

UNIVERSIDADE TECNOLÓGICA FEDERAL DO PARANÁ
DEPARTAMENTO DE ENGENHARIA MECÂNICA
ENGENHARIA MECÂNICA

RODRIGO DA SILVA MEDEIROS

**ESTUDO DO COMPORTAMENTO DE SPRAY DIESEL EM INJEÇÃO
DIRETA ATRAVÉS DE MODELOS MACROSCÓPICOS**

TRABALHO DE CONCLUSÃO DE CURSO

LONDRINA

2021

RODRIGO DA SILVA MEDEIROS

**ESTUDO DO COMPORTAMENTO DE SPRAY DIESEL EM INJEÇÃO
DIRETA ATRAVÉS DE MODELOS MACROSCÓPICOS**

Trabalho de Conclusão de Curso apresentado como requisito parcial à obtenção do título de Bacharel em Engenharia Mecânica, do Departamento de Engenharia Mecânica, da Universidade Tecnológica Federal do Paraná.

Orientador: Prof. Dr. Rafael Sene de Lima

LONDRINA

2021



Ministério da Educação
Universidade Tecnológica Federal do Paraná
Campus Londrina
Departamento de Engenharia Mecânica
Coordenação de Engenharia Mecânica
Engenharia Mecânica



TERMO DE APROVAÇÃO

ESTUDO DO COMPORTAMENTO DE SPRAY DIESEL EM INJEÇÃO DIRETA ATRAVÉS DE MODELOS MACROSCÓPICOS

por

RODRIGO DA SILVA MEDEIROS

Este Trabalho de Conclusão de Curso (TCC) foi apresentado 9 de abril de 2021 como requisito parcial para a obtenção do título de Bacharel em Engenharia Mecânica. O candidato foi arguido pela Banca Examinadora composta pelos professores abaixo assinados. Após deliberação, a Banca Examinadora considerou o trabalho aprovado.

Dr. Rafael Sene de Lima
Prof. Orientador

Dr. Ismael de Marchi Neto
Membro titular

Dr. Ricardo de Vasconcelos Salvo
Membro titular

- O Termo de Aprovação assinado encontra-se na Coordenação do Curso -

AGRADECIMENTOS

Dedico as seguintes palavras a todas as pessoas que, de diferentes maneiras, fizeram parte dessa importante etapa da minha vida. Peço desculpas antecipadamente àqueles que não são mencionados nessas palavras, mas podem ter certeza que estão em meu pensamento e têm minha gratidão.

Agradeço ao meu orientador Prof. Dr. Rafael Sene de Lima, assim como os professores Prof. Dr. Ricardo de Vasconcelos Salvo e Prof. Dr. Ismael de Marchi Neto pela sabedoria que me guiou não só nesse projeto, mas também na vida.

Ao meu pai Paulo Henrique Medeiros e à minha mãe Jaquislane de Oliveira da Silva Medeiros por todo o apoio e incentivo oferecidos ao longo do curso.

Ao meu amigo Guilherme Fatori de Oliveira, pois além de sempre estudarmos juntos, também me auxiliou muito na vida.

A todos os meus amigos da faculdade, por sempre estarem lá quando eu precisei.

A todos os professores que contribuíram durante a minha formação, nas diversas áreas do conhecimento.

RESUMO

MEDEIROS, Rodrigo da Silva. **Estudo do comportamento de spray diesel em injeção direta através de modelos macroscópicos**. 2021. 71 páginas. Trabalho de Conclusão de Curso (Bacharelado em Engenharia Mecânica) - Universidade Tecnológica Federal do Paraná. Londrina, 2021.

Este trabalho tem como objetivo principal a análise da robustez de modelos macroscópicos, de uma e de duas zonas de comportamento, para penetração e ângulo do spray de motores diesel. Realizou-se a análise por meio da comparação dos modelos com resultados experimentais obtidos da literatura. Utilizou-se experimentos com diversos combustíveis (como o diesel mineral puro, diversos tipos de biodiesel e também alguns combustíveis de componente único) a determinadas pressões de injeção e ambiente para possibilitar a análise da robustez com diferentes parâmetros. Encontrou-se que, nas condições experimentais analisadas, o modelo de Hiroyasu e Arai (1990) é o mais robusto, considerando-se a consistência em produzir bons R^2 para todas as condições experimentais, para o cálculo da penetração do spray. Esse modelo conseguiu acompanhar com muita semelhança o desenvolvimento do comportamento do spray para diversas condições experimentais, sendo que apresentou melhores resultados ao utilizar oleato de metila puro e diesel puro. O segundo modelo em quesito de robustez foi o de Dent (1971), porém, não apresentou resultados consistentes. Encontrou-se que o terceiro modelo mais robusto foi o modelo de Bohl *et al.* (2016). O modelo menos robusto foi o de Kegl e Lešnik (2018), porém, isso pode ser explicado pela diferença no modo de utilização da pressão de injeção. Em relação ao ângulo do spray, concluiu-se que nenhum dos modelos são genuinamente robustos. Alguns dos modelos de ângulo utilizados podem apresentar bons resultados dentro de determinadas circunstâncias, mas nenhum consegue demonstrar bons resultados, com consistência, para condições experimentais gerais. Sugere-se, para um próximo trabalho, a realização de estudos utilizando diversos bicos injetores e combustíveis, variando as pressões utilizadas e temperatura ambiente, preferencialmente realizando experimentos próprios possibilitando a utilização de mais modelos, visto que seria possível então obter todos os parâmetros utilizados nos modelos, além de reduzir fatores externos.

Palavras-chave: Motor diesel. Caracterização de spray. Biocombustível. Penetração do spray. Injeção diesel.

ABSTRACT

MEDEIROS, Rodrigo da Silva. **Study of the behavior of diesel sprays in direct injection using macroscopic models**. 2021. 71 pages. Completion work of Mechanical Engineering course – Federal Technology University - Parana. Londrina, 2021.

The main objective of this paper is to analyze the robustness of one and two zones macroscopic models for diesel engine spray penetration and angle. The analysis was performed comparing models and published literature experimental results. The experimental data obtained ranged a wide variety of fuels (such as pure mineral diesel, biodiesel of many origin as well as some single component fuels) at various injection and ambient pressures, so that the robustness could be analyzed at different input conditions. Based on the experimental data, the model from Hiroyasu and Arai (1990) presented the best results, basing robustness on the ability to produce good R^2 consistently for all the experimental conditions for spray penetration prediction. It was also observed that the results of this model were able to predict the progression of spray penetration for several experimental conditions, mainly during the intermediate stages of the injection process. This model also presented the best results while using pure methyl oleate and mineral diesel. The second model in terms of robustness was the one of Dent (1971), followed by the one of Bahl et al. (2016). The least robust of the four studied models was the one of Kegl and Lešnik (2018). The poor quality of the results can be explained by the use of the injection pressure. In regard to the spray angle, it was concluded that none of the models are genuinely robust. Some spray angle models were able to show good results for certain experimental conditions, but none of them were able to consistently show good results for all experimental conditions. For future works, it's suggested an analysis using various injection nozzles and fuels, while varying the ambient temperature as well as the pressures used. It is also recommended to use own experiments as that would make it possible to use more models since it would be possible to obtain the parameters used in them. Using own experiments would also reduce the amount of external factors.

Keywords: Diesel engine. Spray characterization. Biofuel. Spray penetration. Diesel injection.

LISTA DE ILUSTRAÇÕES

Figura 1 - Consumo Global de Combustíveis.....	11
Figura 2 - Parâmetros de um spray.....	14
Figura 3 - Esquemática de uma bancada padrão.....	22
Figura 4 - Comportamento da penetração do spray pertinentes a um estudo macroscópico	24
Figura 5 - Penetração do spray com base no experimento com biodiesel PME de Bohl <i>et al.</i> (2016).....	39
Figura 6 - Penetração do spray com base no experimento com biodiesel HVO de Bohl <i>et al.</i> (2016).....	40
Figura 7 - Penetração do spray com base no experimento com biodiesel SME de Bohl <i>et al.</i> (2016).....	40
Figura 8 - Penetração do spray com base no experimento com biodiesel UCOME de Bohl <i>et al.</i> (2016).....	41
Figura 9 - Ângulo do spray com base no experimento com biodiesel PME de Bohl <i>et al.</i> (2016)	43
Figura 10 - Ângulo do spray com base no experimento com biodiesel HVO de Bohl <i>et al.</i> (2016)	44
Figura 11 - Ângulo do spray com base no experimento com biodiesel SME de Bohl <i>et al.</i> (2016)	44
Figura 12 - Ângulo do spray com base no experimento com biodiesel UCOME de Bohl <i>et al.</i> (2016).....	45
Figura 13 - Penetração do spray com base no experimento com B100, densidade ambiente de 25,07 kg/m ³ e pressão de injeção de 50 Mpa	47
Figura 14 - Penetração do spray com base no experimento com TD100, densidade ambiente de 25,07 kg/m ³ e pressão de injeção de 50 Mpa	48
Figura 15 - Penetração do spray com base no experimento com D100, densidade ambiente de 25,07 kg/m ³ e pressão de injeção de 50 Mpa	48
Figura 16 - Penetração do spray com base no experimento com B100, densidade ambiente de 25,07 kg/m ³ e pressão de injeção de 100 Mpa.....	49
Figura 17 - Penetração do spray com base no experimento com TD100, densidade ambiente de 25,07 kg/m ³ e pressão de injeção de 100 Mpa.....	50
Figura 18 - Penetração do spray com base no experimento com D100, densidade ambiente de 25,07 kg/m ³ e pressão de injeção de 100 Mpa.....	50
Figura 19 - Penetração do spray com base no experimento com B100, densidade ambiente de 25,07 kg/m ³ e pressão de injeção de 150 Mpa.....	51
Figura 20 - Penetração do spray com base no experimento com TD100, densidade ambiente de 25,07 kg/m ³ e pressão de injeção de 150 Mpa.....	52
Figura 21 - Penetração do spray com base no experimento com D100, densidade ambiente de 25,07 kg/m ³ e pressão de injeção de 150 Mpa.....	52
Figura 22 - Penetração do spray com base no experimento com B100, densidade ambiente de 20,05 kg/m ³ e pressão de injeção de 150 Mpa.....	54
Figura 23 - Penetração do spray com base no experimento com TD100, densidade ambiente de 20,05 kg/m ³ e pressão de injeção de 150 Mpa.....	54
Figura 24 - Penetração do spray com base no experimento com D100, densidade ambiente de 20,05 kg/m ³ e pressão de injeção de 150 Mpa.....	55
Figura 25 - Penetração do spray com base no experimento com B100, densidade ambiente de 15,09 kg/m ³ e pressão de injeção de 150 Mpa.....	56
Figura 26 - Penetração do spray com base no experimento com TD100, densidade ambiente de 15,09 kg/m ³ e pressão de injeção de 150 Mpa.....	56
Figura 27 - Penetração do spray com base no experimento com D100, densidade ambiente de 15,09 kg/m ³ e pressão de injeção de 150 Mpa.....	57
Figura 28 - Ângulo do spray com base no experimento com B100, densidade ambiente de 25,07 kg/m ³ e pressão de injeção de 50 Mpa	61

Figura 29 - Ângulo do spray com base no experimento com B100, densidade ambiente de 25,07 kg/m ³ e pressão de injeção de 150 Mpa	61
Figura 30 - Ângulo do spray com base no experimento com TD100, densidade ambiente de 25,07 kg/m ³ e pressão de injeção de 50 Mpa	62
Figura 31 - Ângulo do spray com base no experimento com TD100, densidade ambiente de 25,07 kg/m ³ e pressão de injeção de 150 Mpa	63
Figura 32 - Ângulo do spray com base no experimento com D100, densidade ambiente de 25,07 kg/m ³ e pressão de injeção de 50 Mpa	64
Figura 33 - Ângulo do spray com base no experimento com D100, densidade ambiente de 25,07 kg/m ³ e pressão de injeção de 150 Mpa	64

LISTA DE SIMBOLOS

s	Penetração do spray [m]
V_0	Velocidade do jato na saída do bico injetor [m/s]
c_c	Coefficiente de contração [-]
Δp	Pressão efetiva, diferença entre pressão de injeção e pressão ambiente [Pa]
ρ_a	Densidade do gás ambiente [kg/m ³]
ρ_f	Densidade do combustível [kg/m ³]
d_o	Diâmetro do furo do bico de injeção [m]
t	Tempo decorrido desde o início da injeção [s]
T_a	Temperatura ambiente na câmara [K]
t_b	Tempo de quebra [s]
θ	Ângulo do spray [°]
η_a	Viscosidade dinâmica do ambiente [Pas]
η_f	Viscosidade dinâmica do combustível [Pas]
σ_f	Tensão superficial do combustível [N/m]
P_{inj}	Pressão de injeção [Pa]
P_a	Pressão da câmara [Pa]
\bar{R}	Constante universal dos gases (8.314 kJ/(kmol·K))
M	Massa molar [kg/kmol]

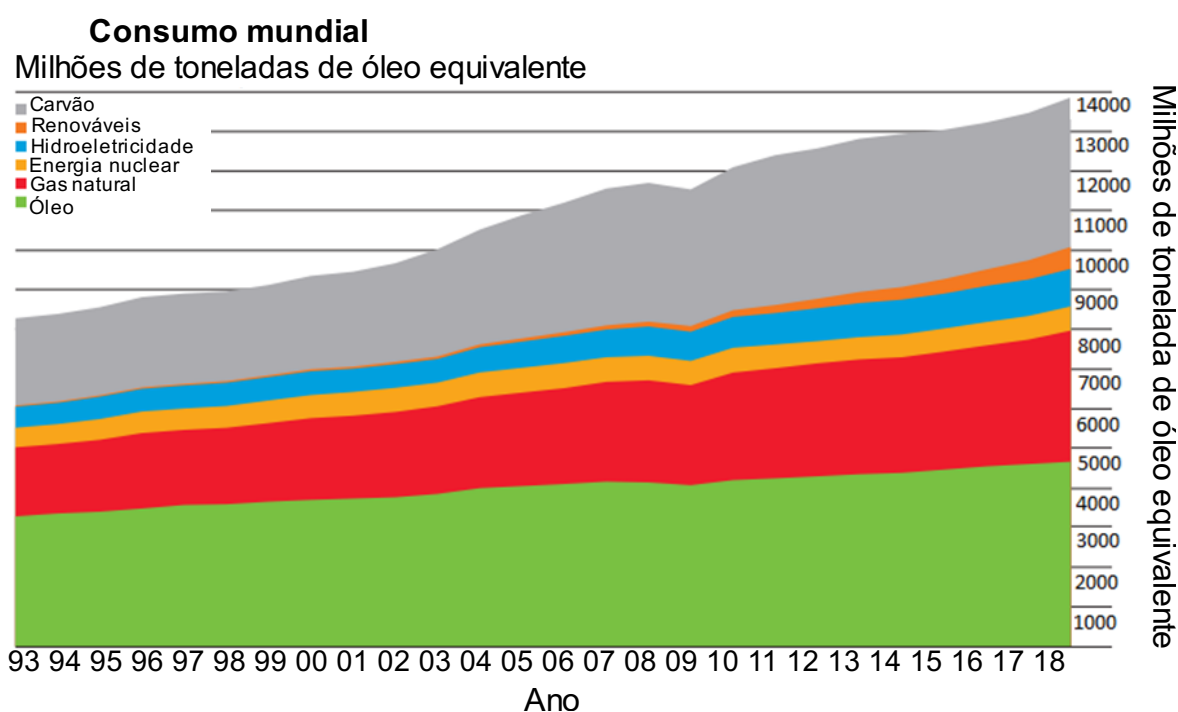
SUMÁRIO

1.INTRODUÇÃO.....	11
1.1 Objetivos.....	15
1.2 Justificativa.....	15
2.REVISÃO BIBLIOGRÁFICA.....	17
2.1 Análise experimental.....	18
2.2 Análise macroscópica.....	20
2.2.1 Análise macroscópica de zona única.....	23
2.2.2 Análise macroscópica de duas zonas.....	24
2.3 Análise microscópica.....	27
3.METODOLOGIA.....	30
4.RESULTADOS E DISCUSSÃO.....	38
5.CONCLUSÕES.....	66
6.REFERÊNCIAS.....	69

1. INTRODUÇÃO

A crescente demanda por energia, como observado na Figura 1, aliado à redução das reservas de combustíveis fósseis formam um cenário preocupante para o futuro da produção energética mundial. A limitação da disponibilidade de combustíveis fósseis, aliada a aspectos ambientais, tem tornado o uso de fontes renováveis, como óleos vegetais, mais atrativo. De acordo com a Coletti (2006), biocombustíveis liberam na atmosfera uma quantidade significativamente menor de poluentes em relação aos combustíveis derivados do petróleo, como enxofre, anidrido carbônico, hidrocarbonetos não queimados, material não-particulado, gases causadores do efeito estufa, compostos sulfurados e aromáticos.

Figura 1 - Consumo Global de Combustíveis



Fonte: Adaptação da British Petroleum Company (2019)

O biodiesel é produzido com biomassa de origem vegetal como o óleo de soja, ou de gorduras animais. De acordo com Colletti (2006), a queima de biodiesel derivado de alguns vegetais, como a soja, fecha um ciclo de produção e consumo de CO₂, pois os vegetais utilizados absorvem CO₂ em seu crescimento, reduzindo em até 78% a emissão líquida de CO₂ na queima.

Heywood (1988) apontou para a existência de várias aplicações para motores diesel, as quais recaem no uso de quatro classificações de motores, os on-road, off-road, marítimos e estacionários. Os motores on-road são utilizados em veículos como o ônibus, caminhão e automóveis. Os off-road são aplicados na indústria, agricultura, em locomotivas e equipamentos de construção, como a retroescavadeira. Os motores marítimos são para o uso em navio, navio auxiliar, embarcação movida a motor e embarcação naval leve. Os estacionários geralmente são utilizados para a geração de eletricidade e para trabalhos específicos como o bombeamento de água em edifícios e mineradoras.

O motor diesel é um motor de combustão interna que transforma energia térmica, oriunda da oxidação de um óleo inflamável, no movimento linear de um pistão, tendo sua primeira patente depositada pelo engenheiro alemão Rudolf Diesel em 1893. De acordo com Van Basshuysen e Schäfer (2016), os motores de combustão interna foram produzidos devido à necessidade de uma fonte de potência barata e simples, pois até então só existiam os custosos motores a vapor com rigorosas regulamentações. O motor patenteado por Diesel foi primeiramente utilizado como motor estacionário e, após um grande período, passou a ser usado em veículos on-road e off-road.

De acordo com Suarez e Meneghetti (2007), em 2003 foi criada uma comissão executiva interministerial do biodiesel (CEIB), através de um decreto presidencial, para estudar a viabilidade econômica do biocombustível. No ano seguinte foi lançado o Programa Nacional de Produção e uso de Biodiesel (PNPB), cujo objetivo era garantir a viabilidade econômica da produção do biodiesel, promover a inclusão social e o desenvolvimento regional. Indústrias que fazem compra, obedecendo às normas, de matéria prima em arranjos produtivos que incluem a agricultura familiar recebem o Selo Combustível Social, que garante isenções fiscais e melhores financiamentos. Esses incentivos, muitas vezes, são necessários devido ao elevado custo de produção de biodiesel. Fiorese *et al* (2011) analisaram o biodiesel de sebo bovino, óleo de frango, soja e girassol e encontraram que respectivamente o custo comparado ao diesel era -2%, 8%, 54% e 60% mais caro.

De acordo com Volpato *et al* (2009), o biodiesel substitui o óleo diesel nos motores de ciclo diesel sem a necessidade de adaptações estruturais. Como contrapartida, verifica-se um aumento expressivo na emissão de NOx em relação ao óleo diesel. De acordo com Bhandarkar (2013), tais emissões aumentam os riscos de

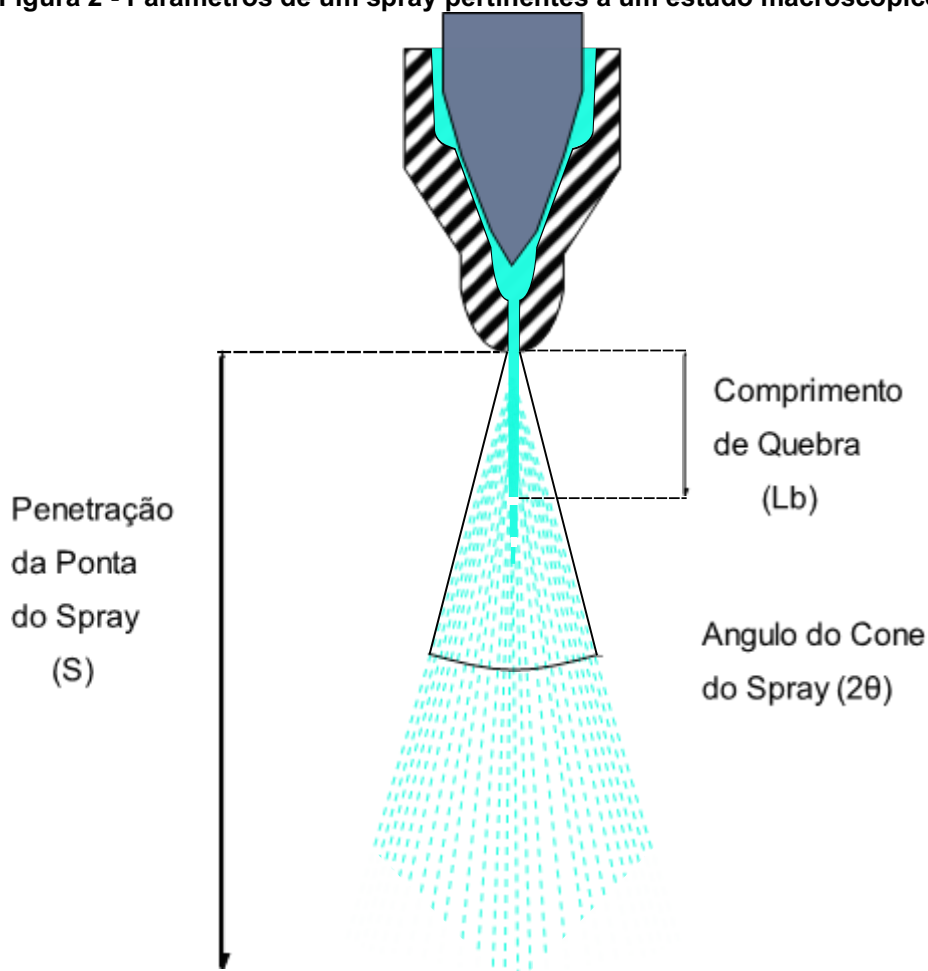
doenças pulmonares. Gui, Lee e Bhatia (2008) comentaram que há uma competição forte entre o uso de vegetais para fins alimentícios e para a produção de biodiesel. Como exemplo, os autores citam o aumento drástico do preço do óleo de palma devido ao uso desse óleo no biodiesel. Eles apontaram que vários vegetais não comestíveis podem ser cultivados em locais não adequados para cultivo de vegetais alimentícios. Apontaram também que a fonte primária de biomassa, para o biodiesel, deveria ser o óleo de cozinha residual devido à sua disponibilidade em abundância. Óleos comestíveis e não comestíveis deveriam ser utilizados apenas para atender aos déficits do resíduo de óleo de cozinha.

De acordo com Chen *et al* (2018), foi observado que a cargas e rotações baixas, o biodiesel tende a gerar menos NOx que o diesel. Isso se dá devido aos menores níveis de temperatura no cilindro, menor mistura entre ar e combustível devido à presença de vórtices menos intensos e à elevada viscosidade, o que resulta em uma queda na qualidade do spray. Os autores também observaram que o aumento da carga resulta em maiores níveis de temperatura, o que facilita a evaporação e a atomização do biodiesel. Além disso, o aumento da velocidade do motor intensifica a formação de vórtices no interior do cilindro, o que aumenta a homogeneidade da mistura. A combinação desses dois fatores faz com que a mistura local seja mais pobre, provocando uma difusão de combustão maior, diminuindo o tempo de combustão. A combustão mais rápida resulta em um tempo de combustão menor e maior difusão de temperatura provocando a emissão de maiores quantidades de NOx que o diesel.

De acordo com Bennett (2011), muitos motores diesel modernos são de injeção direta. Os motores diesel de serviço leve são dominados pelo sistema *common rail* de alta pressão. Os motores diesel de serviço pesado, embora um pouco atrasados, também estão utilizando cada vez mais a injeção *common rail*. De acordo com Podorodeczki (2016), esse tipo de injeção é caracterizado por um controle melhor da pressão de injeção no cilindro. Uma grande vantagem desse sistema está no fato da geração e acúmulo de pressão do combustível serem independentes da rotação do motor. De acordo com a demanda do motor, uma bomba com válvula de controle envia combustível a uma pressão controlada para o sistema *common rail*. Motores com o sistema *common rail* emitem menos poluição nociva, devido ao fato de se ter um controle melhor comparado aos sistemas mecânicos.

De acordo com Kowalski (2017 apud Kegl e Lesnik, 2018 p.810) o processo de combustão é fortemente afetado pela mistura do ar com o combustível e pelo processo de injeção. É necessário entender a formação do spray e suas características para melhorar a qualidade da mistura. Sendo as características fortemente influenciadas pela geometria do bico injetor, condições e geometria da câmara de combustão, propriedades físico-químicas do combustível, e pelo processo de injeção como um todo.

Figura 2 - Parâmetros de um spray pertinentes a um estudo macroscópico



Fonte: Adaptação de Arai *et al.* (1984)

Pelo fato de bicos injetores diesel serem caros para fabricar, é economicamente inviável tentar obter um formato de spray otimizado apenas testando protótipos nas condições de trabalho. Por isso faz-se necessário investigações no spray com o auxílio do computador. Essa investigação pode ser feita tanto microscopicamente quanto macroscopicamente. O estudo microscópico leva em

consideração o tamanho e a distribuição de velocidade das gotículas e requer um grande poder de processamento computacional. Já o estudo macroscópico foca na penetração da ponta do spray, e no ângulo do cone formado pelo spray, conforme Figura 2.

Neste trabalho será apresentado um estudo sobre a robustez de modelos macroscópicos de caracterização do spray. Esse estudo é realizado através da comparação dos modelos com experimentos disponíveis na literatura. Tais experimentos apresentam condições experimentais diferentes visando aumentar a confiabilidade dos resultados.

Os modelos podem ser implementados em uma variedade de linguagens como Python, Java, C++ entre outros. Python é uma linguagem de programação gratuita e com código aberto, ou seja, o código pode ser melhorado e alterado pela comunidade. Python é uma linguagem que auxilia o desenvolvimento rápido, com uma biblioteca padrão bastante abrangente, sendo de fácil acomodação para iniciantes por possuir uma sintaxe simples. Optou-se então pelo uso da linguagem Python para a implementação dos modelos macroscópicos estudados neste trabalho.

1.1 OBJETIVOS

O presente trabalho tem como objetivo geral a construção de um conjunto de scripts em Python para análise de sprays de bicos injetores de diesel utilizando modelos semi-empíricos. Seguem os objetivos específicos:

- Adaptação à linguagem de programação Python para a implementação dos modelos e construção de gráficos;
- Revisão da literatura sobre sprays em bicos injetores de motores diesel;
- Implementação dos modelos teóricos e comparação com os resultados da literatura;
- Elaboração do relatório final do trabalho de conclusão de curso.

1.2 JUSTIFICATIVA

Como pode ser observado na Figura 1, há uma crescente demanda de combustíveis fósseis, os quais têm passado por um processo de esgotamento. Tal empecilho tem motivado a comunidade científica pelo desenvolvimento e utilização de

combustíveis renováveis. Além de possuírem maior disponibilidade, os combustíveis renováveis, como o biodiesel e etanol, estão atrelados à ganhos ambientais como a redução da emissão do CO₂, um dos principais causadores do efeito estufa.

O biodiesel possui propriedades distintas do diesel mineral, com valores mais elevados de viscosidade, índice de cetano e tensão superficial. De acordo com Grimaldi e postrioti (2000 apud Bohl, Tian e Smallbone 2017) valores de viscosidade e tensão superficial elevados podem provocar uma má atomização do combustível, aumentando a penetração do spray. Bhatia (2014) observou que o biodiesel possui cetanagens maiores que o diesel mineral. De acordo com Corral-Gómez *et al.* (2019) a redução da densidade e da tensão superficial, pela adição do etanol no diesel, provoca um aumento na evaporação das gotículas, melhorando a performance do spray.

Tais discrepâncias entre propriedades requer uma análise mais detalhada do spray, com o objetivo de garantir uma eficiência ótima do motor, reduzindo o consumo de combustível e a emissão poluentes. Este trabalho está sendo desenvolvido para permitir a análise macroscópica de sprays de bicos injetores, para diesel e biodiesel, nas condições propostas pelo usuário através de um aplicativo. O usuário poderá analisar os resultados, expostos pelos scripts, dos modelos compilados. Os scripts serão desenvolvidos utilizando a linguagem de programação Python, e será disponibilizado na universidade como material de apoio para aulas nesse ramo e auxílio em futuros trabalhos de conclusão de curso ou de iniciação científica.

2. REVISÃO BIBLIOGRÁFICA

De acordo com SILVA (2015), Frederick William Lanchester deu início aos estudos referentes à injeção de combustível em 1889. Só em meados da década de 1920 que a injeção de motores diesel começou a ser estudada. De acordo com Kegl e Lesnik (2018), os estudos envolvendo sprays de combustíveis são conduzidos por meio da utilização de parâmetros microscópicos ou macroscópicos dos sprays. Parâmetros como tamanho e distribuição de velocidades das gotículas fazem parte da abordagem microscópica. Já na análise macroscópica, são levados em conta a penetração, o ângulo de abertura e a área do spray.

Heywood (1988) apontou os principais aspectos da combustão de um motor diesel. A injeção de um combustível líquido, normalmente a altas velocidades com um ou mais jatos, começa no final do curso de compressão com o combustível sendo atomizado em pequenas gotículas penetrando na câmara de combustão. O combustível é vaporizado e misturado com o ar, que está a alta temperatura e pressão, dentro do cilindro. A autoignição ocorre devido ao fato da temperatura e pressão estarem acima do ponto de ignição do combustível. Conforme ocorre a combustão da mistura ar-combustível, a pressão no cilindro aumenta causando uma diminuição no tempo de vaporização e aceleração da ignição do combustível ainda não oxidado.

De acordo com Heywood (1988), o combustível adentra à câmara de combustão através de um ou mais orifícios no bico injetor. Os níveis de pressão de injeção são acentuadamente mais elevados que a pressão no interior do cilindro durante a injeção. Essa diferença de pressão é necessária para garantir uma velocidade suficientemente alta do jato líquido, a qual promove uma penetração ótima do spray durante o processo de injeção. Tal velocidade também é responsável pela atomização, do jato líquido, em pequenas gotículas, garantindo assim uma vaporização rápida do combustível. Além disso, devido aos elevados níveis de velocidade do combustível durante a injeção, o escoamento torna-se turbulento ao atravessar o orifício de injeção, possibilitando uma melhor mistura com o ar no interior do cilindro. À medida que o spray se afasta do bico injetor há uma diminuição da velocidade do spray, acompanhada por um aumento da dispersão, largura e massa de ar contida no spray. As gotículas mais externas evaporam primeiro, misturando com o ar e formando um envoltório de ar-combustível vaporizado ao redor do núcleo líquido.

2.1 ANÁLISE EXPERIMENTAL

Estudos experimentais baseiam-se na aquisição de dados por meio de sensores de temperatura e pressão e um sistema para aquisição de imagens e características do spray. Alguns dos parâmetros com maior enfoque na análise experimental são: a penetração do spray, o ângulo do cone do spray, o diâmetro, a densidade de distribuição e a velocidade das gotículas, conforme ilustração da Figura 2.

Hiroyasu e Kadota (1976) analisaram o diâmetro médio das gotículas do spray de diesel (*Sauter Mean Diameter* - SMD), utilizando o método de imersão a líquido, na qual o etanol seria o líquido de imersão. Os autores desenvolveram uma correlação empírica do SMD utilizando a densidade do ar, massa de combustível no spray e um parâmetro dado pela diferença de pressão entre o bocal de injeção e o cilindro. Também foram detectados acréscimos no SMD proporcionais ao aumento na pressão da câmara e à quantidade de combustível no spray e com o declínio da velocidade de bombeamento. A elevação da pressão da câmara leva a um declínio na velocidade do spray, provocando um aumento no SMD. O valor máximo da pressão de injeção aumenta com um acréscimo da velocidade de bombeamento, provocando um aumento na velocidade do spray e decréscimo no SMD. Dessa forma, o acréscimo da quantidade de combustível no spray acarreta uma elevação da pressão de injeção e teoricamente uma diminuição no SMD. Entretanto, o aumento da quantidade de combustível injetado eleva a probabilidade de coalescência das gotículas, acarretando um aumento no SMD.

Tabata *et al.* (1991) verificaram que o SMD do spray diesel aumenta com o acréscimo da pressão na câmara, tal resultado condiz com a observação de Hiroyasu e Kadota (1976). Os autores observaram que o aumento da temperatura da câmara resulta na elevação do SMD até um valor máximo, a partir do qual ocorre uma diminuição do SMD em função do aumento da temperatura. De forma geral, os autores afirmaram que o efeito da temperatura seria mais impactante na extremidade do spray. Também foi observado que o aumento dos níveis de temperatura resulta em um deslocamento, da seção de diâmetro máximo do spray, na direção do bico injetor. Tal efeito também é observado com o avanço do tempo de injeção. Os autores

estabeleceram um novo sistema para aferição do SMD em um spray transiente, possibilitando as medições a níveis elevados de temperatura e pressão.

A elevada concentração de gotículas em sprays de diesel, principalmente nas regiões próximas ao núcleo central do spray, exerce uma influência considerável no grau de dificuldade de medição de parâmetros para este tipo de escoamento. Na tentativa de evitar tal dificuldade, Rantanen, Valkonen e Cronhjort (1999) analisaram um spray em uma escala aumentada utilizando uma análise dimensional proposta por Paloposki (1995). Foram realizados experimentos em escala real e em escala aumentada de 4:1, cujos resultados foram convertidos à escala real utilizando a análise dimensional de Paloposki (1995) para possibilitar a comparação dos mesmos. Os resultados apontaram para escalabilidades satisfatórias tanto na aferição da penetração da ponta do spray quanto para a velocidade das gotículas na região central do spray. Foi detectado aumento de 15% do ângulo do spray no experimento de escala real. Os níveis de velocidade nas regiões periféricas do spray, obtidos no experimento em escala aumentada, apresentaram níveis inferiores àqueles obtidos no experimento em escala real. Mesmo com os elevados níveis de erro, devido à utilização de modelos de maior escala, os autores garantem que é possível obter informações importantes sobre os mecanismos de quebra e de atomização de gotas de diesel durante o processo de injeção. Além disso, os autores também afirmam que os mecanismos essenciais durante a injeção possuem natureza escalável.

A demanda crescente por combustíveis automotivos, oriundos de fontes renováveis, tem fomentado estudos para a substituição do óleo diesel pelo Óleo Vegetal Puro (OVP). Motivados por essa necessidade, Deshmukh *et al.* (2010) realizaram a caracterização de spray para o OVP de *Jatropha* e o OVP de *Pongamia*, utilizando o sistema de injeção *common rail* a altas pressões. Analisaram também uma mistura volumétrica composta por 70% diesel e 30% *Pongamia* (P30). Os autores observaram uma diminuição da penetração dos sprays de OVP quando comparados ao diesel mineral. Os autores observaram que os OVPs possuem uma densidade entre 7 e 10 vezes maior que a do diesel. Essa densidade elevada dificulta a injeção dos mesmos em um curto período de tempo e a baixas pressões. Encontraram a impossibilidade de injetar, a uma temperatura de 60°C, ambos os OVPs utilizando uma pressão inferior a 500 bar, e duração de injeção inferior a 700 μ s. De acordo com os resultados, o spray diesel apresenta um atraso de injeção de 0,55ms a 300 bar, enquanto o OVP de *Pongamia* apresentou 0,9ms de atraso a 700 bar. Os autores

observaram uma diminuição da penetração do spray dos OVPs comparados ao do diesel, e constataram que não houve desintegração do núcleo líquido de ambos OVPs, mesmo com uma pressão de injeção de 1600 bar. O óleo P30 teve a estrutura e penetração do spray quase idênticas ao óleo diesel, e apresentou aumento de 15% no SMD e 11% no ângulo do cone do spray em relação ao óleo diesel.

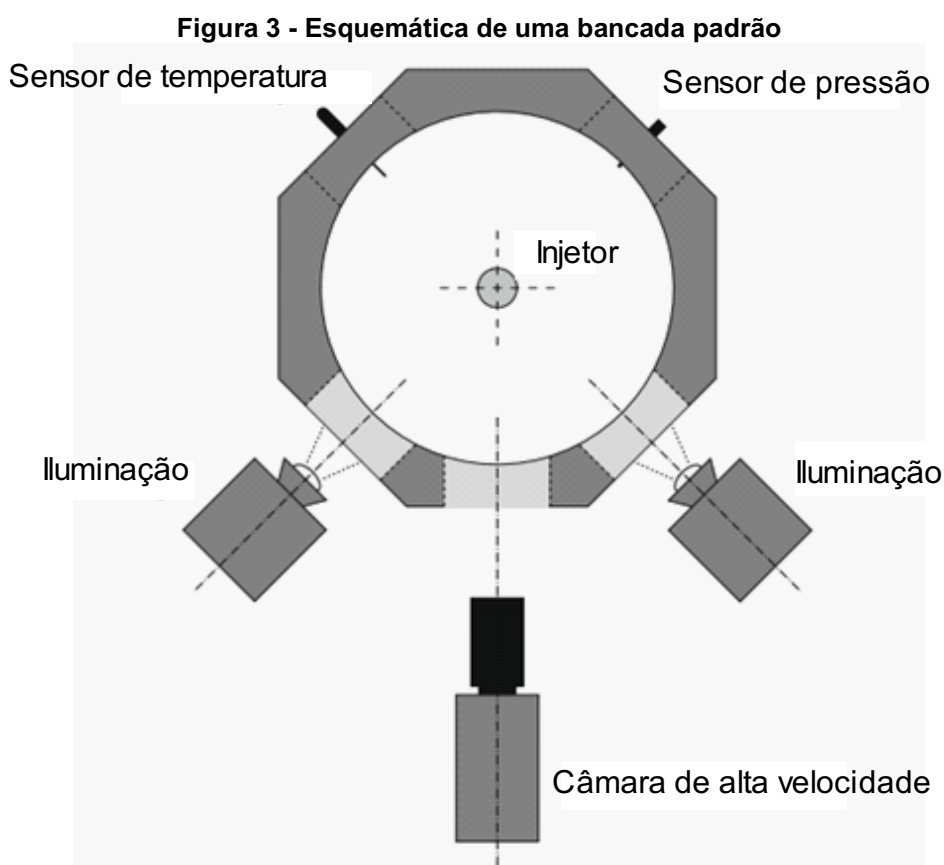
Na mesma direção do crescente interesse pela obtenção de combustíveis renováveis substitutos do diesel mineral, Hawi *et al.* (2019) conduziram estudos sobre as características macroscópicas do spray de diesel mineral puro (D100), tetradecano (TD100) e biodiesel puro (B100). Utilizaram três pressões e densidade da câmara diferentes: 50, 100 e 150 MPa e 15, 20 e 25 kg/m³ respectivamente. Os autores utilizaram oleato de metila, combustível possuindo propriedades físico-químicas similares às do B100, como substituto ao biodiesel. Os autores observaram aumentos da penetração do spray, provocados por um acréscimo na pressão de injeção e uma diminuição da densidade, do gás, na câmara, em todos os combustíveis analisados. Em todos os combustíveis observados, o aumento da pressão de injeção provocou um declínio na penetração do núcleo líquido, indicando uma melhoria na atomização. Os autores concluíram que ambos os combustíveis, TD100 e oleato de metila, podem ser utilizados em simulações como substitutos ao D100 e B100 respectivamente.

2.2 ANÁLISE MACROSCÓPICA

De acordo com Kegl e Lesnik (2018) a análise macroscópica tem como foco estimar a área do spray, o ângulo do cone do spray e a penetração da ponta do spray. A penetração é definida como a distância entre a saída do bico injetor e o ponto mais distante do spray. A definição mais comum para o ângulo do cone é o ângulo médio formado por duas linhas retas, saindo do bico injetor e tangenciando as extremidades externas do spray. Existem muitos modelos para a simulação macroscópica das características do spray, porém, ainda há necessidade de investigações mais aprofundadas devido aos novos combustíveis alternativos e sistemas de injeção otimizados.

Observando os trabalhos de Wakuri *et al.* (1960); Payri *et al.* (2005); Kostas, Honnery e Soria (2009); Kegl e Lesnik (2018); notou-se que os experimentos geralmente são realizados em uma câmara de injeção, de volume constante, a alta pressão acoplada a um sistema de injeção. O sistema de injeção mais usual é o

common rail. Às vezes, é utilizado um trocador de calor no tanque de combustível, para manter a temperatura constante e garantir uma consistência nos parâmetros utilizados. Esse trocador é necessário, pois experimentos retornam o combustível utilizado no spray para o tanque de combustível, além do combustível retornado pela própria linha de retorno do sistema de injeção. Esse combustível ao retornar estaria a uma temperatura maior que o resto do combustível no tanque caso não passasse pelo trocador. O gás da câmara de injeção, ar ou algum gás inerte como nitrogênio, costuma ser trocado após toda injeção realizada. O excesso de combustível vaporizado, na câmara, provoca a condensação do mesmo nas janelas de vidro dificultando a tomada de imagens. Uma solução comum é a troca do gás da câmara, ar ou algum gás inerte como o nitrogênio, após cada injeção realizada. Normalmente são utilizados vários sensores para medir a pressão e a temperatura da câmara e do combustível. Alguns experimentos utilizam técnicas para medir a vazão do combustível em tempo real, enquanto outros estimam uma média através de várias amostragens de descarga de combustível em tempos de injeção relativamente longos. A vazão normalmente é utilizada para calcular o coeficiente de descarga, tendendo a estar entre 0,7 e 0,8. O coeficiente de descarga é melhor explicado em Seykens, Somers e Baert (2005). Para a obtenção da imagem, é comum a utilização de uma câmara de alta velocidade junto a pelo menos uma fonte de iluminação, como observado na Figura 3. Essa fonte de iluminação costuma ser luzes LED de alta potência ou unidades de flash fotográfico. Como a câmara geralmente é metálica, é necessário janelas de vidro espesso para possibilitar acesso óptico. A utilização de janelas de vidro tende a limitar a pressão utilizada na câmara devido a questões de segurança.



Fonte: Adaptação de Kostas, Honnery e Soria (2009)

De acordo com Kegl e Lesnik (2018) existem duas teorias prevaletentes para analisar o spray quanto à classificação de zonas, a teoria de uma zona e a de duas zonas. A teoria de duas zonas difere da de uma por considerar que há um tempo de quebra de spray, a partir do qual o jato líquido deixa de ser contínuo. O tempo de quebra de spray separa as duas zonas, ou seja, há a zona pré-quebra e a zona pós-quebra. A teoria de uma zona utiliza uma fórmula única para calcular a penetração e outra para calcular o ângulo de cone do spray. Já a de duas zonas utiliza uma fórmula para calcular o tempo ou comprimento de quebra, indicando a separação das duas zonas. Partindo dessa separação a teoria propõe duas fórmulas para cada parâmetro, sendo uma para a zona pré-quebra e outra para a pós-quebra. O comportamento da penetração na zona pré-quebra tende a ser proporcional ao tempo decorrido, já na zona pós quebra é aproximadamente proporcional à raiz do tempo decorrido.

2.2.1 ANÁLISE MACROSCÓPICA DE ZONA ÚNICA

Wakuri *et al.* (1960) basearam-se na teoria do momento para a dedução de uma equação da penetração do spray e depois do ângulo do cone do spray. A teoria vigente até então considerava que o spray de combustível passava por ar estático. Eles consideraram que pouco após a injeção, o ar local estaria aproximadamente à mesma velocidade das gotículas do óleo. Consideraram também que o ar entra no spray a uma angulação normal ao cone do spray, e o combustível entra normal a uma seção transversal do cone. Também consideraram que ambos, o ar e o combustível, saíam normal a uma seção transversal do cone. Comparando as equações obtidas aos resultados experimentais, observaram que a teoria do momento para a penetração e ângulo do cone do spray apresenta bons resultados. Também esclareceram a relação entre a penetração e o ângulo do cone do spray. Os autores apontaram que embora o efeito da viscosidade do gás da câmara sobre o ângulo do spray continua desconhecido, o efeito é bem pequeno.

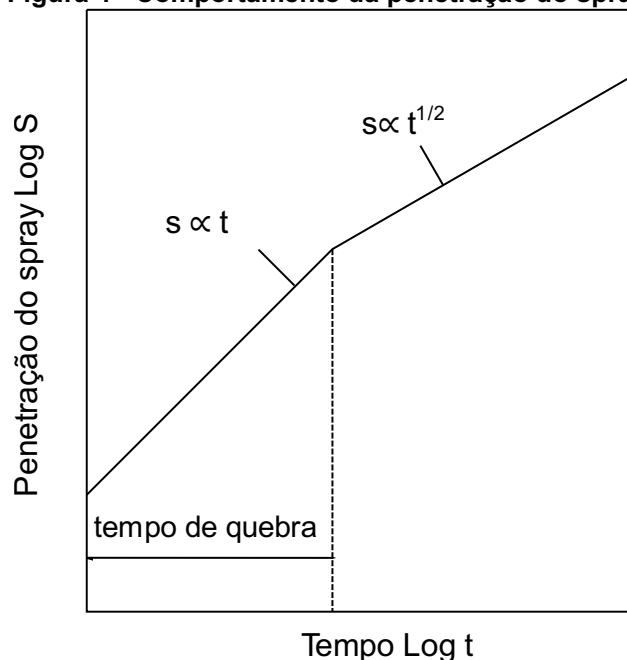
Dent (1971) observou que o modelo de Schweitzer (1937) era apenas aplicável para bombas a baixas temperaturas. O autor encontrou que o trabalho de Taylor (1967) permitia análise a altas temperaturas, porém, apresentava um desvio da relação proposta por Schweitzer. Devido à ausência de correlações dos modelos de bomba fria, bomba quente e motores, não há uma maneira de utilizar estudos de bomba fria para estudar motores em funcionamento. O objetivo do artigo foi obter uma base de comparação entre dados de penetração do spray para bomba fria e motores. Esse objetivo foi atingido através de uma equação que utiliza a razão entre uma temperatura de referência e a do gás na câmara. Essa equação é válida tanto para bomba fria, quanto para bomba a quente e motores. Foi observado uma concordância entre a equação proposta e dados experimentais de diversas fontes.

Arrègle *et al.* (1999) basearam-se em equações já existentes na literatura, mudando os coeficientes através de ajustes estatísticos em determinadas condições experimentais, para elaborarem equações que atendem a injeções utilizando bicos injetores de diâmetros pequenos. Destacaram a importância da medição do ângulo do cone do spray correto para conseguir prever a penetração. Notaram que para determinada geometria de bico injetor o ângulo do cone independe da pressão de injeção, porém, apresenta dependência forte da densidade do gás ambiente. Apontaram para a forte dependência, das características do spray, à geometria do

bico injetor. Afirmaram que essa dependência torna duvidosa a aplicação, do modelo proposto, a outros tipos de bicos injetores.

2.2.2 ANÁLISE MACROSCÓPICA DE DUAS ZONAS

Figura 4 - Comportamento da penetração do spray



Fonte: adaptação de ARAI *et al* (1984)

Arai *et al* (1984) tiveram como objetivo o estudo do processo de desintegração e as características do spray diesel. De acordo com os autores, o movimento da ponta do spray e o comprimento de quebra ajudam a entender o processo de desintegração do spray de combustível. Enquanto o ângulo do spray e a distribuição de tamanhos das gotículas são o resultado desse processo. Os autores observaram experimentalmente que antes do tempo de quebra o spray é proporcional ao tempo, após isso o spray passa a ser proporcional à raiz do tempo como observado na Figura 4. Esse comportamento se traduz em uma velocidade do spray constante antes do tempo de quebra, e uma gradual diminuição da velocidade após o tempo de quebra. A diminuição da velocidade está atrelada ao fato de o jato quebrado envolver o gás ambiente, transferindo uma parcela de seu momento para o gás. Observaram uma diminuição no comprimento de quebra com a redução do diâmetro do bico injetor. Elaboraram uma equação para a penetração do spray em cada zona e do tempo de quebra para a distinção das zonas. Encontraram que a altas pressões de injeção e

temperaturas da câmara, as características do spray a continuam a serem influenciadas pela viscosidade. Os autores observaram a existência de um limite superior da viscosidade e inferior da pressão de injeção, para a obtenção de um spray com distribuição de gotículas de qualidade.

Hiroyasu e Arai (1990) tiveram como objetivo resumir os resultados experimentais, de trabalhos anteriores dos próprios autores, além de obter equações empíricas referentes ao spray de diesel. Os autores relataram duas grandes diferenças que a velocidade de injeção provoca no spray: sprays incompletos a baixa velocidade de injeção e sprays completos a altas velocidades de injeção. De acordo com os autores, os sprays incompletos ocorrem quando sai uma coluna de jato líquido lisa do bico injetor, sendo que essa coluna sofre um processo de desintegração relativamente devagar, formando então o spray. Já no spray completo não existe essa coluna lisa, o jato líquido já sai turbulento. Essa turbulência é devida tanto à cavitação interna quanto à alta velocidade relativa entre o jato e o gás ao redor. O nível de turbulência exerce forte influência no comprimento de quebra do spray. Em velocidades de injeção de aproximadamente 100m/s, os autores notaram que ocorre a transição de spray incompleto para spray completo. O maior ângulo do cone do spray ocorre na velocidade em que o spray passa a ser completo. Também notaram que a velocidade de transição aumenta conforme aumenta a viscosidade cinemática do combustível, porém, quase não sofre influência do diâmetro do bico injetor. Os autores propuseram equacionamento para diversas características do spray macro e microscópicas para a modelagem fenomenológica. Os autores afirmaram que as equações também podem ser utilizadas para modelagem 3D.

Payri *et al.* (2005) realizaram a parcela experimental da análise com duas bancadas diferentes, visando a validação de modelos de spray diesel existentes, além de adequá-los a motores diesel atuais. Utilizaram na primeira bancada o hexafluoreto de enxofre (SF₆) e na segunda o nitrogênio (N₂) como o gás da câmara. O N₂ reproduz a densidade da câmara, na hora da injeção no motor, a 6 MPa, enquanto o SF₆ reproduz a densidade a uma pressão de até 0,7 MPa. Encontraram que a uma mesma densidade da câmara, em média a câmara utilizando SF₆, em relação à câmara com N₂, apresenta uma penetração 6% maior e um ângulo de cone do spray 10% menor. Os autores apontaram que há uma grande probabilidade da presença de ondas de choque no SF₆ e a ausência no N₂, serem a causa dos efeitos anteriormente citados. Uma grande diferença desse trabalho com outros de duas zonas se dá no

modo de separação das zonas. Na primeira zona a vazão mássica é transiente e está aumentando até atingir um valor máximo a partir do qual é estabelecido a segunda zona. Os autores observaram que o tempo para atingir a máxima vazão mássica coincide com o tempo de quebra adotado por outros autores. Os autores encontraram uma equação para a penetração do spray na segunda zona e incluíram uma análise de erro R^2 . A equação obtida não leva em consideração o ângulo de cone do spray, porém, conseguiu obter um erro R^2 de 2,31% para a câmara com N_2 e 9,4% para a câmara com SF_6 .

Bohl *et al.* (2016) apontaram para a crescente emissão de dióxido de carbono, previsão de aumento no consumo de energia, políticas que obrigam o aumento do percentual de biodiesel dentro do diesel, e a diminuição das reservas de combustíveis fósseis. De acordo com os autores o aumento no consumo e a redução das reservas de combustíveis fósseis traz um sério problema, sendo os biocombustíveis considerados um potencial amenizador desse problema. Os autores apontaram que os biodieseis são provindos de diversas fontes diferentes e, como consequência, possuem diversas propriedades diferentes. Isso leva à necessidade do estudo das características do spray dos diversos biocombustíveis. Os autores afirmaram que embora as características do spray foram estudadas, ainda existem algumas brechas:

- Há numerosos biocombustíveis com novas variantes que ainda precisam ser estudados;
- Os sistemas mais novos de injeção de combustíveis conseguem alcançar pressões de injeção mais elevadas, mudando as características do spray;
- O efeito combinado dos dois itens acima não foi detalhadamente estudado.

O trabalho de Bohl *et al.* (2016) procurou atender a essas necessidades com dados experimentais novos. Os autores modificaram um equacionamento teórico já existente, direcionando-o a motores de combustão interna de última geração que utilizam elevadas pressões de injeção e ambiente. Os autores encontraram que o biodiesel de óleo vegetal hidrogenado (HVO), entre os 5 combustíveis estudados, aparenta ter as melhores condições para a obtenção de pré-mistura ar-combustível de alta qualidade. Os autores encontraram que biodieseis com densidades mais elevadas, quando comparados a biodieseis de menores densidades ou com o diesel mineral, possuem maior penetração da ponta do spray. Os autores estudaram o

ângulo do cone do spray e notaram que o biodiesel com a menor viscosidade (HVO) obteve o maior ângulo.

Kegl e Lesnik (2018) investigaram a injeção de combustível, em uma câmara de volume constante a altas pressões, utilizando as características macroscópicas do diesel mineral e biodiesel de óleo de colza. Os autores notaram que embora existam vários modelos para as características do spray, os modelos existentes são fortemente dependentes dos combustíveis analisados para sua formulação. Também notaram que o ângulo do spray no início da injeção não é modelado adequadamente. Para atender a esses problemas, os autores focaram no desenvolvimento de um modelo modificado incluindo mais parâmetros de injeção e propriedades do combustível. Conseguiram chegar a resultados do ângulo e penetração do spray próximos aos experimentais para os dois combustíveis e ambas as pressões utilizadas. Os autores observaram que o tipo de combustível utilizado foi menos impactante que pressão da câmara sobre ângulo e a penetração do spray. Também observaram que há uma inclinação do eixo central do spray em relação ao eixo geométrico do furo do bico injetor. Essa inclinação ocorre devido à cavitação dentro do bico, sendo que maiores pressões da câmara ajudam a inibir esse efeito. Devido ao diesel mineral apresentar maiores inclinações e ângulo de spray, concluíram que o diesel mineral aparenta sofrer uma cavitação mais forte que o biodiesel.

2.3 ANÁLISE MICROSCÓPICA

Reitz e Rutland (1995) utilizaram a mecânica dos fluidos computacional (*Computational Fluid Dynamics* - CFD), baseado no código KIVA (Amsden *et al.*, 1985; Amsden, Butler e O'Rourke, 1987; Amsden *et al.*, 1992), para desenvolver um modelo integrado de spray diesel, ignição e combustão. Utilizaram um motor completamente instrumentado com o intuito de obter os dados de validação. Experimentalmente encontraram que a injeção múltipla e a injeção dividida, reduzem significativamente a emissão quando comparadas à injeção simples. Com a visualização experimental, notaram que esse efeito é devido a uma mistura melhor do combustível com o ar da câmara. Obtiveram experimentalmente que há um acréscimo da emissão de NOx com a utilização de injeção de alta pressão, porém, a emissão de particulados diminui. Essa tendência entre o NOx e particulados também foi observado no modelo KIVA. Na análise da injeção split, o modelo desenvolvido não é confiável para picos de

liberação de calor e para a emissão de poluentes. Em geral houve uma boa concordância, com um grande escopo de pressão e tempo de injeção, entre o modelo e experimentos para a pressão no cilindro e a liberação de calor. Resultados satisfatórios também foram obtidos para outros tipos de motores ao realizar adaptação no tempo de quebra do spray.

Hou e Abraham (1995) utilizaram CFD para modelar a fuligem e o NO da injeção diesel direta. Basearam-se no código KIVA-3 (Amsden, 1993), realizando adaptações para vários submodelos. A modelagem apresentou concordância com os dados experimentais com erro menor que 5% para a pressão da câmara, 10% para o perfil da fuligem, e 30% do NO. Concluíram que o modelo reproduziu as quantias medidas adequadamente. Os autores também notaram um aspecto muito importante, mesmo com mudanças nas condições de operação do motor, as tendências dessas quantidades foram devidamente reproduzidas.

López *et al.* (2013) estudaram o impacto da reatividade de combustíveis em condições de spray diesel através do CFD. Estudaram o diesel puro, mistura diesel 80% - gasolina 20% e a mistura diesel 60% - gasolina 40%, observaram que o acréscimo da proporção de gasolina leva a uma diminuição da reatividade. Observou-se que o acréscimo da proporção de gasolina provoca um acréscimo na demora para autoignição, sendo essa demora definida como o tempo entre o início da injeção e o início da combustão. Perceberam que a diminuição da reatividade suaviza o aumento da pressão durante o processo de combustão. Os autores observaram que a diminuição da reatividade do combustível provoca um acréscimo na distância de estabilização da chama, definida como a menor distância entre o bico injetor e a chama. O acréscimo na distância de estabilização da chama está ligado à diminuição da emissão de poluentes. Os autores apontaram que existem diversas estratégias para controlar a distância da chama como o aumento da pressão de injeção, diminuição da temperatura ambiente e diminuição do diâmetro do bico injetor. Essas estratégias costumam ser de difícil implementação ou economicamente inviáveis. Devido a esses fatores, os autores ressaltaram a oportunidade de utilizar a reatividade do combustível no controle da distância de estabilização da chama.

Neste trabalho os modelos macroscópicos de caracterização do spray, obtidos da literatura, são comparados a resultados experimentais encontrados na

literatura. Foi dada preferência a modelos em que todos os parâmetros apresentam valores registrados na literatura em que se obteve os resultados experimentais. Foram escolhidos experimentos com parâmetros e combustíveis diferentes para testar a robustez dos modelos em diversas condições.

3. METODOLOGIA

Neste trabalho realizou-se um repertório de análises de modelos macroscópicos, utilizando modelos semiempíricos, para a penetração do spray, ângulo do cone do spray e tempo de quebra. O tempo de quebra é o parâmetro utilizado para a separação das duas zonas características, sendo calculado a partir do comprimento de quebra. No spray diesel há duas quebras, a primária e a secundária. De acordo com Charalampous, Hadjiyiannis e Hardalupas (2016) a atomização primária inicia na saída do bico injetor, onde o jato líquido começa a se desintegrar em fragmentos líquidos. A quebra secundária inicia no local onde a continuidade do jato líquido é interrompida. Essa quebra é responsável pela fragmentação das gotículas em tamanhos cada vez menores até que as gotículas se estabilizem. O comprimento de quebra é justamente aquele na qual o jato líquido se mantém contínuo conforme ilustrado na Figura 2.

Wakuri *et al.* (1960) basearam-se na equação do momento, considerando que o ar é acelerado à velocidade do óleo nos instantes iniciais da injeção, para proporem duas equações. A Equação (1) estima a penetração do spray. A Equação (2) estima o ângulo do spray.

$$s = \left(\frac{2c_c \Delta p}{\rho_a} \right)^{0,25} \left(\frac{t d}{\tan \theta} \right)^{0,5}, \quad (1)$$

$$\theta = \tan^{-1} \left(V_0 \frac{t \sqrt{c_c \frac{\rho_f}{\rho_a}}}{\frac{s^2}{d_o}} \right), \quad (2)$$

Nas quais s é penetração do spray, θ é o ângulo do spray, V_0 é a velocidade do jato na saída do bico injetor [m/s], c_c é o coeficiente de contração e t é o tempo de injeção. A pressão efetiva, ou seja, diferença entre pressão de injeção e a pressão ambiente, é definido por Δp . A densidade do gás ambiente e do combustível são representadas respectivamente por ρ_a e ρ_f . O diâmetro do furo do bico de injeção é representado por d_o . Há uma diferença de tempo entre o comando para iniciar a injeção e o seu início efetivo. Alguns autores iniciam a coleta de dados em função de

t a partir do comando de injeção, enquanto outros a partir da primeira saída de combustível. Neste trabalho optou-se por $t = 0$ no início da saída de combustível.

Dent (1971) propôs a Equação (3) para a penetração do spray, destacando o parâmetro da temperatura. De acordo com o autor, esse parâmetro permite a aplicação da equação para bombas frias, bombas quentes e motores em estado de operação. Foi observado a incapacidade de a equação prever os instantes iniciais da injeção. O autor apontou que uma provável causa para esse fato é a fase altamente transiente nesse período de tempo (tempo entre 0 – 0,5 ms).

$$s = 3,07 \left[\left(\left(\frac{\Delta P}{\rho_a} \right)^{1/4} (t d_o)^{1/2} \left(\frac{294}{T_a} \right)^{1/4} \right) \right], \quad (3)$$

Na qual T_a é a temperatura ambiente na câmara.

Arai *et al.* (1984) utilizaram a teoria de duas zonas, sendo o tempo de quebra o separador, para proporem equações (4) à (7) para a penetração do spray. Utilizaram a Equação (4) para calcular o tempo de quebra. A Equação (5) é válida para tempo menor que o t_b e a Equação (6) é válida para tempos iguais ou maiores que o t_b .

Os autores basearam-se na equação de Wakuri *et al.* (1960), além de assumirem que o ângulo do spray se torna constante após o jato se quebrar em gotículas, para propor a Equação (7). Os coeficientes dessa equação foram otimizados para os resultados experimentais obtidos por Arai *et al.* (1984).

$$t_b = 28,65 \frac{\rho_f d_o}{\sqrt{\rho_f \Delta P}}, \quad (4)$$

$$s = 0,39 \sqrt{\frac{2\Delta P}{\rho_a}} t \quad \text{para } 0 < t < t_b, \quad (5)$$

$$s = 2,95 \left(\frac{\Delta P}{\rho_a} \right)^{\frac{1}{4}} \sqrt{d_o t} \quad \text{para } t \geq t_b, \quad (6)$$

$$\theta = 0,05 \left(\frac{\rho_a \Delta P d_o^2}{\eta_a^2} \right)^{0,25}, \quad (7)$$

Sendo que t_b é o tempo de quebra.

Utilizando equações bem similares às de Arai *et al.* (1984), Hiroyasu e Arai (1990) também estudaram a penetração da ponta do spray. A Equação (8) calcula o tempo de quebra do spray. As Equações (9) e (10) calculam a penetração antes e depois da quebra do spray.

$$t_b = 28,65 \frac{\rho_f d_o}{\sqrt{\rho_a \Delta P}}, \quad (8)$$

$$s = 0,39 \sqrt{\frac{2\Delta P}{\rho_f}} t \quad \text{para } 0 < t < t_b, \quad (9)$$

$$s = 2,95 \left(\frac{\Delta P}{\rho_a}\right)^{\frac{1}{4}} \sqrt{d_o t} \quad \text{para } t \geq t_b, \quad (10)$$

Arrègle *et al.* (1999) basearam-se na Equação (11) para desenvolver uma equação para a penetração do spray. Essa equação foi obtida a partir de uma análise dimensional, cujos expoentes são iguais aos utilizados por Wakuri *et al.* (1960) Dent (1971) e Hiroyasu e Arai (1990). Sendo os expoentes: $a = 0,5$; $b = 0,25$; $c = -0,25$; $d = 0,5$.

$$s \propto d_o^a \Delta P^b \rho_a^c t^d, \quad (11)$$

Os autores trocaram o termo ΔP por P_{inj} e ao invés de diretamente utilizar os expoentes mencionados, optaram por realizar um ajuste à curva experimental deixando os expoentes como variáveis. Obtiveram a Equação (12) para a penetração do spray cujos expoentes são mostrados posteriormente.

$$s \propto d_o^a P_{inj}^b \rho_a^c t^d, \quad (12)$$

Na qual P_{inj} é a pressão de injeção.

Arrègle *et al.* (1999) notaram que seria interessante ter o efeito do ângulo do spray na equação, assim como Wakuri *et al.* (1960). Com essa consideração em mente propuseram a Equação (13) para a realização de outro ajuste linear para a obtenção dos expoentes. Os autores também propuseram a Equação (14) para cálculo do ângulo, sendo necessário converter de radianos para graus.

$$s \propto d_o^a P_{inj}^b \rho_a^c \tan\left(\frac{\theta}{2}\right)^{-0,5} t^d, \quad (13)$$

$$\tan\left(\frac{\theta}{2}\right) \propto d_o^a P_{inj}^b \rho_a^c, \quad (14)$$

Os expoentes obtidos através do ajuste linear, das equações (12), (13) e (14), podem ser observados na Tabela 1. Os autores notaram que quando o termo do ângulo é adicionado os expoentes se aproximam bastante aos mostrados anteriormente.

Tabela 1 – Expoentes das equações de Arrègle *et al.*, (1999).

Equação \ Expoente	(12)	(13)	(14)
a	0,370	0,608	0,508
b	0,262	0,283	0,00943
c	-0,406	-0,242	0,335
d	0,568	0,523	-
R ²	98,22%	97,96%	85,82%

Fonte: adaptação de Arrègle *et al.*, (1999)

É notável um R² mais distante de 1 no caso da equação do ângulo. Isso possivelmente é devido à grande variação no ângulo entre a saída do bico injetor e os instantes subsequentes. Pelo fato do spray estar muito próximo do bico injetor, nos instantes iniciais da injeção, o ângulo formado é muito elevado.

Atualmente há biodiesel de diversas fontes e por consequência com propriedades bastante diferentes. Algumas propriedades, como a viscosidade, afetam fortemente a qualidade de atomização. Com isso em mente, Bohl *et al.* (2016) estudaram diesel mineral e quatro tipos de biodiesel a duas pressões de injeção diferentes. Os Autores basearam-se nas equações propostas por Hiroyasu *et al.* (1980), modificando-as para atender às novas necessidades. Os autores julgaram que a Equação (15), responsável por calcular a penetração do spray antes da quebra, ainda era válida. Relataram que a diferença do resultado experimental e da equação pós quebra não é constante para todos os combustíveis. Concluíram que há pelo menos um parâmetro do combustível com efeitos significativos sobre a penetração, propondo então a Equação (16). Nessa equação foi adicionada a densidade do combustível, algo que Hiroyasu *et al.* (1980) incluíram apenas na equação pré quebra, além de readequações detalhadas no artigo. Os autores aplicaram a mesma equação para t_b utilizada por Hiroyasu *et al.* (1980), a qual pode ser observada na Equação (8).

$$s = 0,39 \sqrt{\frac{2\Delta P}{\rho_f}} t \quad \text{para } 0 < t < t_b, \quad (15)$$

$$s = 2,95 \left(\frac{\Delta P}{\rho_a}\right)^{\frac{1}{4}} \sqrt{d_o} 0,1156 \rho_f^{0,3387} t^{0,5432} \quad \text{para } t \geq t_b, \quad (16)$$

Kegl e Lešnik (2018) propuseram equações considerando a variação da pressão com o tempo. As Equações (17) e (18) são aplicados para a determinação do comprimento do spray, as Equações (19) e (20) são aplicadas para a determinação do ângulo do cone do spray e a Equação (21) é aplicada para a determinação o tempo de quebra. Nessas equações t é dado em ms e s é dado em mm.

$$s = 0,39 \left(\frac{2|\Delta P|}{\rho_f} \right)^{0,455} t \quad \text{para } 0 < t < t_b, \quad (17)$$

$$s = 92 \left(\frac{|\Delta P|}{\rho_a} \right)^{0,233} \sqrt{(d_o t)} \quad \text{para } t \geq t_b, \quad (18)$$

$$\theta = 0,045 \left(\frac{\rho_a d_o^2 \Delta P}{\eta_a^2} \right)^{0,25} \left[\left(\frac{\eta_a}{\eta_f} \right)^{0,5t} + \left(\frac{5}{\sigma_f} 10^{-6} \right)^{0,5t} + s^{-2} \right] \quad \text{para } 0 < t < t_b, \quad (19)$$

$$\theta = 0,045 \left(\frac{\rho_a d_o^2 \Delta P}{\eta_a^2} \right)^{0,25} \left[\left(\frac{\eta_a}{\eta_f} \right)^{0,25} - 0,05 t \right] \quad \text{para } t \geq t_b, \quad (20)$$

$$t_b = 20 \frac{\rho_f d_o}{\sqrt{\rho_a \Delta P}}. \quad (21)$$

Nas quais, η_a e η_f são as viscosidades dinâmicas do ambiente e do combustível, respectivamente, e σ_f é a tensão superficial do combustível. A Tabela 2 é um resumo dos modelos utilizados. A primeira coluna indica o tempo de quebra utilizado na separação das zonas nos modelos de duas zonas. Quando a célula do tempo de quebra está em branco é devido ao fato do modelo não utilizar tal separação.

Tabela 2 – Resumo dos modelos utilizados neste trabalho para o cálculo dado comprimento s e ângulo do spray θ .

Tempo de quebra	Equações do comprimento e do ângulo do spray	Autores
	$s = 3,07 \left[\left(\frac{\Delta P}{\rho_a} \right)^{1/4} (t d_o)^{1/2} \left(\frac{294}{T_a} \right)^{1/4} \right]$	Dent (1971)
$t_b = 28,65 \frac{\rho_f d_o}{\sqrt{\rho_a \Delta P}}$	$s = 0,39 \sqrt{\frac{2\Delta P}{\rho_f}} t \quad \text{para } 0 < t < t_b,$ $s = 2,95 \left(\frac{\Delta P}{\rho_a} \right)^{1/4} \sqrt{d_o t} \quad \text{para } t \geq t_b.$	Hiroyasu e Arai (1990)
$t_b = 28,65 \frac{\rho_f d_o}{\sqrt{\rho_a \Delta P}}$	$s = 0,39 \sqrt{\frac{2\Delta P}{\rho_f}} t \quad \text{para } 0 < t < t_b,$ $s = 2,95 \left(\frac{\Delta P}{\rho_a} \right)^{1/4} \sqrt{d_o} 0,1156 \rho_f^{0,3387} t^{0,5432} \quad \text{para } t \geq t_b.$	Bohl <i>et al.</i> (2016)
$t_b = 20 \frac{\rho_f d_o}{\sqrt{\rho_a \Delta P}}$	$s = 0,39 \left(\frac{2 \Delta P }{\rho_f} \right)^{0,455} (t 10^3) \quad \text{para } 0 < t < t_b,$ $s = 92 \left(\frac{ \Delta P }{\rho_a} \right)^{0,233} \sqrt{(d_o t 10^3)} \quad \text{para } t \geq t_b,$	Kegl e Lešnik (2018)
	$\theta = 0,05 \left(\frac{\rho_a \Delta P d_o^2}{\eta_a^2} \right)^{0,25}$	Arai <i>et al.</i> (1984).
	$\theta = 2 \tan^{-1} (d_o^{0,508} P_{inj}^{0,00943} \rho_a^{0,335}) \frac{180}{\pi}$	Arrègle <i>et al.</i> (1999)
$t_b = 20 \frac{\rho_f d_o}{\sqrt{\rho_a \Delta P}}$	$\theta = 0,045 \left(\frac{\rho_a d_o^2 \Delta P}{\eta_a^2} \right)^{0,25} \left[\left(\frac{\eta_a}{\eta_f} \right)^{0,5 t 10^3} + \left(\frac{5}{\sigma_f} 10^{-6} \right)^{0,5 t 10^3} + s^{-2} \right] \quad \text{para } 0 < t < t_b,$ $\theta = 0,045 \left(\frac{\rho_a d_o^2 \Delta P}{\eta_a^2} \right)^{0,25} \left[\left(\frac{\eta_a}{\eta_f} \right)^{0,25} - 0,05 (t 10^3) \right] \quad \text{para } t \geq t_b,$	Kegl e Lešnik (2018)

4. RESULTADOS E DISCUSSÃO

Nesta seção, apresenta-se um estudo dos modelos macroscópicos para comprimento e ângulo de spray, propostos por Arai *et al.* (1984), Arrègle *et al.* (1999), Bohl *et al.* (2016), Hiroyasu e Arai (1990), Dent (1971) e Kegl e Lešnik (2018). Em muitos trabalhos, como nos de Bohl *et al.* (2016), Arrègle *et al.* (1999) e Kegl e Lešnik (2018) os modelos são propostos com base em experimentos realizados pelo proponente. Para avaliar a robustez destes modelos, são realizadas comparações com experimentos propostos por outros autores. Os modelos foram avaliados por meio da comparação dos resultados para comprimento e ângulo do spray. Foram utilizados, como referência, os trabalhos experimentais de Bohl *et al.* (2016) e Hawi *et al.* (2019).

A Tabela 3 mostra as condições utilizadas no experimento de Bohl *et al.* (2016), o qual utiliza quatro tipos de biodiesel, que possuem densidades, viscosidades e tensões superficiais distintas. A comparação da penetração do spray entre os resultados experimentais de Bohl *et al.* (2016) e os modelos de Kegl e Lešnik (2018), Hiroyasu e Arai (1990), Dent (1971) e Bohl *et al.* (2016) são apresentados da Figura 5 até a Figura 8.

Tabela 3 – Condições experimentais de Bohl *et al.* (2016) a P_{inj} e P_a de 180 e 7 MPa respectivamente

Combustível	Biodiesel de éster metílico do óleo de palma puro (PME)	Biodiesel de óleo vegetal hidrogenado (HVO)	Biodiesel de éster metílico de soja (SME)	Biodiesel de éster metílico de óleo de cozinha usado (UCOME)
ρ_f [Kg/m ³]	829,7	736,4	838,4	832,7
ρ_a [Kg/m ³]	65,5	65,5	65,5	65,5
d_o [mm]	0,16	0,16	0,16	0,16
η_f [10 ⁻³ (Pas)]	3,78	3,02	4,18	4,35
η_a [10 ⁻⁶ (Pas)]	23,3115	23,3115	23,3115	23,3115
σ_f [10 ⁻³ (N/m)]	26,16	28,00	27,15	26,93
T_a [K]	373,15	373,15	373,15	373,15

Ao observar as figuras, nota-se, em todos os testes comparativos aos experimentos de Bohl *et al.* (2016), que os resultados de seu modelo para comprimento de spray são os que mais se aproximam dos experimentos. Este resultado é esperado, pois o modelo foi proposto com base em experimento realizado pelo próprio autor. Entretanto, é possível notar que os resultados de Hiroyasu e Arai (1990) e Dent (1971) se aproximam do experimento, havendo uma diferença máxima de aproximadamente 7 mm nos instantes finais da injeção analisando o modelo de Dent (1971). Esses 7 mm correspondem a um erro de aproximadamente 13 % do valor real. Também nota-se que os resultados de Hiroyasu e Arai (1990) e Dent (1971) se aproximam dos do experimento de Bohl *et al.* (2016) nos instantes iniciais da injeção, notadamente em instantes inferiores a 0,2ms.

Figura 5 - Penetração do spray com base no experimento com biodiesel PME de Bohl *et al.* (2016)

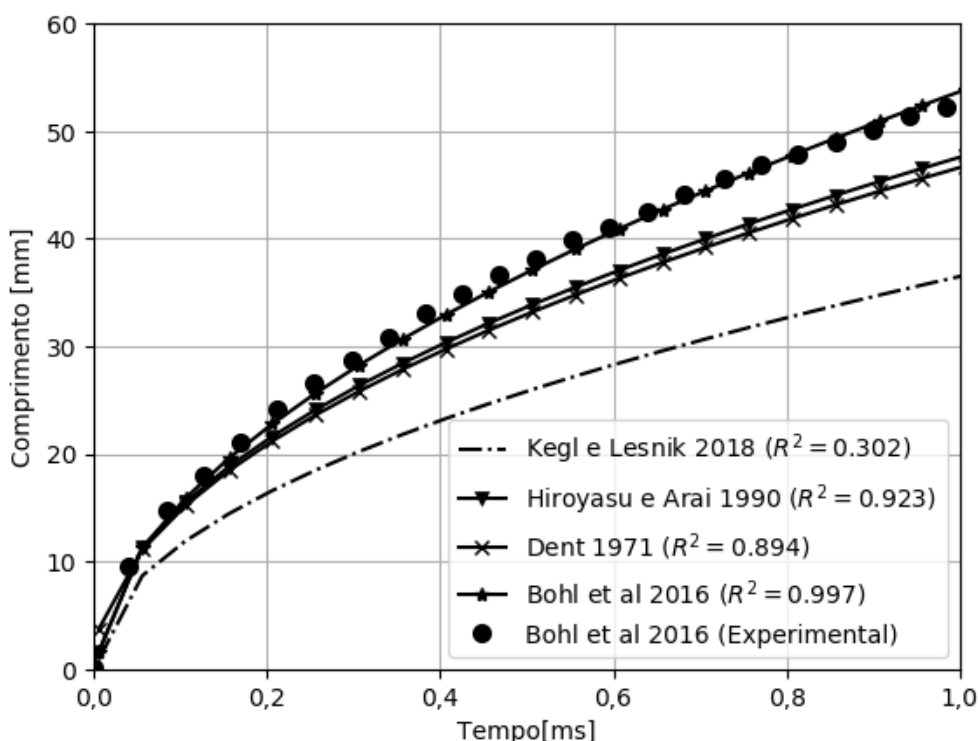


Figura 6 - Penetração do spray com base no experimento com biodiesel HVO de Bohl *et al.* (2016)

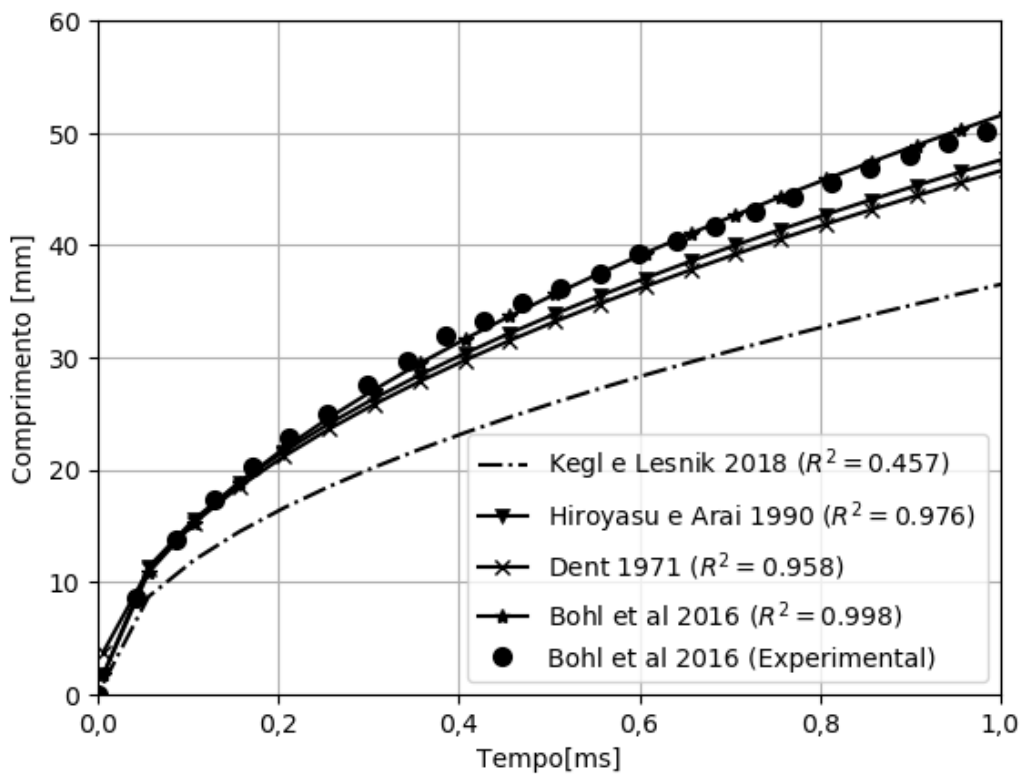


Figura 7 - Penetração do spray com base no experimento com biodiesel SME de Bohl *et al.* (2016)

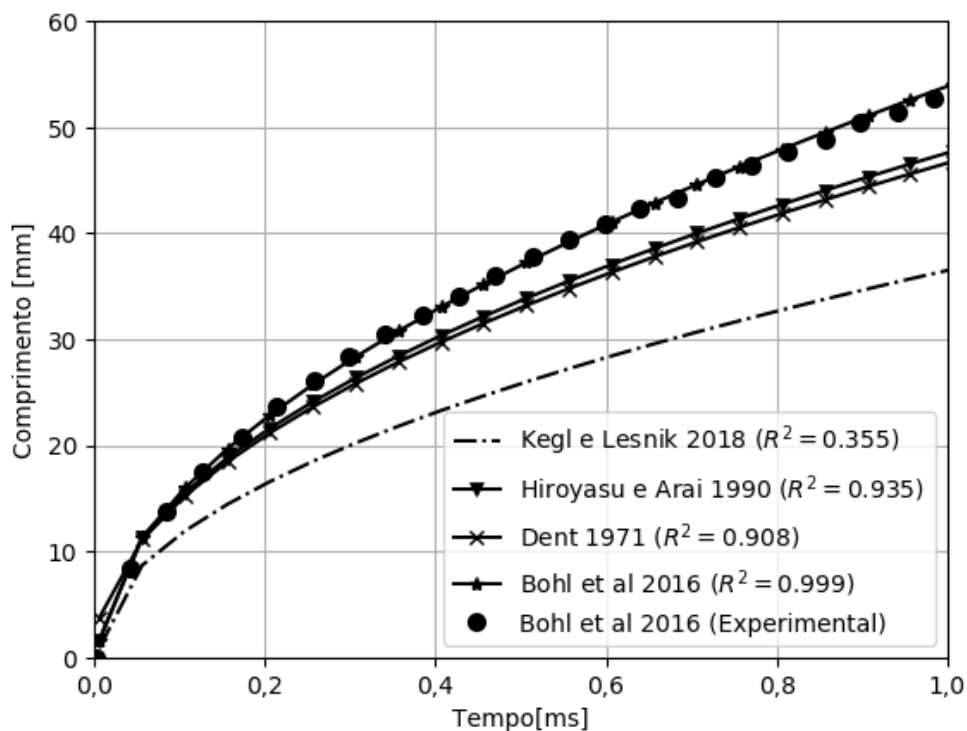
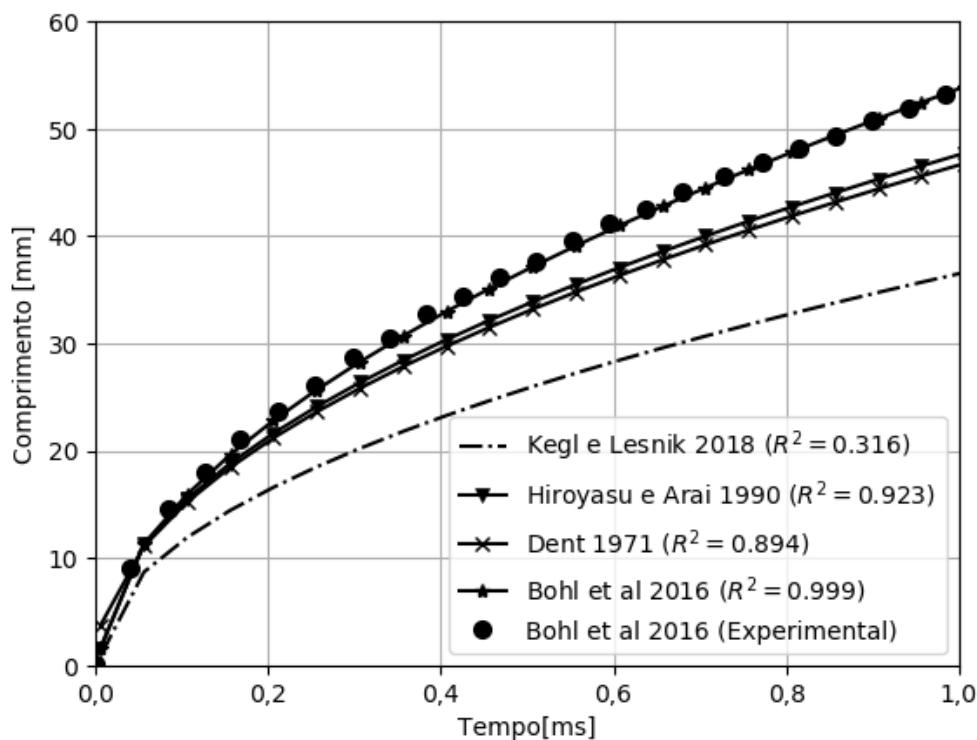


Figura 8 - Penetração do spray com base no experimento com biodiesel UCOME de Bohl *et al.* (2016)



A Tabela 4 reúne coeficientes de determinação (R^2) da Figura 5 à Figura 8 para a comparação da eficácia dos modelos. Como esperado o modelo de Bohl *et al.* (2016) é o que produz resultados mais próximos aos experimentos. É notável que os modelos de Hiroyasu e Arai (1990) e Dent (1971) são razoavelmente robustos, apresentando uma boa previsão da penetração do spray. Os resultados de Kegl e Lešnik (2018) se afastam da curva experimental e pode-se concluir que o modelo não é recomendado para estas condições. Para todos os modelos e combustíveis utilizados, o t_b ficou abaixo de 0,04 ms. Dessa forma pode-se concluir que a influência de t_b para a penetração do spray é desprezível. É provável que os valores de ρ_f e η_f para HVO estejam em um nível ótimo para aplicação dos modelos de Hiroyasu e Arai (1990) e Dent (1971). Isso explica os valores elevados de R^2 na Tabela 4. Todos os modelos resultaram em um incremento para R^2 no uso de HVO.

Tabela 4 – R² de diversos modelos para 4 condições experimentais usadas por Bohl *et al.* (2016)

Autor Biodiesel/Fig.	Kegl e Lešnik (2018)	Hiroyasu e Arai (1990)	Dent (1971)	Bohl <i>et al.</i> (2016)	Média por Biodiesel
PME/6	0,302	0,923	0,894	0,997	0,779
HVO/7	0,457	0,976	0,958	0,998	0,847
SME/8	0,355	0,935	0,908	0,999	0,799
UCOME/9	0,316	0,923	0,894	0,999	0,783
Média por autor	0,358	0,942	0,914	0,998	0,803

A comparação do ângulo do spray entre os resultados experimentais de Bohl *et al.* (2016) e os modelos de Kegl e Lešnik (2018), Arai *et al.* (1984) e Arrègle *et al.* (1999), com dados de entrada da Tabela 3, são apresentados da Figura 9 à Figura 12. Pelo fato de existir pouca variação no ângulo experimental, os modelos produzem R² inadequado, sendo os R² números negativos na ordem de -10². Optou-se então por não utilizar o parâmetro R² para avaliar a robustez dos modelos para determinação do ângulo do spray. Utilizou-se então o erro relativo médio para auxiliar a compreensão dos dados. Foi realizado também a comparação dos dados experimentais e os resultados dos modelos. Essa comparação possibilita a obtenção dos valores da diferença máxima e mínima dos modelos em relação ao resultado experimental.

Ao observar as figuras, nota-se que os resultados de Kegl e Lešnik (2018) são os que mais se aproximaram de todos os resultados experimentais, desconsiderando-se o ângulo de abertura do spray nos instantes iniciais. No teste para biodiesel PME, Figura 9, observam-se diferenças mínima e máxima de aproximadamente 1,5° e 7,0°, no final e no início da injeção respectivamente, para o modelo de Kegl e Lešnik (2018). Para o biodiesel HVO, Figura 10, verifica-se uma degradação da qualidade de todos os resultados. Para o modelo de Kegl e Lešnik (2018), observou-se uma diferença de aproximadamente 6,0° no final da injeção e 10,0° no início. No caso dos testes com o biodiesel SME, Figura 11, assim como com o biodiesel UCOME, Figura 12, nota-se um ganho de qualidade dos resultados. Analisando-se modelo de Kegl e Lešnik (2018)

no experimento com SME, verifica-se uma diferença de aproximadamente $2,5^\circ$ no final da injeção e $5,5^\circ$ no início. Para o modelo de Kegl e Lešnik (2018) utilizando biodiesel UCOME, observou-se uma diferença de aproximadamente $2,0^\circ$ no final e $6,5^\circ$ no início da injeção.

Figura 9 - Ângulo do spray com base no experimento com biodiesel PME de Bohl *et al.* (2016)

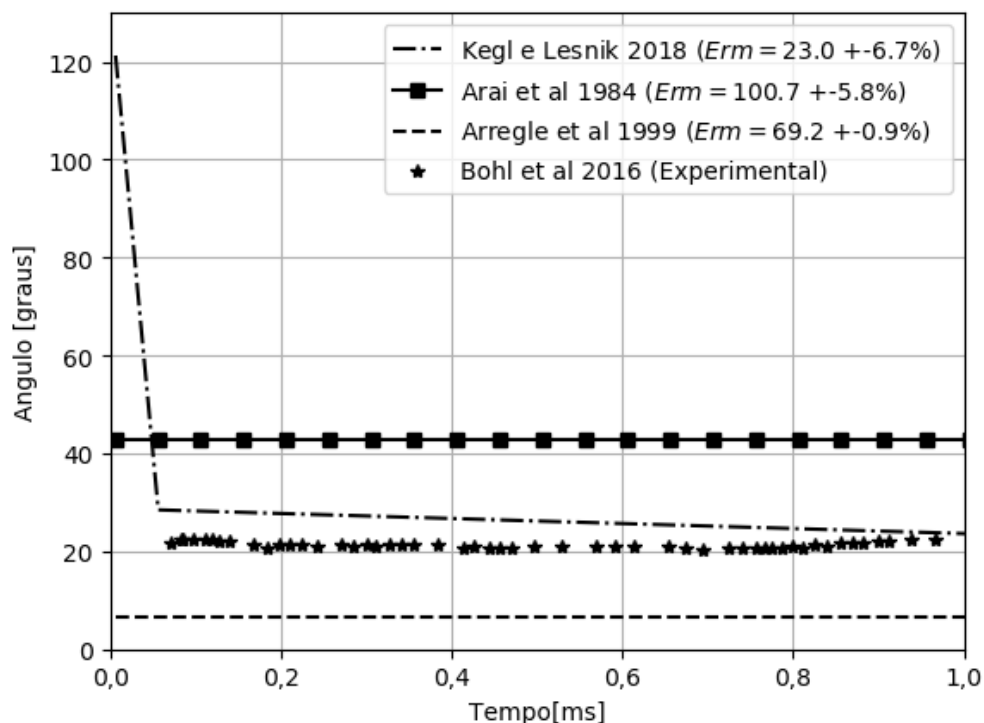


Figura 10 - Ângulo do spray com base no experimento com biodiesel HVO de Bohl *et al.* (2016)

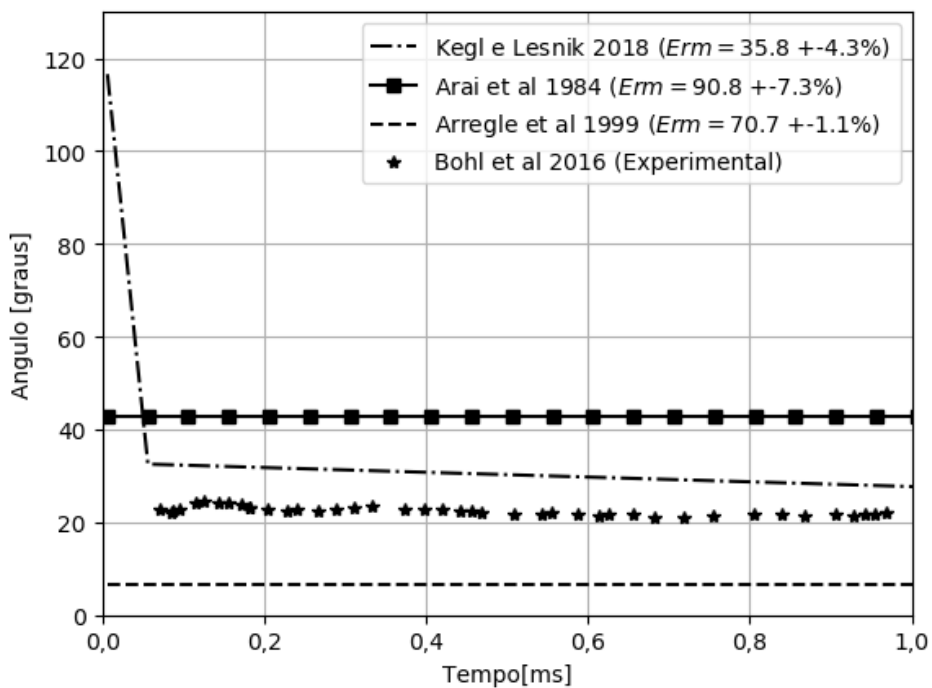


Figura 11 - Ângulo do spray com base no experimento com biodiesel SME de Bohl *et al.* (2016)

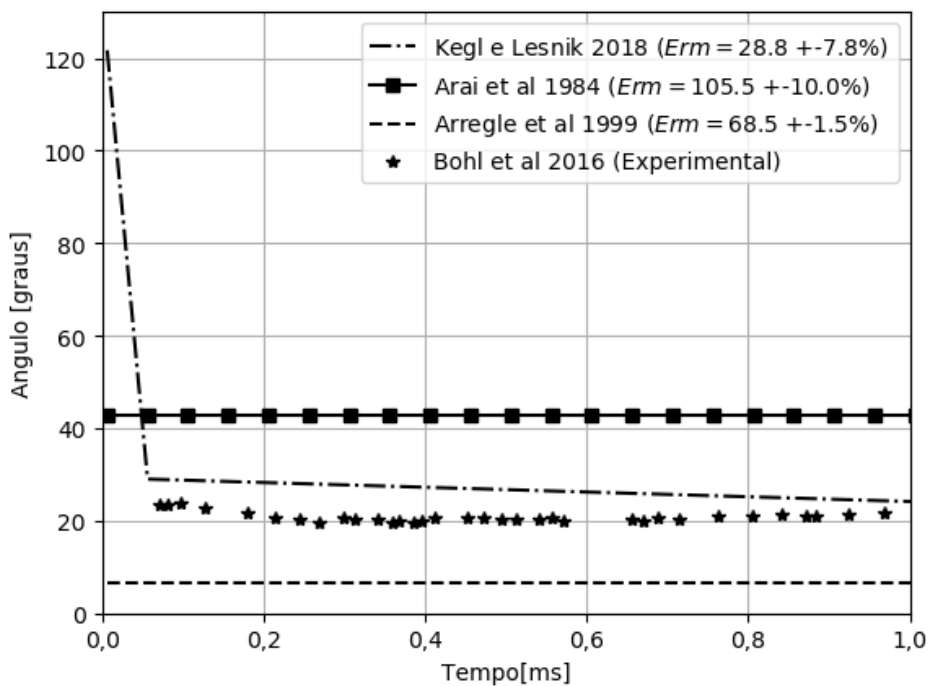
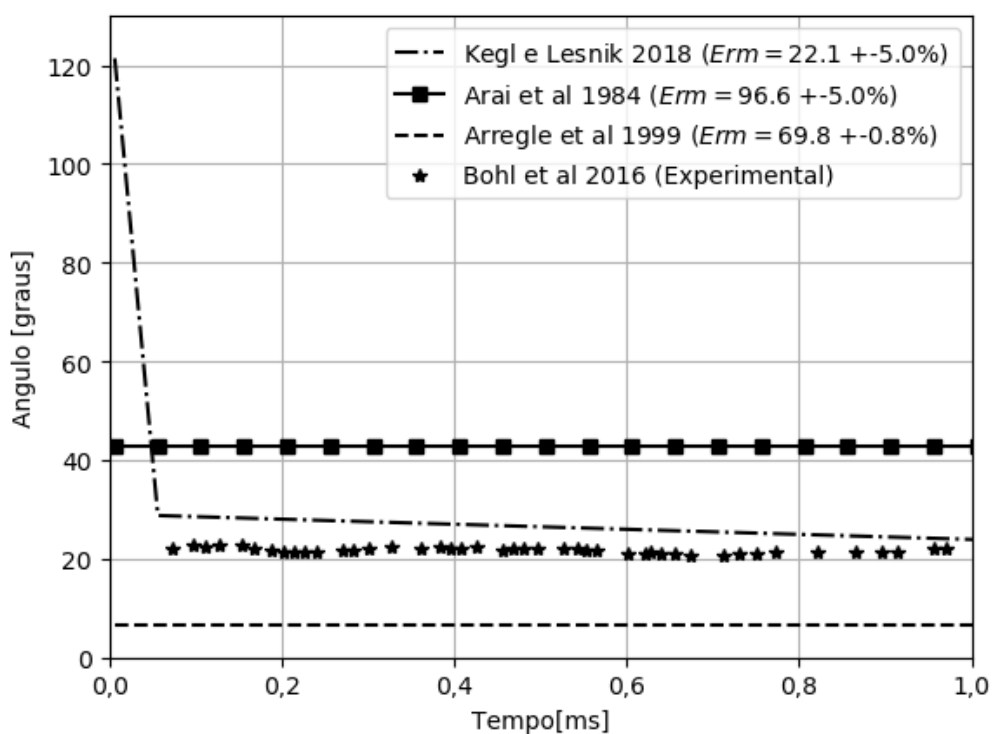


Figura 12 - Ângulo do spray com base no experimento com biodiesel UCOME de Bohl *et al.* (2016)



A Tabela 5 apresenta as condições utilizadas no experimento de Hawi *et al.* (2019). De acordo com os autores, o TD100 foi utilizado devido à possibilidade de ser utilizado como substituto, de componente único, ao diesel em simulações numéricas, algo que diminui a demanda computacional significativamente. Essa possibilidade existe pelo fato do TD100 conseguir representar as propriedades físicas do diesel. A comparação da penetração do spray entre os resultados experimentais de Hawi *et al.* (2019) e os modelos são apresentados da Figura 13 à Figura 27, sendo cada figura baseada em um experimento diferente. Os resultados estão separados em grupos de três, sendo que em cada grupo apresentam a mesma densidade ambiente e pressão de injeção, variando apenas o combustível utilizado (e suas respectivas propriedades como consequência). Em cada grupo de resultados o primeiro experimento utiliza o combustível B100, o segundo TD100 e o último D100.

Tabela 5 - Condições experimentais Hawi et al. (2019) a T_a de 724 K e d_o de 0,125 mm

Figura	Figura 13	Figura 14	Figura 15	Figura 16	Figura 17	Figura 18	Figura 19	Figura 20	Figura 21	Figura 22	Figura 23	Figura 24	Figura 25	Figura 26	Figura 27
P_{inj} [MPa]	50			100			150			150			150		
P_a [MPa]	5,065			5,065			5,065			4,051			3,21		
Combustível	B100	TD100	D100	B100	TD100	D100	B100	TD100	D100	B100	TD100	D100	B100	TD100	D100
ρ_f [Kg/m ³]	867,39	757,72	837,47	867,39	757,72	837,47	867,39	757,72	837,47	867,39	757,72	837,47	867,39	757,72	837,47
ρ_a [Kg/m ³]	25,07	25,07	25,07	25,07	25,07	25,07	25,07	25,07	25,07	20,05	20,05	20,05	15,09	15,09	15,09
η_f [10 ⁻³ (Pas)]	5,12	2,13	3,35	5,12	2,13	3,35	5,12	2,13	3,35	5,12	2,13	3,35	5,12	2,13	3,35
η_a [10 ⁻⁶ (Pas)]	36,91	36,91	36,91	36,91	36,91	36,91	36,91	36,91	36,91	36,71	36,71	36,71	36,71	36,71	36,71
σ_f [10 ⁻³ (N/m)]	29	26,6	28,3	29	26,6	28,3	29	26,6	28,3	29	26,6	28,3	29	26,6	28,3

Os resultados da Figura 13 à Figura 15 foram obtidos utilizando densidade ambiente de 25,07 kg/m³ e pressão de injeção de 50 MPa. Verificou-se que entre todos os modelos, o de Hiroyasu e Arai (1990) teve o melhor resultado para os três combustíveis. Dentre os seus próprios resultados, o modelo de Hiroyasu e Arai (1990) apresentou melhor resultado ao utilizar D100 e pior ao utilizar TD100. É possível observar que o modelo de Dent (1971) apresentou um bom resultado no experimento utilizando TD100, enquanto de Bohl *et al.* (2016) foi ao utilizar D100. Nota-se que nenhum dos modelos apresentam resultados satisfatórios para o comportamento do spray nos instantes iniciais. O modelo de Hiroyasu e Arai (1990) aproxima-se ao resultado experimental com o avanço do tempo de injeção, porém, passou a se afastar novamente do experimento após aproximadamente 1,75 ms para combustível B100. No experimento com TD100 a defasagem durante os instantes iniciais é mais expressiva quando comparado aos outros dois combustíveis. Nota-se que o modelo de Kegl e Lešnik (2018) não é eficaz para essas condições para qualquer dos combustíveis. Nota-se também que apenas o modelo de Hiroyasu e Arai (1990), para as condições ambientais e de injeção fixadas, apresenta bons resultados com consistência ao variar o combustível.

Figura 13 - Penetração do spray com base no experimento com B100, densidade ambiente de 25,07 kg/m³ e pressão de injeção de 50 Mpa

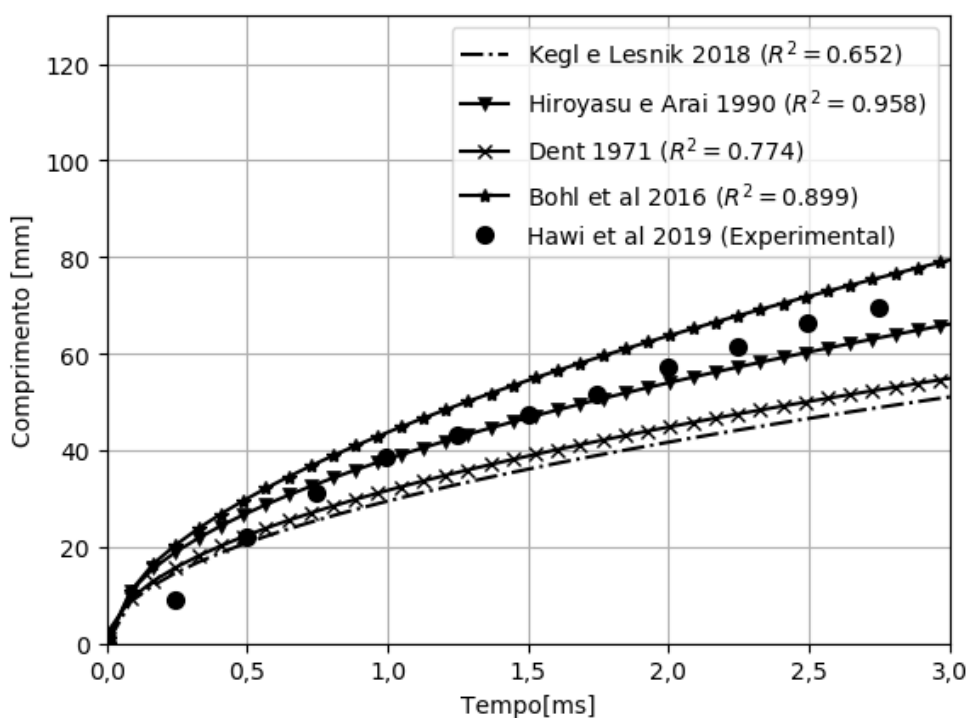


Figura 14 - Penetração do spray com base no experimento com TD100, densidade ambiente de 25,07 kg/m³ e pressão de injeção de 50 Mpa

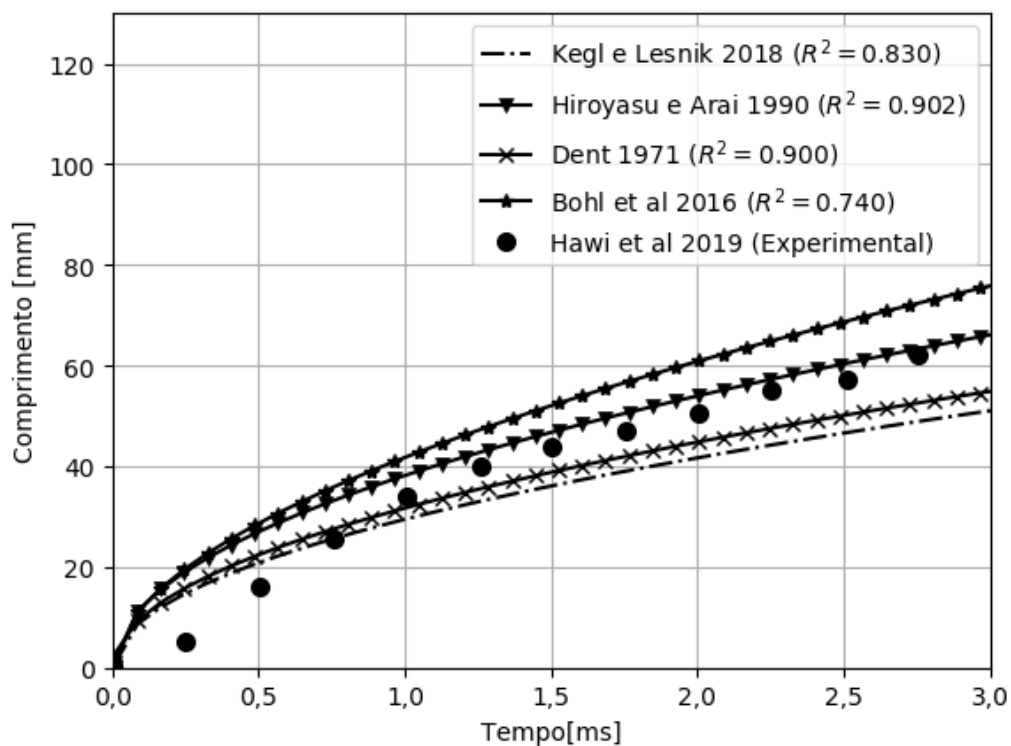
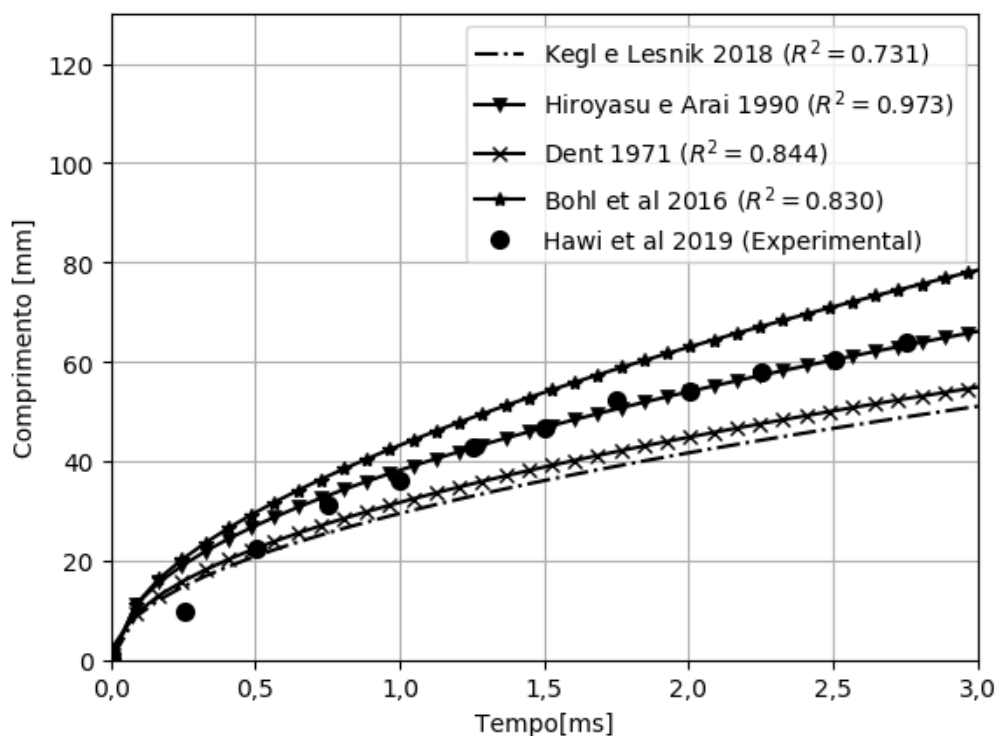


Figura 15 - Penetração do spray com base no experimento com D100, densidade ambiente de 25,07 kg/m³ e pressão de injeção de 50 Mpa



Os resultados da Figura 16 à Figura 18 foram obtidos utilizando densidade ambiente de $25,07 \text{ kg/m}^3$ e pressão de injeção de 100 MPa . Observa-se que o modelo de Hiroyasu e Arai (1990), dentre todos os outros, teve o melhor resultado para os três combustíveis. Analisando o experimento com B100, Figura 15, o modelo de Hiroyasu e Arai (1990) apresentou uma alta semelhança à curva do resultado experimental, apresentando também o melhor R^2 para esse grupo de experimentos. É possível observar que o modelo de Dent (1971) apresentou bons resultados nos experimentos com TD100 e D100, sendo que se aproxima melhor durante a faixa de aproximadamente $0,5 \text{ ms}$ a $1,5 \text{ ms}$. Nota-se que nenhum dos modelos conseguem captar adequadamente o comportamento do spray nos instantes iniciais, sendo que modelo de Hiroyasu e Arai (1990) aproxima-se ao resultado experimental com o decorrer do tempo. Os modelos de Kegl e Lešnik (2018) e Bohl *et al.* (2016) obtiveram resultados inadequados para os três combustíveis.

Figura 16 - Penetração do spray com base no experimento com B100, densidade ambiente de $25,07 \text{ kg/m}^3$ e pressão de injeção de 100 Mpa

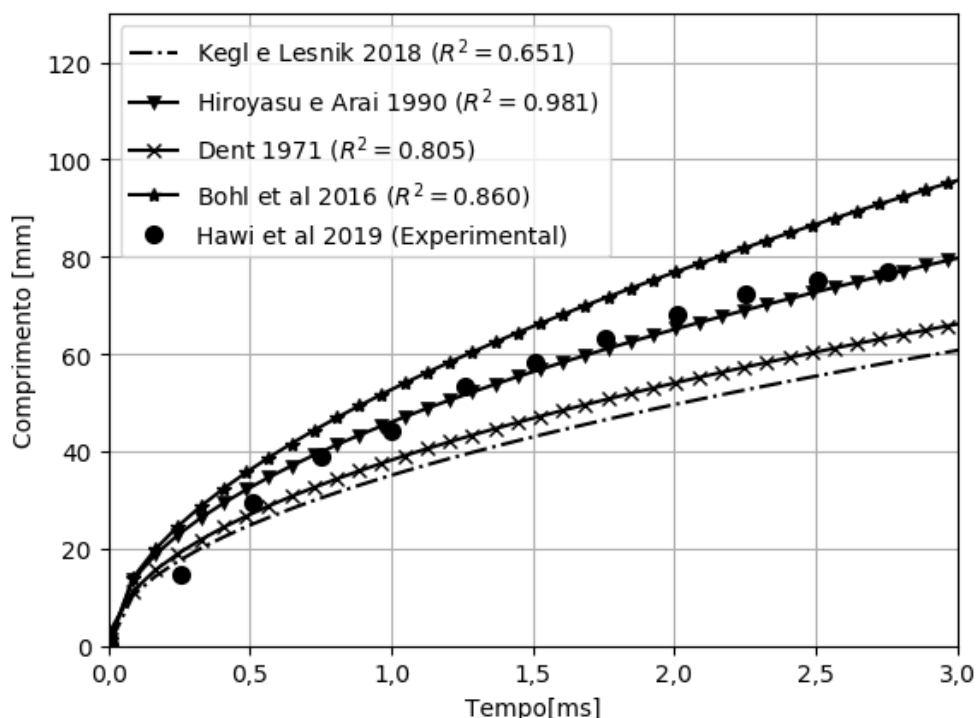


Figura 17 - Penetração do spray com base no experimento com TD100, densidade ambiente de 25,07 kg/m³ e pressão de injeção de 100 Mpa

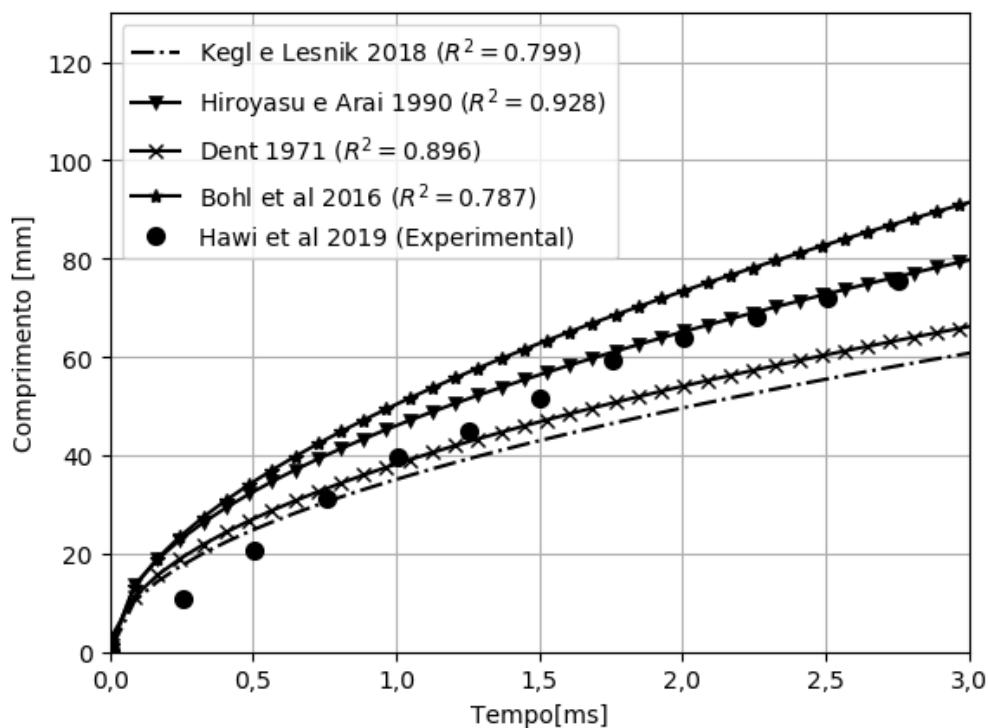
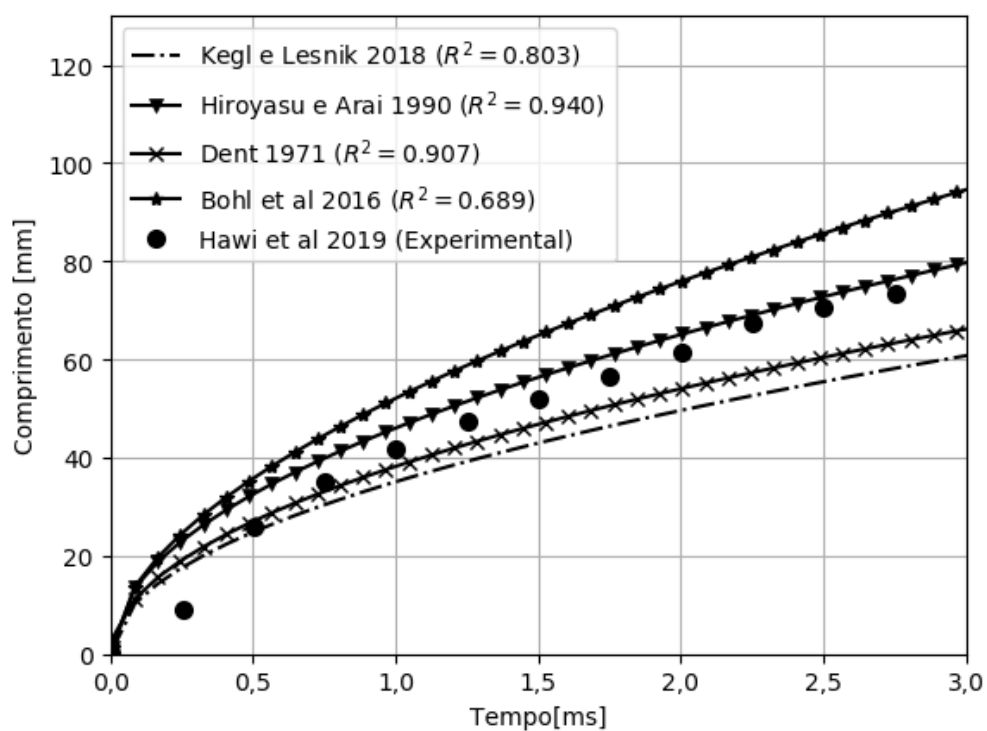


Figura 18 - Penetração do spray com base no experimento com D100, densidade ambiente de 25,07 kg/m³ e pressão de injeção de 100 Mpa



Os resultados da Figura 19 à Figura 21 foram obtidos utilizando densidade ambiente de 25,07 kg/m³ e pressão de injeção de 150 MPa. Observa-se que o modelo

de Hiroyasu e Arai (1990) apresentou bons resultados para todos os combustíveis, porém, o modelo de Dent (1971) foi consideravelmente melhor que o de Hiroyasu e Arai (1990) ao utilizar TD100. Novamente observa-se que nenhum dos modelos conseguem reproduzir, adequadamente, os instantes iniciais de injeção. Nota-se uma assíntota em aproximadamente 86mm de comprimento do spray no experimento com D100. Observa-se que, no experimento com D100, o modelo de Bohl *et al.* (2016) obteve um bom R^2 , sendo que o modelo começou a se aproximar e afastar do resultado em respectivamente 1 e 2,5ms, nota-se que o afastamento se inicia junto com a assíntota. Essa assíntota ocorre devido à limitação espacial do experimento. A injeção foi realizada radialmente dentro de um cilindro com diâmetro de 86mm. Na ausência dessa limitação conclui-se que o R^2 do modelo de Bohl *et al.* (2016) apresentaria melhoria, enquanto dos outros haveria uma degradação. O modelo de Kegl e Lešnik (2018) apresentou resultados inadequados para todos os combustíveis utilizados.

Figura 19 - Penetração do spray com base no experimento com B100, densidade ambiente de 25,07 kg/m³ e pressão de injeção de 150 Mpa

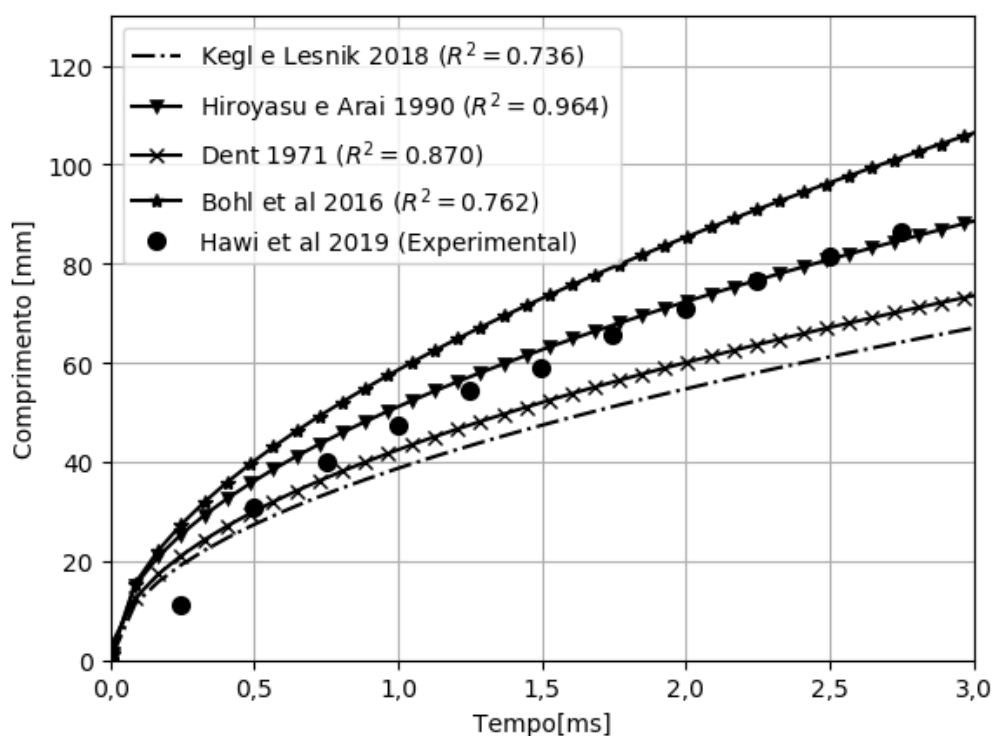


Figura 20 - Penetração do spray com base no experimento com TD100, densidade ambiente de 25,07 kg/m³ e pressão de injeção de 150 Mpa

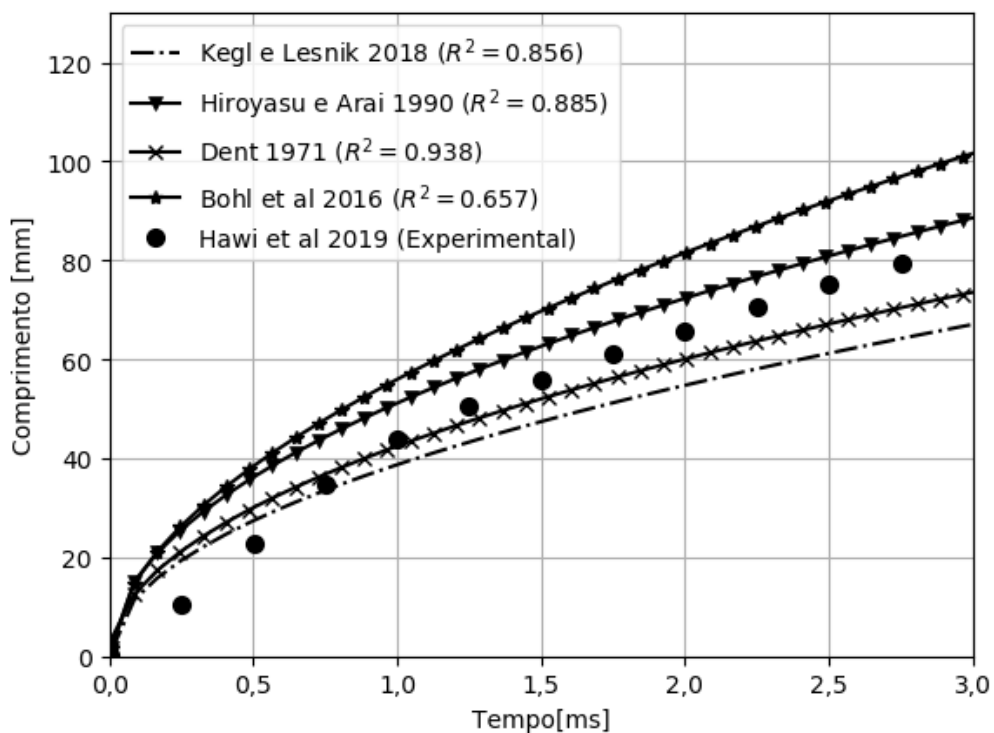
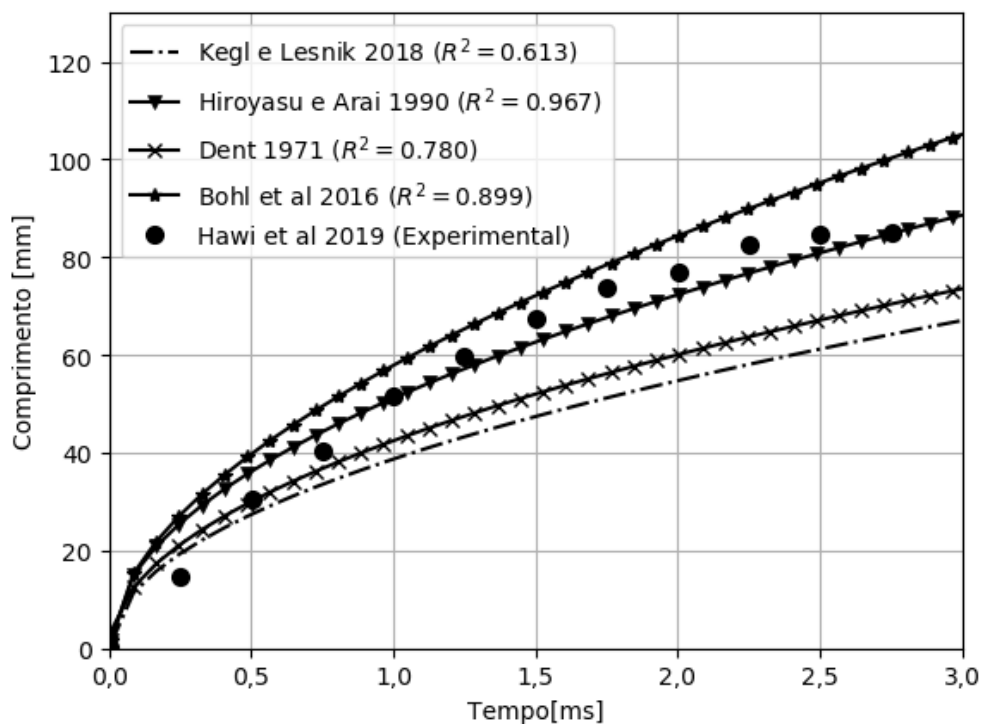


Figura 21 - Penetração do spray com base no experimento com D100, densidade ambiente de 25,07 kg/m³ e pressão de injeção de 150 Mpa



Os resultados da Figura 22 à Figura 24 foram obtidos utilizando densidade ambiente de 25,07 kg/m³ e pressão de injeção de 150 MPa. Analisando tais

resultados, verifica-se que entre todos os modelos, o de Hiroyasu e Arai (1990) teve o melhor resultado para os três combustíveis. Dentre os seus próprios resultados, o modelo de Hiroyasu e Arai (1990) apresentou melhor R^2 no experimento com D100 e pior com TD100. Observa-se que o modelo de Hiroyasu e Arai (1990) acompanha a curva experimental melhor utilizando-se B100, embora tenha R^2 melhor na análise com D100. Uma explicação provável é devido à grande disparidade, no primeiro ponto, entre o modelo e o resultado experimental ao utilizar B100. Algo que não acontece com tanta magnitude ao utilizar-se D100. O modelo de Bohl *et al.* (2016) apresenta um bom resultado no experimento com D100, enquanto o modelo de Dent (1971) ao utilizar TD100. Observa-se a assíntota no experimento com D100, sendo provocado piora no R^2 de Bohl *et al.* (2016) e melhora para todos os outros modelos.

Nenhum dos modelos foi capaz de captar o comportamento do spray nos instantes iniciais. No experimento com TD100 a defasagem, dos modelos em relação ao experimento, durante os instantes iniciais é mais expressiva quando comparado aos outros dois combustíveis. Observa-se que o modelo de Kegl e Lešnik (2018) não é eficaz nessas essas condições para qualquer dos combustíveis. Nota-se que apenas o modelo de Hiroyasu e Arai (1990), para as condições ambientais e de injeção fixadas, apresenta bons resultados com consistência ao variar o combustível.

Figura 22 - Penetração do spray com base no experimento com B100, densidade ambiente de 20,05 kg/m³ e pressão de injeção de 150 Mpa

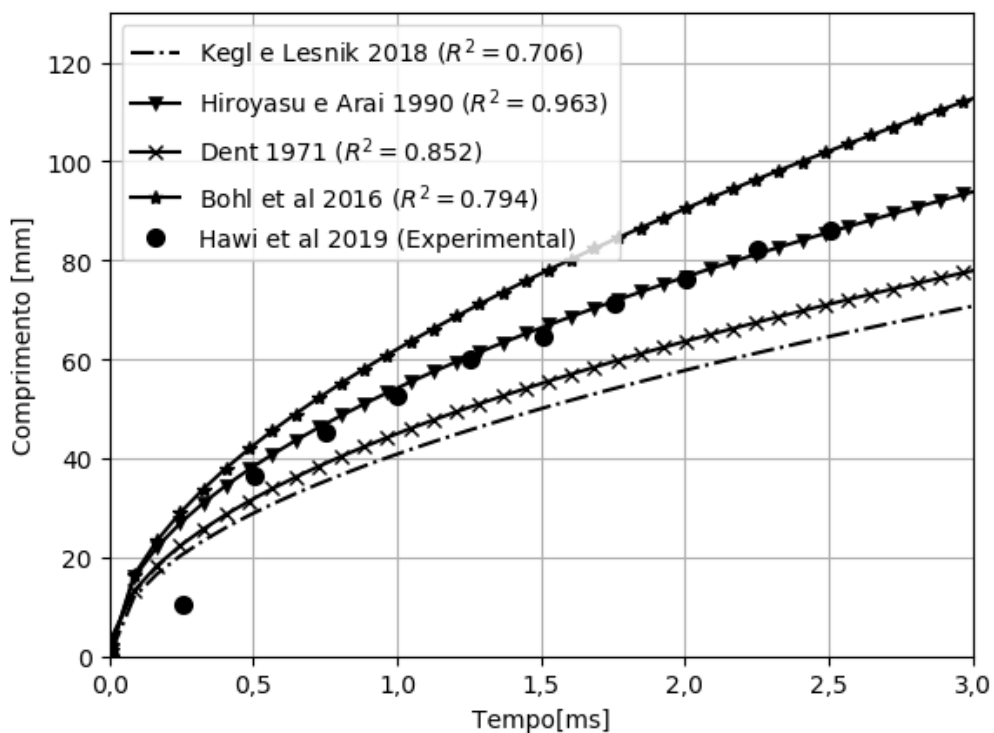


Figura 23 - Penetração do spray com base no experimento com TD100, densidade ambiente de 20,05 kg/m³ e pressão de injeção de 150 Mpa

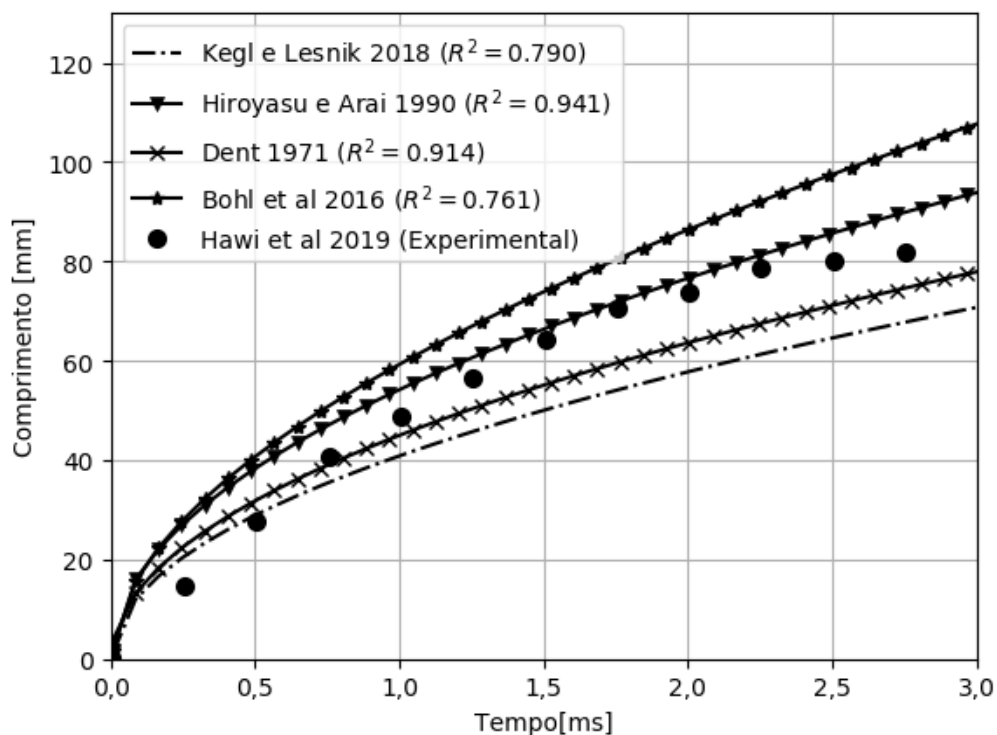
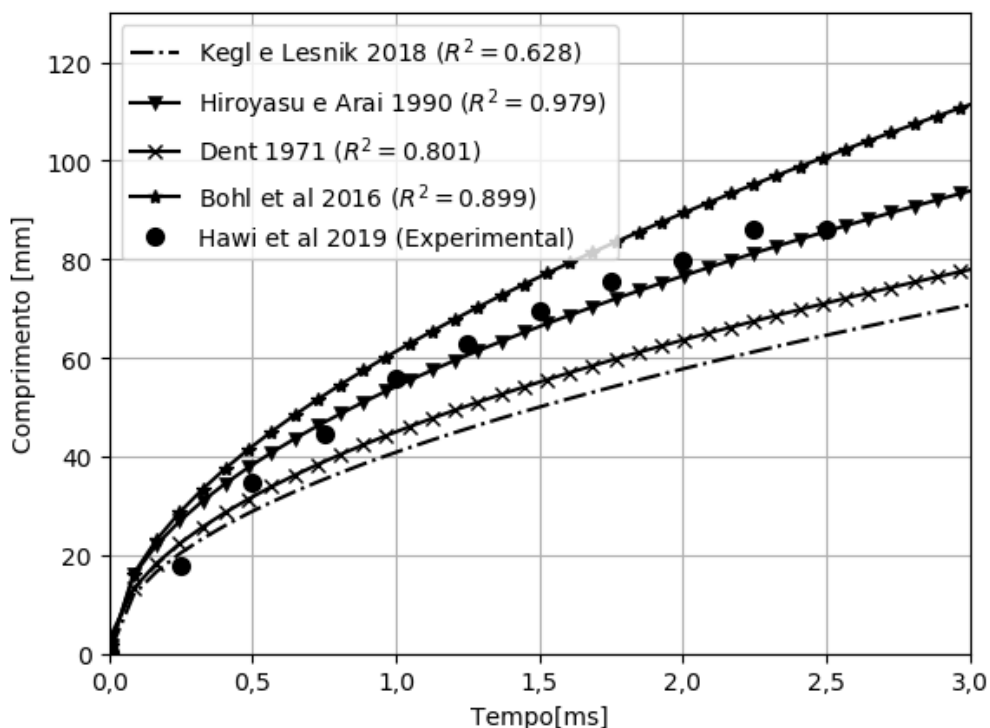


Figura 24 - Penetração do spray com base no experimento com D100, densidade ambiente de 20,05 kg/m³ e pressão de injeção de 150 Mpa



Os resultados da Figura 25 à Figura 27 possuem densidade ambiente de 25,07 kg/m³ e pressão de injeção de 150 MPa. Observa-se que o modelo de Hiroyasu e Arai (1990) apresentou bons resultados para todos os combustíveis, porém, o modelo de Dent (1971) foi consideravelmente melhor que o de Hiroyasu e Arai (1990) ao utilizar TD100. No experimento com B100 observa-se que com a exceção do primeiro dado experimental, o modelo de Hiroyasu e Arai (1990) cravou nos resultados experimentais. Nota-se que o modelo de Dent (1971) obteve bons resultados ao utilizar TD100 e D100. Nota-se também que os modelos de Bohl *et al.* (2016) e Kegl e Lešnik (2018), não foram capazes de prever o comprimento do spray adequadamente. Novamente observa-se que nenhum dos modelos conseguem reproduzir, adequadamente, o comportamento do comprimento do spray durante os instantes iniciais da injeção. É possível observar, no experimento utilizando D100 como combustível, o efeito da assíntota em aproximadamente 86 mm de comprimento do spray. É possível concluir que esse efeito diminui a eficácia dos modelos de Hiroyasu e Arai (1990) e Bohl *et al.* (2016), porém, aumenta a eficácia dos modelos de Dent (1971) e Kegl e Lešnik (2018).

Figura 25 - Penetração do spray com base no experimento com B100, densidade ambiente de 15,09 kg/m³ e pressão de injeção de 150 Mpa

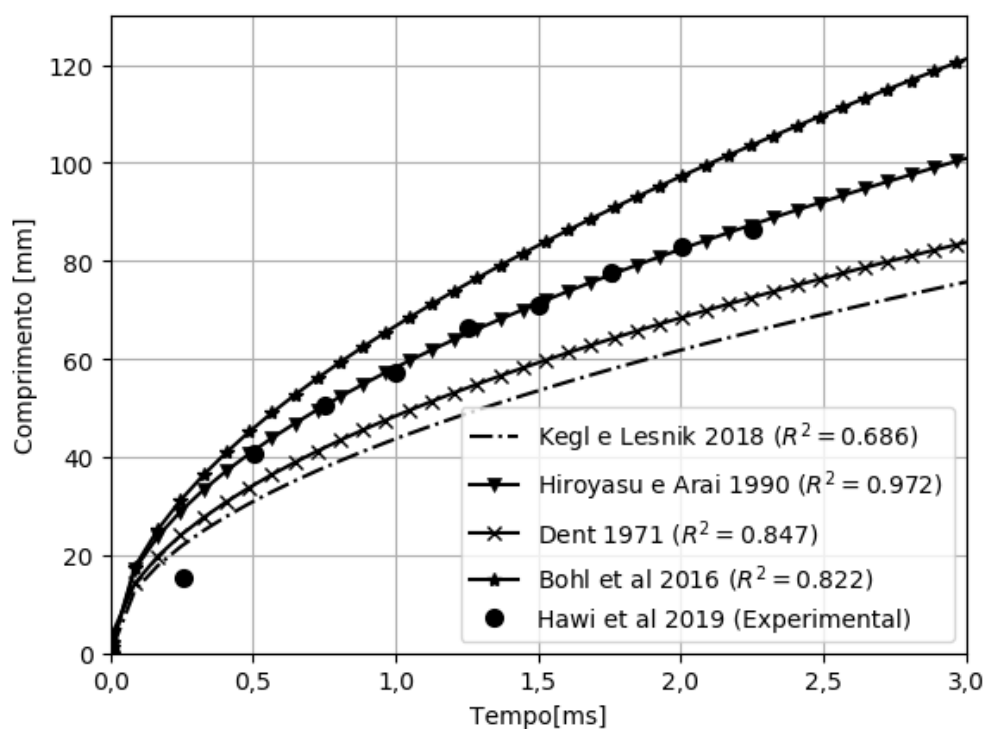


Figura 26 - Penetração do spray com base no experimento com TD100, densidade ambiente de 15,09 kg/m³ e pressão de injeção de 150 Mpa

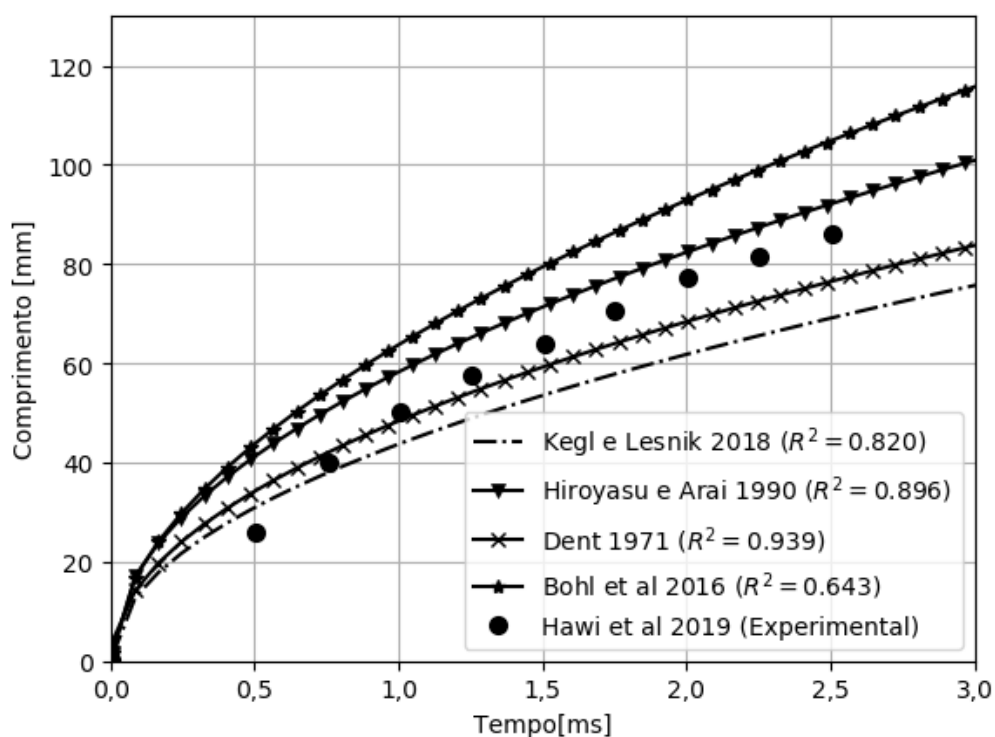
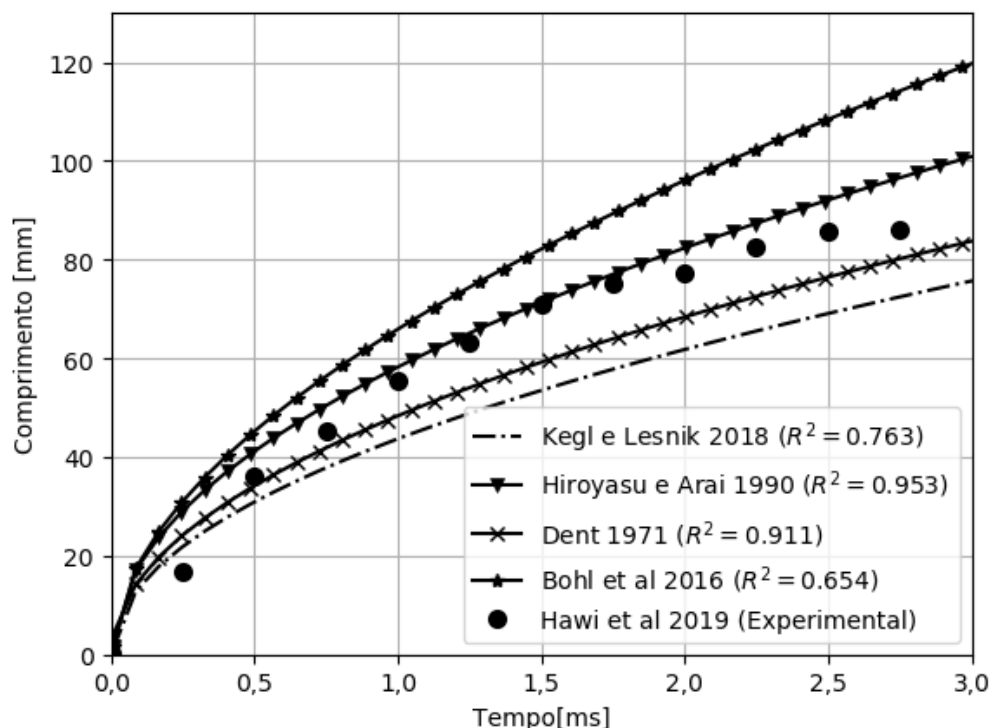


Figura 27 - Penetração do spray com base no experimento com D100, densidade ambiente de 15,09 kg/m³ e pressão de injeção de 150 Mpa



Considerando a penetração do spray utilizando condições experimentais de Hawi *et al.* (2019) em geral, Figura 13 até a Figura 27, é possível fazer algumas observações, a Tabela 6 apresenta todos os R^2 para facilitar a observação. O modelo de Hiroyasu e Arai (1990) apresenta uma ótima robustez analisando o R^2 . Esse modelo, entretanto, não apresenta nenhuma tendência comportamental clara do R^2 em relação à variação da pressão de injeção ou densidade ambiente. Observa-se que, dentro de todos os grupos de condições experimentais, o modelo de Hiroyasu e Arai (1990) apresentou pior desempenho nos experimentos com TD100.

A segunda melhor robustez foi apresentada pelo de Dent (1971), sendo esse o melhor modelo quando TD100 é o combustível utilizado. O modelo de Dent (1971) também não apresenta nenhuma tendência comportamental do R^2 com consistência entre combustíveis utilizados. É possível observar que os dois melhores R^2 de Dent (1971) ocorre juntamente aos dois piores R^2 de Hiroyasu e Arai (1990). Nota-se também que com exceção do segundo grupo de condição experimental fixada, Figura 16 à Figura 18, o modelo de Dent (1971) obteve melhores resultados ao utilizar TD100.

Tabela 6 - R² de diversos modelos para a penetração do spray com base nas condições experimentais usadas por Hawi *et al.* (2019)

Figura Autor	Figura 13	Figura 14	Figura 15	Figura 16	Figura 17	Figura 18	Figura 19	Figura 20	Figura 21	Figura 22	Figura 23	Figura 24	Figura 25	Figura 26	Figura 27	Média por autor
Kegl e Lešnik (2018)	0,652	0,830	0,731	0,651	0,799	0,803	0,736	0,856	0,613	0,706	0,790	0,628	0,686	0,820	0,763	0,738
Hiroyasu e Arai 1990	0,958	0,902	0,973	0,981	0,928	0,940	0,964	0,885	0,967	0,963	0,941	0,979	0,972	0,896	0,953	0,947
Dent 1971	0,774	0,900	0,844	0,805	0,896	0,907	0,870	0,938	0,780	0,852	0,914	0,801	0,847	0,939	0,911	0,865
Bohl <i>et al</i> 2016	0,899	0,740	0,830	0,860	0,787	0,689	0,762	0,657	0,899	0,794	0,761	0,899	0,822	0,643	0,654	0,780
Média por figura	0,821	0,843	0,845	0,824	0,853	0,835	0,833	0,834	0,815	0,829	0,852	0,827	0,832	0,825	0,820	0,833

O modelo de Bohl *et al.* (2016) não conseguiu descrever o experimento de Hawi *et al.* (2019) de uma maneira adequada. Uma plausível explicação é a utilização de apenas experimentos com altas pressões de injeção e da câmara para a confecção do modelo, além de apenas utilizarem biodiesel nos experimentos. Esse conjunto de decisões na elaboração do modelo pode limitar a boa funcionalidade do mesmo a determinadas condições. Realizando uma média dos valores de R^2 para o mesmo combustível, é possível concluir que o modelo apresenta um resultado melhor ao utilizar B100 e pior ao utilizar TD100, sendo que ao utilizar-se D100 o resultado do modelo é intermediário.

O modelo de Kegl e Lešnik (2018), embora tenha apresentado resultados bons em alguns casos quando D100 foi utilizado, foi o menos adequado ao experimento. Isso possivelmente é explicado pela utilização de uma menor pressão de injeção e maior densidade da câmara para a confecção do modelo. Também há o fato de que os autores, ao invés de utilizar o valor nominal da pressão de injeção, utilizaram a pressão real no cálculo da penetração no próprio artigo. A pressão real atingiu cerca de 3 vezes o valor de abertura da agulha. Esse fato acaba por afetar fortemente a construção do modelo, piorando-o no caso onde é fornecido apenas valores nominais de pressão de injeção.

É possível observar que uma porção considerável dos resultados de Hawi *et al.* (2019) aparenta ter um limite, do comprimento do spray, valendo aproximadamente 86mm. A injeção na câmara é feita diametralmente, sendo que a câmara possui um diâmetro de 86 mm. Com isso é possível concluir que esse limite existe e é devido à própria câmara. Não é possível estimar todos os efeitos desse limite aos resultados e consequentemente ao R^2 , porém, é possível verificar que o R^2 de Bohl *et al.* (2016) é afetado negativamente quando ocorre este limite visto que esse modelo sempre sobrestima a penetração.

Hawi *et al.* (2019) procurou simular melhor as condições de um motor utilizando uma temperatura alta e comprimindo a câmara. Inicialmente injetaram nitrogênio, a uma temperatura controlada, até atingir uma pressão inicial desejável. Em seguida foi realizado a compressão por 30 ms, mantendo o pistão no ponto máximo de compressão por 150 ms para fornecer condição de volume constante. Foi realizado a injeção de um combustível por vez a determinadas pressões ambiente e de injeção. A utilização de altas temperaturas acaba por provocar uma pressão maior a uma densidade menor. Não se sabe se haveria diferença na resistência ao

desenvolvimento da injeção de dois ambientes à mesma pressão, porém, um com densidade maior e outro com temperatura maior. A relação entre pressão, temperatura e densidade pode ser observado na Equação (22), considerando P_a a pressão ambiente alvo para o início da injeção, sendo M e \bar{R} constantes, ao aumentar T_a , a ρ_a necessária para atingir essa pressão diminui proporcionalmente. Entre os modelos utilizados, apenas o proposto por Dent (1971) utiliza a temperatura como uma variável.

$$P_a = \frac{\rho_a \bar{R} T_a}{M} \quad (22)$$

Na qual P_a é a pressão da câmara. \bar{R} é a constante universal dos gases (8.314 kJ/(kmol·K)). M é a massa molar (28.01 kg/kmol para o nitrogênio).

Da Figura 28 à Figura 33 é realizada a comparação do ângulo dos modelos de Kegl e Lešnik (2018), Arai *et al.* (1984) e Arrègle *et al.* (1999) com resultado experimental de Hawi *et al.* (2019). As figuras foram agrupadas de duas em duas sendo que, dentro do mesmo grupo, as figuras possuem o mesmo combustível a duas pressões de injeção diferentes.

Da Figura 28 observa-se que apenas o modelo de Arai *et al.* (1984) consegue prever, adequadamente, o desenvolvimento do ângulo do spray. Observa-se que após aproximadamente 0,75ms o modelo de Arai *et al.* (1984) apresenta resultado quase idêntico ao experimental.

Na Figura 29 observa-se que o modelo de Arai *et al.* (1984) consegue uma boa aproximação do resultado experimental. O modelo de Kegl e Lešnik (2018), no intervalo de aproximadamente 0,5 a 1,25ms, fornece valores próximos ao resultado experimental.

Figura 28 - Ângulo do spray com base no experimento com B100, densidade ambiente de $25,07 \text{ kg/m}^3$ e pressão de injeção de 50 Mpa

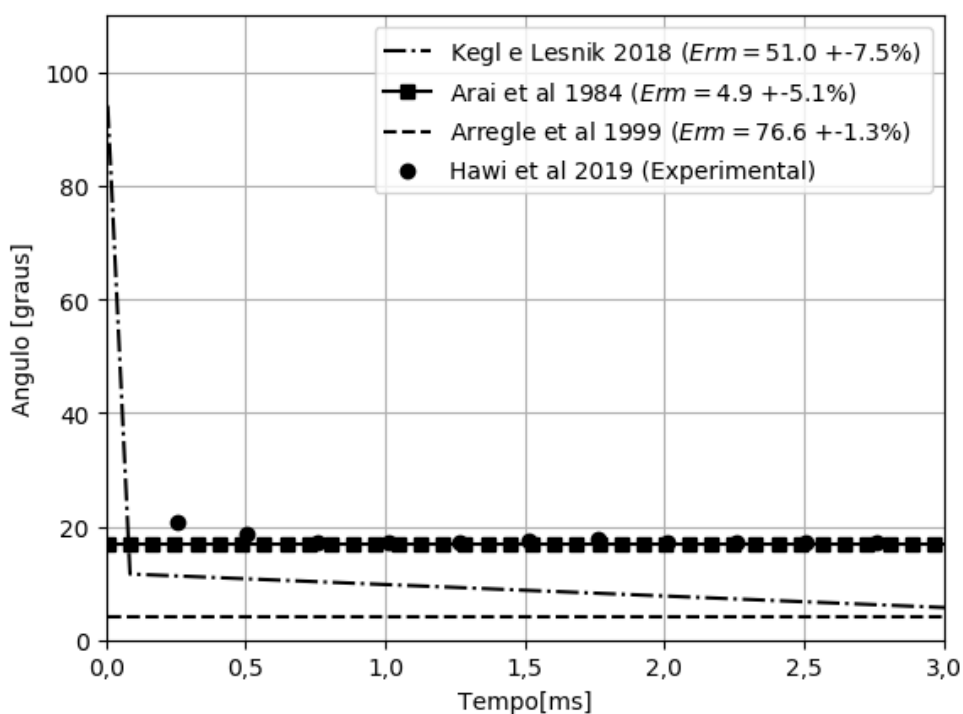
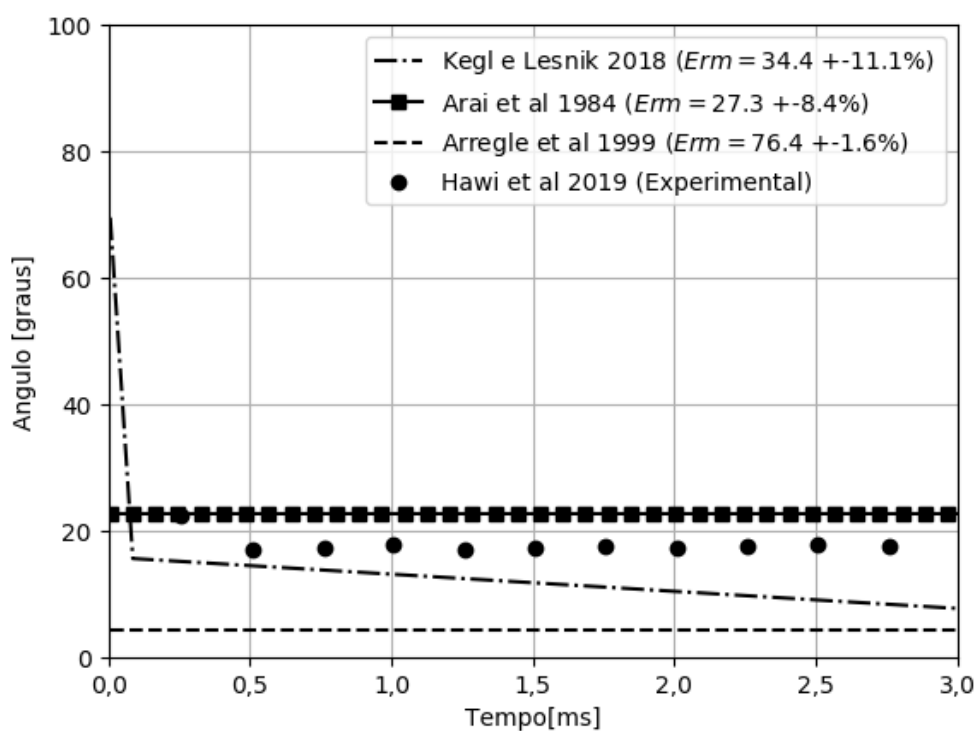


Figura 29 - Ângulo do spray com base no experimento com B100, densidade ambiente de $25,07 \text{ kg/m}^3$ e pressão de injeção de 150 Mpa



Na Figura 30 observa-se que apenas o modelo de Arai *et al.* (1984) possui uma boa previsão dos resultados experimentais. Esse modelo apresenta melhores resultados após aproximadamente 0,75 ms. O modelo de Kegl e Lešnik (2018) inicialmente apresenta boa previsão, excluindo o ângulo de abertura, e apresenta degradação com o passar do tempo.

Da Figura 31 observa-se que o modelo de Kegl e Lešnik (2018) obteve o melhor resultado, seguido pelo modelo de Arai *et al.* (1984). Observa-se que de 0,5 a 1,5 ms o modelo de Kegl e Lešnik (2018) apresenta boa previsão do resultado experimental.

Figura 30 - Ângulo do spray com base no experimento com TD100, densidade ambiente de 25,07 kg/m³ e pressão de injeção de 50 Mpa

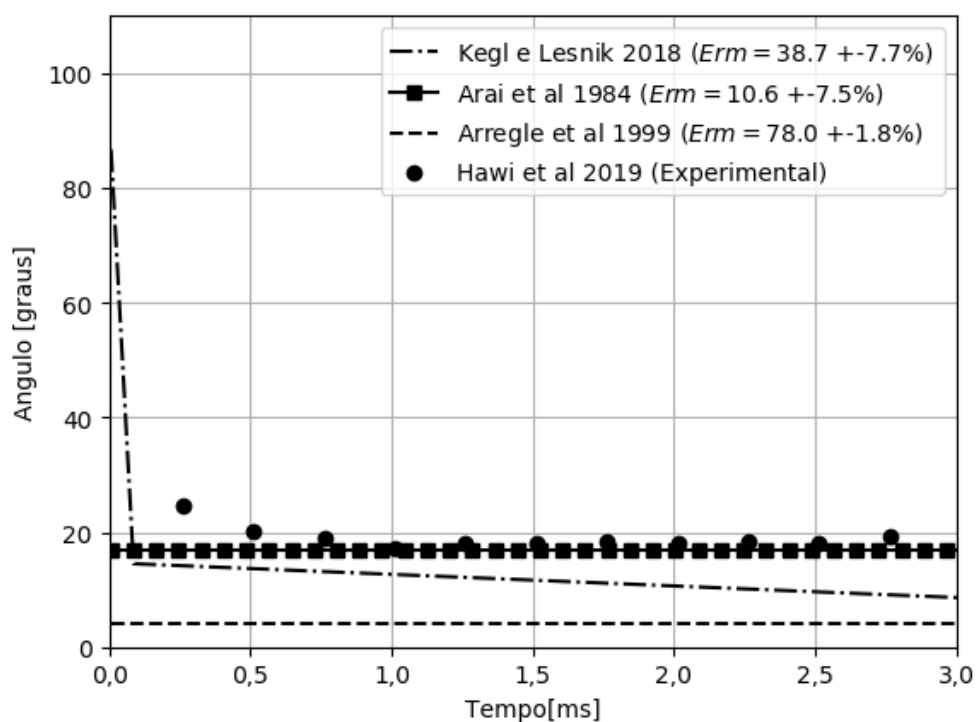
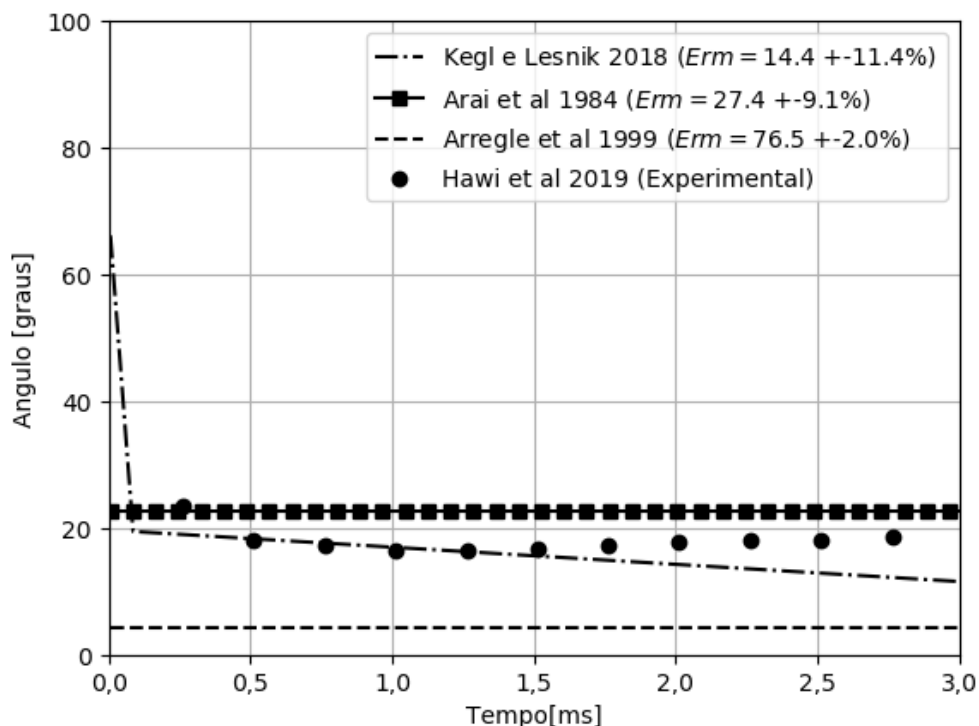


Figura 31 - Ângulo do spray com base no experimento com TD100, densidade ambiente de 25,07 kg/m³ e pressão de injeção de 150 Mpa



Na Figura 32 o modelo de Arai *et al.* (1984) apresenta bons resultados, possuindo maior proximidade ao resultado experimental após aproximadamente 0,5ms. Observa-se que o modelo de Kegl e Lešnik (2018) e Arrègle *et al.* (1999), para as condições experimentais dessa figura, produzem resultados insatisfatórios.

Na Figura 33 observa-se que, com a exceção do ângulo de abertura, o modelo de Kegl e Lešnik (2018) apresenta o melhor resultado até aproximadamente 2,0 ms, após esse tempo o modelo de Arai *et al.* (1984) passa a apresentar resultados melhores.

Figura 32 - Ângulo do spray com base no experimento com D100, densidade ambiente de 25,07 kg/m³ e pressão de injeção de 50 Mpa

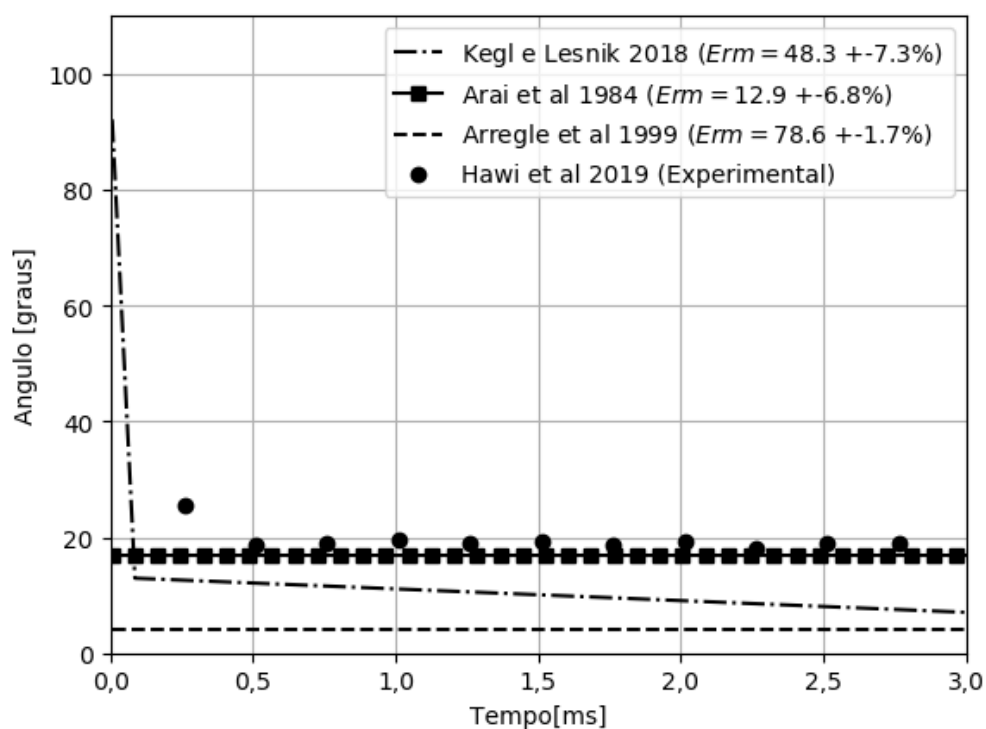
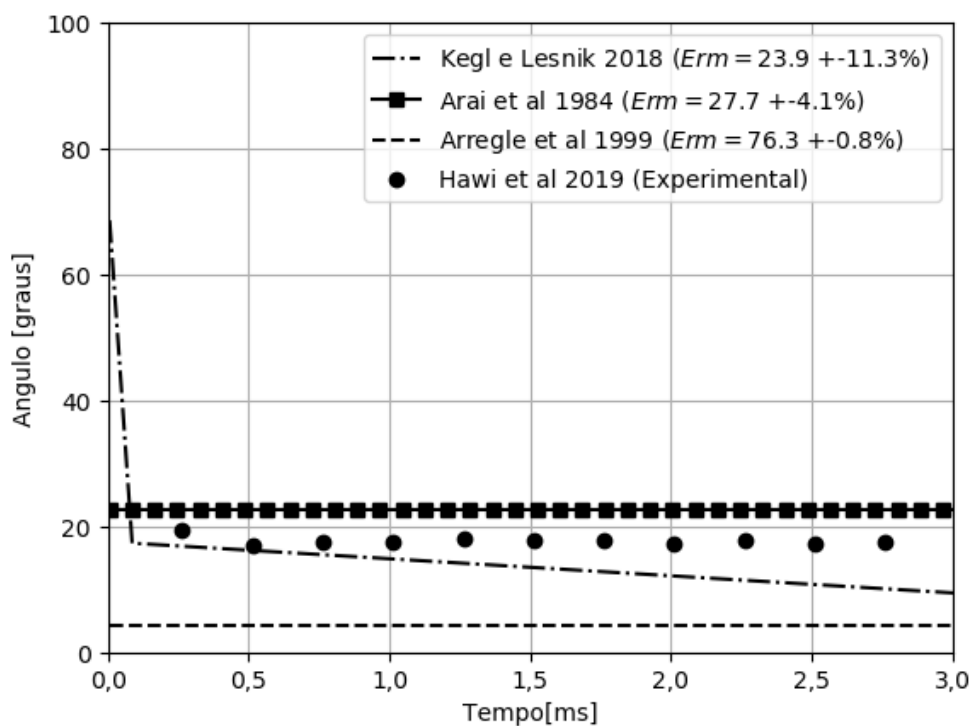


Figura 33 - Ângulo do spray com base no experimento com D100, densidade ambiente de 25,07 kg/m³ e pressão de injeção de 150 Mpa



Analisando a Figura 28 à Figura 33 observa-se que o modelo de Kegl e Lešnik (2018) sempre apresenta melhoria nos resultados ao utilizar pressão de injeção mais elevada, enquanto o modelo de Arai *et al.* (1984) apresenta degradação nos resultados ao utilizar pressão de injeção mais elevada. Em todos os casos em que o modelo de Kegl e Lešnik (2018) apresentou resultados bons, observa-se que o modelo iniciou-se próximo ao resultado experimental, afastando-se com o passar do tempo (excluindo-se o efeito do ângulo de abertura). Observa-se que o modelo de Arrègle *et al.* (1999) não foi capaz de produzir resultados satisfatórios para nenhuma das condições.

5. CONCLUSÕES

A partir do presente trabalho, avaliou-se a eficácia de quatro modelos de penetração do spray, utilizando-se dados e resultados experimentais de Hawi *et al.* (2019) e Bohl *et al.* (2016). Avaliou-se também a eficácia dos três modelos de ângulo do spray, utilizando-se os resultados experimentais de Bohl *et al.* (2016). Concluiu-se que o modelo de Hiroyasu e Arai (1990) é o mais robusto e consistente, tendo esse modelo apenas dois casos em que o R^2 foi inferior a 0,9 (sendo eles valores ainda consideráveis 0,885 e 0,896). Em várias condições experimentais diferentes, o modelo de Hiroyasu e Arai (1990) conseguiu acompanhar, com muita semelhança, o desenvolvimento do comprimento do spray. O modelo de Hiroyasu e Arai (1990) apresenta um ótimo desempenho quando o combustível em questão é B100 ou D100.

Hawi *et al.* (2019) encontrou que TD100 é um bom substituto ao D100 para simulações utilizando CFD. Isso se dá devido à vantagem de demandar menos poder computacional, por ser combustível de componente único. Nesse trabalho, entretanto, é possível observar uma discrepância no R^2 desses dois combustíveis, obtidos por um mesmo autor e às mesmas condições de injeção e ambiente, para a maior parte dos casos. Portanto é possível concluir que na análise macroscópica, utilizando experimentos para obter modelos, o TD100 não seria um bom substituto ao D100.

O modelo de Dent (1971) é o segundo mais robusto, porém, não apresentou boa consistência com combustíveis e condições diversas. O modelo teve bons resultados para todas as análises utilizando TD100, além de também ter bons resultados com nos experimentos com os 4 combustíveis utilizados por Bohl *et al.* (2016).

O modelo de Bohl *et al.* (2016) teve ótimos resultados com os dados do próprio autor, porém, os resultados utilizando os dados de Hawi *et al.* (2019) foram em maior parte inadequados. Entre as 15 condições propostas por Hawi *et al.* (2019) esse modelo apresentou apenas 3 valores moderados.

O modelo de Kegl e Lešnik (2018) apresentou resultados discrepantes para todas as condições experimentais utilizadas nesse trabalho. Os valores de comprimento do spray fornecido pelo modelo, na maior parte da duração da injeção, são inferiores ao resultado experimental para todas as condições utilizadas. Na elaboração do modelo os autores utilizaram a pressão de injeção real, contrário às pressões de injeção nominais encontradas nos trabalhos de Hawi *et al.* (2019) e Bohl

et al. (2016). A pressão real no trabalho de Kegl e Lešnik (2018), durante a maior parte a injeção, é aproximadamente o triplo do valor nominal. Conclui-se então que o modelo, ao utilizar o valor da pressão real, apresentaria resultados melhores.

Considerando-se os experimentos de Bohl *et al.* (2016), nos instantes iniciais da injeção, nenhum dos modelos consegue prever adequadamente o ângulo do spray. O modelo de Kegl e Lešnik (2018) aproxima-se dos resultados experimentais com o desenvolvimento da injeção. Portanto observa-se bons resultados, do modelo de Kegl e Lešnik (2018), nos instantes finais da injeção. Os outros dois modelos utilizados, de Arai *et al.* (1984) e Arrègle *et al.* (1999), não foram capazes de produzir resultados satisfatórios em qualquer momento da injeção.

Analisando-se os experimentos de Hawi *et al.* (2019), para o ângulo do spray, conclui-se que o modelo de Arai *et al.* (1984) é o mais robusto e é o único que obteve bons resultados em todos os experimentos. Esse modelo apresentou melhores resultados ao utilizar baixas pressões de injeção, sendo os melhores resultados obtidos ao utilizar B100. Nenhum dos modelos utilizados para o ângulo, variando-se as condições experimentais, conseguem prever o ângulo com consistência.

Sugere-se, para um próximo trabalho, a realização de estudos utilizando diversos bicos injetores e combustíveis, variando as pressões utilizadas e temperatura ambiente. Sugere-se que preferencialmente seja realizado os próprios experimentos para conseguir reduzir viés externos, além de possibilitar a coleta de todos os dados necessários, permitindo então a utilização de mais modelos. Tais estudos possibilitariam uma análise aprofundada na influência de diversas variáveis, verificando-se a robustez dos modelos para uma maior amplitude de condições experimentais. Sugere-se também uma melhor análise dos instantes iniciais da injeção (não necessariamente delimitado pelo tempo de quebra), realizando-se a separação desses instantes para o cálculo do R^2 , possibilitando verificar-se quais equações preveem melhor os instantes iniciais da injeção, verificando também quais preveem melhor o desenvolvimento do comprimento do spray após esses instantes iniciais. Obtendo então faixas de tempo de injeção em que determinadas equações demonstram melhores comportamentos. Sugere-se também determinar uma faixa de condições experimentais dentro da qual cada modelo apresenta bons resultados. Sugere-se, com base nos dados obtidos elaborar um modelo, tanto para a penetração quanto o ângulo do spray, que consiga observar o efeito das diversas variáveis,

possivelmente separando o modelo em diversas equações, delimitando faixas de funcionamento para cada equacionamento.

REFERÊNCIAS

AMSDEN, A A. KIVA-3: A KIVA program with block-structured mesh for complex geometries. *Los Alamos Laboratory Report No LA-12503-MS*, 1993.

AMSDEN, A A *et al.* KIVA: a computer program for two- and three-dimensional fluid flows with chemical reactions and fuel sprays. *Los Alamos Scientific Laboratory Report LA-10245-MS*, 1985.

AMSDEN, Anthony A *et al.* Comparisons of Computed and Measured Three-Dimensional Velocity Fields in a Motored Two-Stroke Engine. 1992, [S.l.]: SAE International, 1992. Disponível em: <<https://doi.org/10.4271/920418>>.

AMSDEN, Anthony A; BUTLER, T Daniel; O'ROURKE, Peter J. The KIVA-II Computer Program for Transient Multidimensional Chemically Reactive Flows with Sprays. 1987, [S.l.]: SAE International, 1987. Disponível em: <<https://doi.org/10.4271/872072>>.

ARAI, M *et al.* Disintegrating Process and Spray Characterization of Fuel Jet Injected by a Diesel Nozzle. *SAE Transactions*, v. 93, p. 358–371, 1984.

ARRÈGLE, J., PASTOR, J. V, & RUIZ, S. (1999). The Influence of Injection Parameters on Diesel Spray Characteristics. *SAE Technical Paper*. <https://doi.org/10.4271/1999-01-0200>

BENNETT, J. Application of fuel additives for maintenance of fuel efficiency in modern vehicles. *Innovations in Fuel Economy and Sustainable Road Transport*. 1. ed. Londres: Woodhead Publishing, 2011.

BHANDARKAR, Shivaji. Vehicular Pollution, Their Effect on Human Health and Mitigation Measures. *Vehicle Engineering (VE)*, v.1, ed 2, p.33-40, jun. 2013.

BHATIA, S. C. Advanced renewable energy systems: Part - 1. *Advanced Renewable Energy Systems: Part - 1*, 1–732, 2014. <https://doi.org/10.1016/B978-1-78242-269-3.50022-X>

BOHL, Thomas; TIAN, Guohong; SMALLBONE, Andrew. Macroscopic spray characteristics of next-generation bio-derived diesel fuels in comparison to mineral diesel. *Applied Energy*, v. 186, p. 562–573, 15 jan. 2017.

British Petroleum Company. *Statistical Review of World Energy*. London: British Petroleum Co, 2019 ed 68.

CHARALAMPOUS, Georgios; HADJIYIANNIS, Constantinos; HARDALUPAS, Yannis. Comparative measurement of the breakup length of liquid jets in airblast atomisers using optical connectivity, electrical connectivity and shadowgraphy. *Measurement*, v. 89, p. 288–299, 1 jul. 2016.

CHEN, Hao; XIE, Bin; MA, Jinqiu; CHEN, Yisong. NOx emission of biodiesel compared to diesel: Higher or lower? *Applied Thermal Engineering*, v.137. p.584-593, jun. 2018.

COLETTI, Roseane Aparecida. Biodiesel: Combustível renovável e ambientalmente correto. 2006, BiodieselBr disponível em <<https://www.biodieselbr.com/destaques/2005/combustivel-renovavel>>. Acesso em outubro de 2019

CORRAL-GÓMEZ, L. *et al.* Effect of diesel-biodiesel-ethanol blends on the spray macroscopic

parameters in a common-rail diesel injection system. *Fuel*, v. 241, p. 876–883, 1 abr. 2019.

DENT, J C. A Basis for the Comparison of Various Experimental Methods for Studying Spray Penetration. *SAE Transactions*, v. 80, p. 1881–1884, 1971.

DESHMUKH, D *et al.* High Pressure Spray Characterization of Vegetable Oils. Brno, República Tcheca: Proc. 23rd European Conference on Liquid Atomization and Spray Systems, 2010.

FIORESE, Diego Augusto; GOMES, Luis Fernando Souza; SOUZA, Samuel Nelson Melegari de; DALLMEYER, Arno Udo; Romano, Leonardo Nabaes. Metodologia experimental para avaliação de custos de produção e utilização de biodiesel: estudo de caso de quatro ésteres metílicos e óleo diesel comercial. *Ciência Rural*, v.41, n.11, p.1921-1926, nov, 2011

GRIMALDI, C; POSTRIOTI, L. Experimental Comparison Between Conventional and Bio-derived Fuels Sprays from a Common Rail Injection System. *SAE Transactions*, v. 109, p. 1501–1513, 2000.

GUI, M.M.; LEE, K.T.; BHATIA S. Feasibility of edible oil vs. non-edible oil vs. waste edible oil as biodiesel feedstock. *Energy* 33. ed.8 p. 1646-1653, 2008.

HAWI, Meshack *et al.* Effect of injection pressure and ambient density on spray characteristics of diesel and biodiesel surrogate fuels. *Fuel*, v. 254, p. 115674, 15 out. 2019.

HEYWOOD, J.B. Internal combustion engine fundamentals. Nova York: MCGraw-Hill, 1988.

HIROYASU, Hiroyuki; KADOTA, Toshikazu. FUEL DROPLET SIZE DISTRIBUTION IN DIESEL COMBUSTION CHAMBER. *Bulletin of JSME*, v. 19, n. 135, p. 1064–1072, 1976.

HIROYASU, H, KADOTA, T., & ARAI, M. Supplementary Comments: Fuel Spray Characterization in Diesel Engines. *Combustion Modeling in Reciprocating Engines*, 369–408, 1980. https://doi.org/10.1007/978-1-4899-5298-1_12

HIROYASU, H, & ARAI, M. Structures of Fuel Sprays in Diesel Engines. *SAE Technical Paper*, 1990. <https://doi.org/10.4271/900475>

HOU, Z.-X.; ABRAHAM, J. Three-Dimensional Modeling of Soot and NO in a Direct-Injection Diesel Engine. *SAE Transactions*, v. 104, p. 1070–1084, 1995.

KEGL, Breda; LEŠNIK, Luka. Modeling of macroscopic mineral diesel and biodiesel spray characteristics. *Fuel*, v. 222, p. 810–820, 15 jun. 2018.

KOSTAS, J.; HONNERY, D.; SORIA, J. Time resolved measurements of the initial stages of fuel spray penetration. *Fuel*, 2009. v. 88, n. 11, p. 2225-2237

LÓPEZ, J.J. *et al.* Investigation of the ignition and combustion processes of a dual-fuel spray under diesel-like conditions using computational fluid dynamics (CFD) modeling. *Mathematical and Computer Modelling*, v. 57, n. 7–8, p. 1897–1906, 1 abr. 2013.

Paloposki, T., 1995. The use of dimensional analysis and model experiments in the research of fuel injection (in Finnish). Helsinki University of Technology, Laboratory of Energy Engineering and Environmental Protection, Espoo

PAYRI, Raul *et al.* Determination of Diesel Sprays Characteristics in Real Engine In-Cylinder Air Density and Pressure Conditions. *Journal of Mechanical Science and Technology - J MECH SCI TECHNOL*, v. 19, p. 2040–2052, 2005.

PODORODECZKI, Paulo Ricardo. Análise de desempenho de motor diesel com injeção eletrônica common rail alimentado com misturas diesel-biodiesel em dinamômetro de chassis. Dissertação (Mestrado) - Programa de Pós-Graduação em Engenharia e Tecnologia de Materiais, Pontifícia Universidade Católica do Rio Grande do Sul. Porto Alegre, 2016.

RANTANEN, Pekka; VALKONEN, Antti; CRONHJORT, Andreas. Measurements of a diesel spray with a normal size nozzle and a large-scale model. *International Journal of Heat and Fluid Flow*, v. 20, n. 5, p. 545–551, 1 out. 1999.

REITZ, R.D.; RUTLAND, C.J. Development and testing of diesel engine CFD models. *Progress in Energy and Combustion Science*, v. 21, n. 2, p. 173–196, 1 jan. 1995.

RIBEIRO JUNIOR, Elson Heraldo; PENTEADO, Rosangela de Fatima Stankowitz. Modelo para formatação de trabalhos acadêmicos da UTFPR. Ponta Grossa, 2011. (Apostila).

SEYKENS, Xander; SOMERS, L M T; BAERT, Rik. Detailed Modeling of Common Rail Fuel Injection Process. *MECCA*, v. 3, 2005.

SILVA, Jamil Lima Da. *Caracterização do spray de óleo vegetal para operação de motores do ciclo diesel no modo duplo combustivel*. 2015. 109 f. Faculdade de Tecnologia, 2015.

SUAREZ, Paulo A. Z.; MENEGHETTI, Simoni M. Plentz. 70º aniversário do biodiesel em 2007: evolução histórica e situação atual no Brasil. *Quím. Nova*, São Paulo, v. 30, n. 8, p. 2068-2071, 2007.

TABATA, Michihiko *et al.* Mean Drop Diameter of a Diesel Spray in a Vaporizing Process. *JSME international journal. Ser. 2, Fluids engineering, heat transfer, power, combustion, thermophysical properties*, v. 34, n. 3, p. 369–378, 1991.

VAN BASSHUYSEN, R.; SCHÄFER, F. *Internal Combustion Engine Handbook*. Warrendale, Pa: SAE International, 2016. v. 2nd edition

VOLPATO, Carlos Eduardo Silva; CONDE, Alexon do Prado; BARBOSA, Jackson Antonio; SALVADOR, Nilson. Desempenho de motor diesel quatro tempos alimentado com biodiesel de óleo de soja (B 100). *Ciênc. agrotec.*, Lavras, v. 33, ed. 4, p.1125-1130, set 2009.

WAKURI, Yutaro *et al.* Studies on the Penetration of Fuel Spray of Diesel Engine. *Transactions of the Japan Society of Mechanical Engineers*, v. 25, n. 156, p. 820–826, 1960.