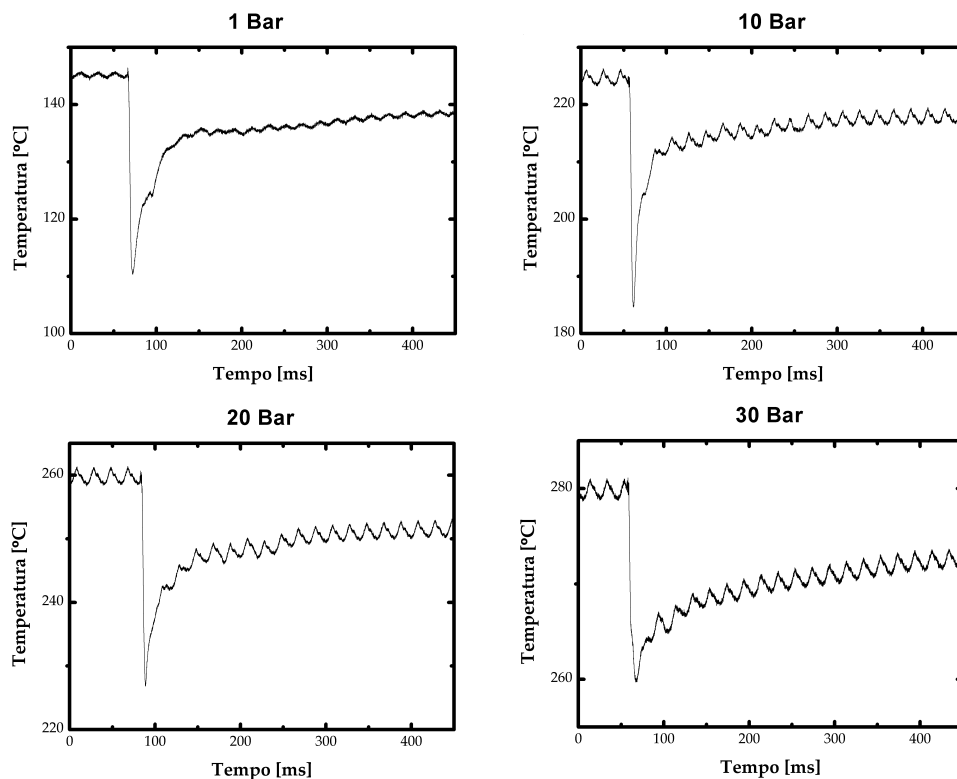


Figura 3.5: Resultados da aquisição de temperaturas com uma injeção de 3 *ms* e diferença de temperaturas da superfície e saturação de 45°C a 1, 10, 20 e 30 *Bar*.

Podemos observar a variação de temperaturas na figura 3.5 e o resultado do cálculo

do fluxo nestes ensaios na figura 3.6 onde, mais uma vez, é possível comparar os resultados com Costa *et al.* (2018) de forma a verificar a reprodutibilidade. A variação do fluxo de calor máximo verificado é ainda mais consistente com os trabalhos prévios, atingindo o valor mais elevado aos 10 *bar* com cerca de 5.5 MW/m^2 , diminuindo depois com o aumento de pressão até um valor de 2.6 MW/m^2 a 30 *bar*. Tendo em conta que θ inicial se mantém entre as diferentes condições estudadas, é de notar a tendência para a maior possibilidade de formação de filme de líquido com o aumento de pressão ambiente. No entanto, desde os ensaios experimentais à pressão atmosférica que se verifica o comportamento típico de superfície molhada. Na aquisição de temperaturas verifica-se a estabilização para um patamar sempre pelo menos 10°C abaixo do valor da temperatura inicial da superfície. Nos fluxos de calor verifica-se o mesmo através das oscilações do seu valor ao contrário da estabilização tendencialmente para um valor nulo.

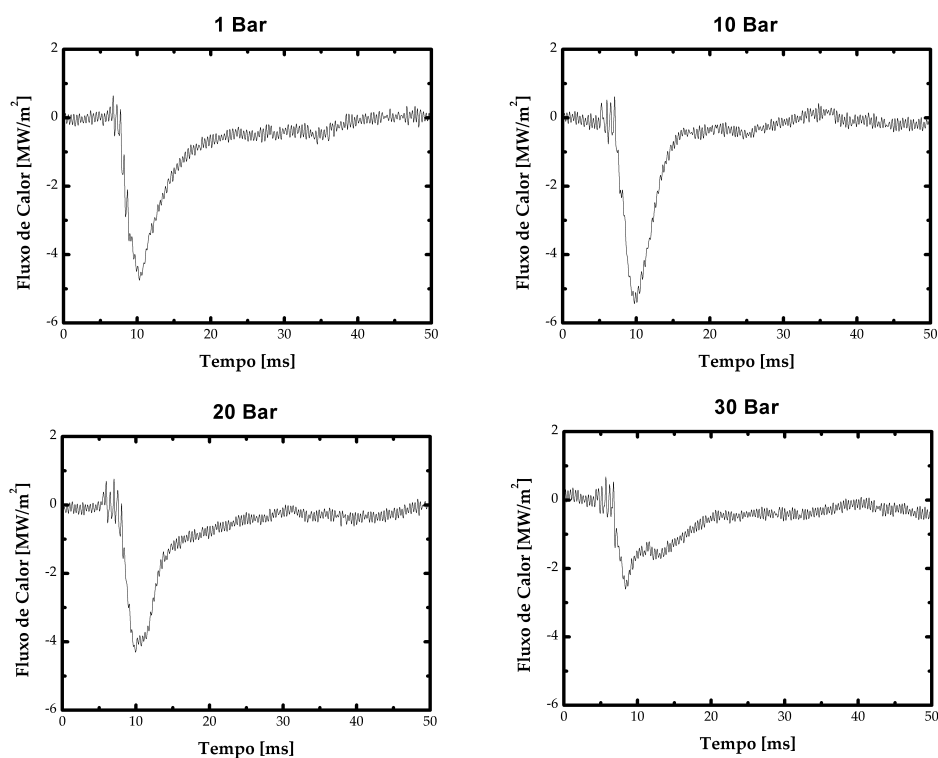


Figura 3.6: Valor do fluxo de calor numa injeção de 3 *ms* e diferença de temperaturas de superfície e saturação de 45°C a 1, 10, 20 e 30 *Bar*.

3.4. Análise das imagens para $T_w(0) - T_{sat}$ constante

Considerando a análise detalhada feita na secção 3.2, mencionaremos aqui apenas as diferenças relativamente aos ensaios a 260°C de forma a evitar repetição.

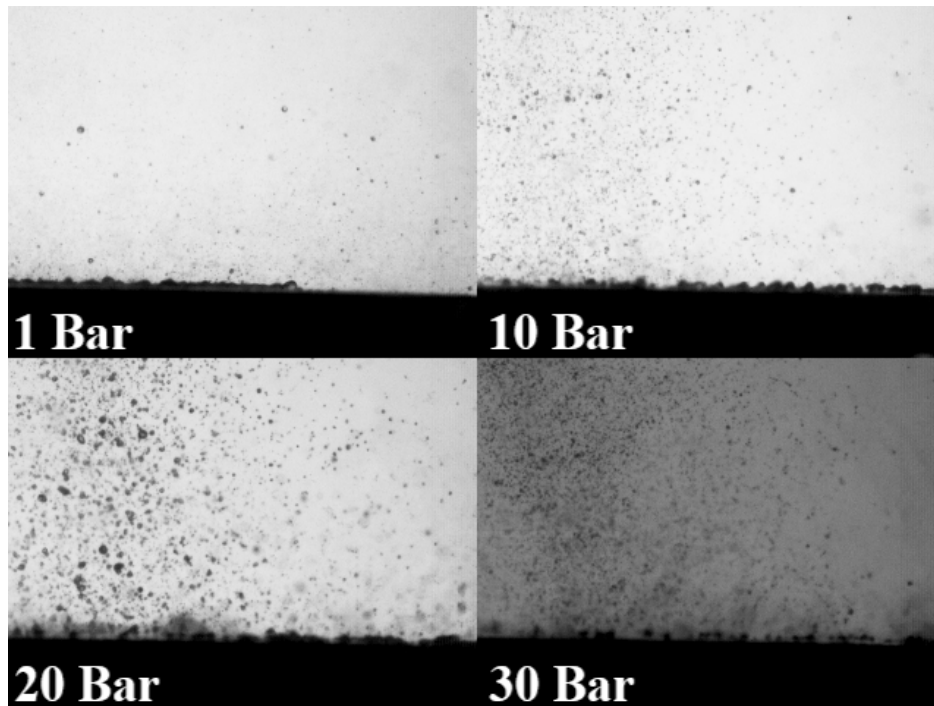


Figura 3.7: Imagens retiradas a 7.5 ms do sinal recebido pelo injetor para as pressões de 1, 10, 20 e 30 Bar.

Tal como foi verificado na secção 3.3 existe a formação de filme de líquido em todos os casos, independentemente da pressão ambiente, ou seja, sem a presença de uma camada de vapor, uma vez que nos encontramos em condições de ebulição nucleativa. Na figura 3.7 é possível observar com bastante detalhe o filme de líquido formado, onde conseguimos visualizar uma espessura de filme semelhante entre pressões. Também visível na figura 3.7 conseguimos verificar que nas imagens a 1 bar existe a menor propagação do filme de líquido, ocupando este uma menor área.

No ensaio a 20 bar observamos uma irregularidade, visível na figura 3.7, onde se identificam gotas do spray com maior tamanho do que nos outros níveis de pressão. Recorrendo ao mesmo tipo de estudo de velocidades feito no início deste capítulo, comparando as velocidades do spray nos quatro testes a diferentes pressões, verificamos de imediato que terá havido um erro nesse teste, no entanto já estávamos numa fase de processamento tendo dado por encerrada a fase de ensaios. A velocidade não só foi

inferior à esperada como ainda mais lenta do que no ensaio a 30 *bar*. Com estes dados presumimos que tenha havido um erro na pressão hidráulica de teste, onde o spray foi possivelmente injetado a uma pressão inferior aumentando o valor de diferença entre pressão hidráulica e pressão ambiente, o que devido às limitações explicadas na secção 2.8 seria sempre uma possibilidade.

O tipo de ebulição predominante é sem dúvida a ebulição nucleada. Nota-se no entanto alguma diferença entre o ensaio a 1 *bar* relativamente aos restantes, pois à pressão atmosférica existe uma agitação das gotas que identificamos como atomização secundária induzida térmicamente semelhante à observada nos testes a pressões baixas a temperatura constante. Nos restantes ensaios verifica-se uma ebulição nucleada menos intensa com menor formação de gotas secundárias.

3.5. Cálculo da eficiência do arrefecimento

Para calcular a eficiência do arrefecimento local é necessário ter presente que a média temporal do fluxo de calor em cada termopar é feito tendo em conta um intervalo de tempo de 20 *ms* representativos do tempo disponível numa aplicação industrial como no interior do motor de um veículo de combustão interna, tal como explicado e executado em Costa *et al.* (2018). A eficiência calculada será representativa da eficiência de arrefecimento na área desde o centro do spray até aos 3.75 *mm* de raio representados pelo segundo termopar. Aplicando a equação 2.3 para determinar a potência e a equação 2.4 de seguida com os dados mencionados anteriormente, é calculada a eficiência local para os ensaios nas duas condições de testes consideradas.

Na figura 3.8 podemos observar a variação da eficiência de arrefecimento para os testes executados nas diferentes condições tendo como referência a diferença de temperatura entre a superfície aquecida e a temperatura de saturação nas condições de teste.

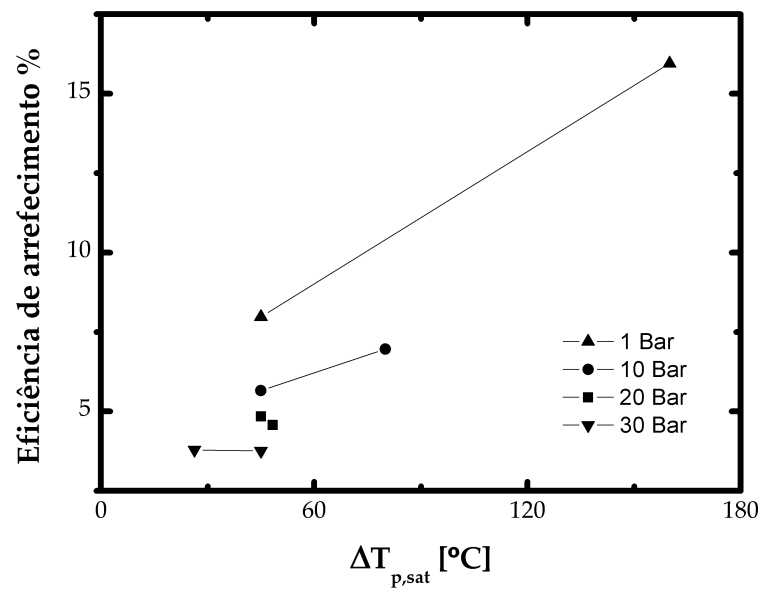


Figura 3.8: Variação da eficiência com a variação da diferença entre a temperatura na superfície e temperatura de saturação a 1, 10, 20 e 30 *Bar*.

4 Notas conclusivas e trabalho futuro

O trabalho realizado ao longo deste processo tem aplicabilidade em todos os ramos da indústria atual em que são gerados elevados fluxos de calor em consequência do trabalho realizado pelos sistemas mecânicos. A tecnologia em questão denomina-se regeneração interna de energia, e consiste na injeção de um spray de água nos pontos de calor críticos de um motor de combustão interna imediatamente após a combustão, de forma a aproveitar o trabalho realizado pela vaporização da água e evitar o fenómeno de detonação (*knocking*) reduzindo as temperaturas máximas nesses mesmos pontos. Desta forma, para simular as condições no interior de um motor de combustão interna, foram realizados testes de arrefecimento por spray em ambiente sobre-pressurizado.

No caso da transmissão de calor por impacto de sprays em ambiente pressurizado, apesar do conhecimento existente em termos do comportamento térmico da superfície, pouco tem sido explorado em relação às estruturas macroscópicas do escoamento. É sobre essa perspetiva que se insere o trabalho desenvolvido nesta dissertação usando visualização de alta-velocidade. Essa veio validar alguns resultados apresentados por Meingast *et al.* (2004) e Issa & Yao (2005) acerca do efeito da pressão ambiente sobre a densidade de partículas do spray incidente e, conseqüentemente, dos tamanhos das gotas, velocidade média de propagação do spray e fluxos de calor instantâneos.

Os métodos utilizados no decorrer da fase experimental deste trabalho envolveram visualização de alta-velocidade com retro-iluminação e a medição da temperatura da superfície aquando do impacto do spray com termopares de resposta rápida ($\sim 10\mu s$).

Com os dados de temperatura obteve-se reprodutibilidade entre os ensaios experimentais e os ensaios reportados em Costa *et al.* (2018). Desta forma pudemos verificar que as mesmas condições estavam a ser recriadas para nos podermos focar na análise macroscópica das estruturas de escoamento geradas pelo impacto do spray em superfície aquecida em ambiente pressurizado, que era o objetivo principal desta tese.

Uma das conclusões mais interessantes da análise macroscópica foi o ponto de Lei-

denfrost. No ensaio a 1 *bar* e 260°C ($T_w - T_{sat} = 160^\circ\text{C}$) observou-se a predominância acentuada do mecanismo hidrodinâmico de rebound e da atomização secundária térmicamente induzida, ao contrario do que aconteceu nos restantes ensaios a diferentes condições. O ensaio que mostra a possibilidade de formação de uma camada de vapor ocorreu a 10 *bar* e $T_w = 260^\circ\text{C}$ ($T_w - T_{sat} = 80^\circ\text{C}$), sendo bastante claro em todos os outros ensaios ($T_w - T_{sat} < 50^\circ\text{C}$) que o fenómeno predominante é a acumulação do filme de líquido, uma ebulição nucleada e os mecanismos hidrodinâmicos de splash e spread.

Algo curioso sobre o qual não encontramos uma resposta consolidada tem a ver com a formação de uma pluma térmica de vapores de água junto à superfície alastrando-se lentamente em todas as direções. Através da análise macroscópica das estruturas de escoamento fica claro que o aumento da pressão incentiva a formação desta pluma. No entanto, o estudo detalhado dessa pluma não fazia parte dos objetivos deste trabalho. A formação desta nuvem significa um aumento local da humidade relativa, por esse motivo supomos que o aumento da pressão favoreça a saturação de vapor de água no meio ambiente.

Ao longo do trabalho desenvolvido no decorrer desta tese ficaram algumas questões em aberto e que se sugere explorar em futuros trabalhos. Com a utilização de uma instalação com aparelhos mais precisos e uma maior amplitude de pressões será possível efetuar um estudo mais abrangente e detalhado de forma a ajudar na criação de uma correlação do fenómeno. Com algumas modificações na própria instalação utilizada, esta poderá ser utilizada para efetuar testes em condições de sub-pressurização. Por outro lado pensamos também ser interessante estudar com mais detalhe a formação da pluma térmica devido aos vapores, de onde poderá surgir um estudo acerca da variação das características do meio ambiente, como a humidade relativa e absoluta com a variação da pressão, e do efeito produzido sobre a transmissão de calor, formação de filme de líquido e vaporização, que permita otimizar esta estratégia de arrefecimento de motores de combustão interna.

Bibliografia

- Ashgriz, Nasser. 2011. *Handbook of atomization and sprays: theory and applications*. Springer Science & Business Media.
- Bergman, Theodore L, Incropera, Frank P, DeWitt, David P, & Lavine, Adrienne S. 2011. *Fundamentals of heat and mass transfer*. John Wiley & Sons.
- Bernardin, John D, & Mudawar, Issam. 1997. Film boiling heat transfer of droplet streams and sprays. *International Journal of Heat and Mass Transfer*, **40**(11), 2579–2593.
- Bernardin, John D, Stebbins, Clinton J, & Mudawar, Issam. 1997. Mapping of impact and heat transfer regimes of water drops impinging on a polished surface. *International Journal of Heat and Mass Transfer*, **40**(2), 247–267.
- Correia, André Marques. 2011. *Desenvolvimento de sistemas de Intermittent Spray Cooling com sprays multijacto para gestão térmica de equipamentos electrónicos de potência*. M.Phil. thesis, Instituto Superior Técnico, Universidade Técnica de Lisboa, Portugal.
- Costa, Tiago, Martins, Jorge, Brito, F P, Panão, Miguel R Oliveira, & Moreira, António L N. 2018. The effect of ambient pressure on the heat transfer of a water spray. *Applied Thermal Engineering*, **submitted**.
- Emmerson, George S. 1975. The effect of pressure and surface material on the Leidenfrost point of discrete drops of water. *International Journal of Heat and Mass Transfer*, **18**(3), 381–386.
- Issa, Roy J, & Yao, SC. 2005. A numerical model for the mist dynamics and heat

- transfer at various ambient pressures. *Journal of fluids engineering*, **127**(4), 631–639.
- Labeish, VG. 1994. Thermohydrodynamic study of a drop impact against a heated surface. *Experimental thermal and fluid science*, **8**(3), 181–194.
- Meingast, U, Reichelt, L, & Renz, U. 2004. Measuring transient wall heat flux under diesel engine conditions. *International Journal of Engine Research*, **5**(5), 443–452.
- Moreira, ALN, & Panao, MRO. 2006. Heat transfer at multiple-intermittent impacts of a hollow cone spray. *International Journal of Heat and Mass Transfer*, **49**(21-22), 4132–4151.
- Moreira, ALN, Moita, AS, & Panao, MR. 2010. Advances and challenges in explaining fuel spray impingement: How much of single droplet impact research is useful? *Progress in energy and combustion science*, **36**(5), 554–580.
- Panão, Miguel RO, & Moreira, António LN. 2009. Intermittent spray cooling: a new technology for controlling surface temperature. *International Journal of Heat and Fluid Flow*, **30**(1), 117–130.
- Panão, Miguel RO, Correia, André M, & Moreira, António LN. 2012. High-power electronics thermal management with intermittent multijet sprays. *Applied Thermal Engineering*, **37**, 293–301.
- Panão, MRO, & Moreira, ALN. Experimental characterization of spray-wall interaction under cross-flow conditions.
- Yan, ZB, Toh, KC, Duan, F, Wong, TN, Choo, KF, Chan, PK, & Chua, YS. 2010. Experimental study of impingement spray cooling for high power devices. *Applied Thermal Engineering*, **30**(10), 1225–1230.

Apêndice A: Calibração da massa injectada

Tabela 1: Ensaios de caudal mássico com a variação da pressão de injeção

		Massa [g]	Massa/inj [mg]	Valor do sensor de pressão [V]	Pressão Equivalente [Bar]
1ms	1º Ensaio	7.7	4.05	2.47	123.125
	2º Ensaio	7.6	3.55	2.05	96.875
	3º Ensaio	7.68	3.95	2.4	118.75
2ms	1º Ensaio	8.27	6.9	2.22	107.5
	2º Ensaio	8.38	7.45	2.52	126.25
	3º Ensaio	8.35	7.3	2.37	116.875
3ms	1º Ensaio	8.98	10.45	2.38	117.5
	2º Ensaio	9.06	10.85	2.51	125.625
	3º Ensaio	9.03	10.7	2.5	125
4ms	1º Ensaio	9.45	12.8	2.32	113.75
	2º Ensaio	9.61	13.6	2.42	120
	3º Ensaio	9.6	13.55	2.33	114.375
5ms	1º Ensaio	10.02	15.65	2.33	114.375
	2º Ensaio	10.36	17.35	2.47	123.125
	3º Ensaio	10.38	17.45	2.46	122.5