

## Caracterização do *spray* de etanol em um injetor comercial, visando sua aplicação no desenvolvimento de um motor *bi-fuel* etanol/biometano para a frota veicular brasileira

Gustavo Vieira Frez<sup>1,2</sup>, José Carlos de Andrade<sup>3</sup>, Christian Jeremi Coronado Rodriguez<sup>2</sup>, Túlio Augusto Zucareli de Souza<sup>2</sup>, Jean Andrade Barbosa<sup>3</sup>, Roberto Berlini Rodrigues da Costa<sup>2</sup>, Luís Filipe de Almeida Roque<sup>2</sup>, Luís Pedro Vieira Vidigal<sup>2</sup>, Vítor B. Andrade Cardinali<sup>2</sup>, Davi José Souza Ferreira<sup>2</sup>, Gabriel Marques Pinto<sup>2</sup>, Nelly Vanessa Pérez Rangel<sup>2</sup>, Paulo Henrique Melo Santos<sup>2</sup>.

<sup>1</sup> Departamento de Engenharia Mecânica, CEFET/RJ, UnED Angra dos Reis, Angra dos Reis/RJ, Brasil.

<sup>2</sup> Grupo de Estudos em Tecnologia de Conversão de Energia (GETEC), Instituto de Engenharia Mecânica (IEM), Universidade Federal de Itajubá (UNIFEI), Itajubá/MG, Brasil.

<sup>3</sup> Laboratório de Combustão e Propulsão, Instituto Nacional de Pesquisas Espaciais, Cachoeira Paulista/SP, Brasil.

E-mails: [gustavo.frez@cefet-rj.br](mailto:gustavo.frez@cefet-rj.br); [christian@unifei.edu.br](mailto:christian@unifei.edu.br); [jose.andrade@inpe.br](mailto:jose.andrade@inpe.br); [tulio\\_zucareli@unifei.edu.br](mailto:tulio_zucareli@unifei.edu.br); [jean.barbosa@inpe.br](mailto:jean.barbosa@inpe.br); [robertoberlini@unifei.edu.br](mailto:robertoberlini@unifei.edu.br); [filipe\\_roque@unifei.edu.br](mailto:filipe_roque@unifei.edu.br); [luis.vidigal@engenharia.ufff.br](mailto:luis.vidigal@engenharia.ufff.br); [vitorcardinali@unifei.edu.br](mailto:vitorcardinali@unifei.edu.br); [d2021007007@unifei.edu.br](mailto:d2021007007@unifei.edu.br); [gabrielmarquespinto@unifei.edu.br](mailto:gabrielmarquespinto@unifei.edu.br); [nellyvanessaperez@gmail.com](mailto:nellyvanessaperez@gmail.com); [paulohsantos@unifei.edu.br](mailto:paulohsantos@unifei.edu.br)

### Resumo

Para mitigar os impactos ambientais provenientes do setor automotivo, a utilização de biocombustíveis e de tecnologias inovadoras torna-se cada vez mais premente. Nesse cenário, os motores *bi-fuel* apresentam-se como uma alternativa promissora. Considerando a matriz energética brasileira, motores desse tipo operando com etanol e biometano atenderiam de modo mais abrangente e eficaz as demandas comerciais e logísticas. O desenvolvimento de uma tecnologia desse porte envolve diversas etapas, entre as quais está o processo de injeção do combustível líquido, onde deseja-se obter as melhores características que proporcionem uma mistura ar-combustível ideal, o que influenciará no consumo, no desempenho e nos níveis de emissões do motor. Nesse sentido, este trabalho traz um estudo experimental da caracterização do *spray* de etanol, utilizando métodos diretos, difração a laser e câmera de alta velocidade. Os resultados obtidos fornecem dados experimentais para modelagem, dados de entrada e validação de simulações computacionais, contribuindo para o desenvolvimento de um motor *bi-fuel* etanol/biometano destinado a veículos comerciais leves do setor de transporte nacional.

**Palavras-chave:** motor *bi-fuel*; processo de injeção; *spray*; etanol; técnicas experimentais.

### Abstract

To mitigate the environmental impacts from the automotive sector, the use of biofuels and innovative technologies is becoming increasingly urgent. In this context, bi-fuel engines emerge as a promising alternative. Considering the Brazilian energy matrix, engines of this type operating with ethanol and biomethane would more comprehensively and effectively meet commercial and logistical demands. The development of such technology involves several steps, including the liquid fuel injection process, where the optimal characteristics are desired to obtain an ideal air-fuel mixture, which influences fuel consumption, performance, and emission levels of the engine. In this regard, this work presents an experimental study of the characterization of the ethanol spray using direct methods, laser diffraction and high-speed camera. The results obtained provide experimental data for modeling, input data, and validation of computational simulations, contributing to the development of an ethanol/biomethane bi-fuel engine intended for light commercial vehicles in the national transportation sector.

**Keywords:** bi-fuel engine; injection process; spray; ethanol; experimental techniques.

### 1. Introdução

Segundo dados da Associação Nacional dos Fabricantes de Veículos Automotores (ANFAVEA), a

quantidade total acumulada de veículos licenciados nos últimos 20 anos no Brasil teve um aumento de cerca de 143,3 %, considerando o período de junho/2004 a junho/2024 [1]. Segundo a Empresa de Pesquisa

Energética, grande parte dos veículos automotores rodoviários nacionais possui propulsão através por motores de combustão interna, consumindo combustíveis fósseis como fonte primária de energia, como aponta o Balanço Energético Nacional – Ano base 2023 [2], sendo 74,2 % para óleo diesel e gasolina, enquanto que para os principais renováveis (biodiesel e etanol) este número é de 23,8 % [2].

A queima desses combustíveis convencionais (fósseis) emite gases nocivos ao meio ambiente e aos seres humanos, de modo que ao longo dos últimos anos houve uma crescente preocupação relacionada a questões de sustentabilidade que visam promover ações para a redução das emissões desses gases, onde cada vez mais as normas regulamentadoras, como: EURO na União Europeia, Tier nos EUA e Proconve no Brasil, tornam-se cada vez mais limitadoras no que diz respeito aos níveis de emissões. Atualmente, o controle de emissões de poluentes nacional segue as resoluções CONAMA L7 para os veículos leves [3] e P8 para os veículos pesados [3], que estabelece os limites máximos de emissões, em g/km, para CO (monóxido de carbono), NO<sub>x</sub> (óxidos de nitrogênio), HC (hidrocarbonetos) e MP (material particulado) [4].

Esse maior controle relacionado às emissões de poluentes atmosféricos impulsionou dois fatores: i) a inserção de combustíveis provenientes de fontes renováveis a fim de reduzir o consumo dos combustíveis fósseis e ii) a crescente preocupação da indústria automobilística em se reinventar e procurar desenvolver novas tecnologias que alinhem a manutenção da eficiência de seus motores à redução das taxas de emissões, contribuindo mais ainda para a redução das emissões.

De acordo com [2], a utilização de combustíveis renováveis na matriz energética brasileira vem aumentando ao longo das últimas décadas, especialmente no setor de transporte devido à obrigatoriedade da mistura de biodiesel ao diesel e, também, do etanol anidro à gasolina. Além disso, programas como o Proálcool [5] estimularam a produção de automóveis movidos por etanol, resultando na inserção e consolidação dos motores *flex-fuel* no setor automotivo [6], devido à solidez do setor sucroalcooleiro nacional e de haver um sistema robusto e bem estruturado de produção e distribuição do etanol, fazendo com que ele se torne a opção mais atrativa, levando-se também em conta o aspecto ambiental [7].

Nesse sentido, o desenvolvimento e a inserção de novas tecnologias, como as *flex-fuel*, *dual-fuel* e *bi-fuel* [8] para motores de combustão interna que utilizem em partes ou totalmente combustíveis não fósseis, como o etanol, é de grande interesse para o setor automotivo brasileiro e mundial.

Dentre essas tecnologias mais modernas, a *bi-fuel* destaca-se nos mercados europeu e de alguns países da América Latina por considerar a utilização assíncrona de dois combustíveis que possuem armazenamento e sistemas de injeção distintos [8, 9]. No entanto, seu

atual uso considera o GNV (Gás Natural Veicular), ou GLP (Gás Liquefeito de Petróleo), como combustível principal e a gasolina como combustível no modo *recovery* [9]. Adaptando-se à realidade brasileira, o desenvolvimento de um motor *bi-fuel* que utilize etanol e biometano apresenta-se como um grande potencial de aplicação como alternativa para atingir às metas de redução das emissões associadas à mobilidade.

Nessa perspectiva, o projeto do sistema de injeção é uma etapa crucial pois visa obter as melhores características da mistura ar-combustível, o que influenciará diretamente na propagação da chama na câmara de combustão e, conseqüentemente, no desempenho e nas emissões de poluentes e, também, no consumo de combustível do motor [10]. Logo, a caracterização do *spray*, que influencia na formação da mistura ar-combustível [10], faz parte desse projeto.

Anand *et al.* (2010) [11] utilizaram técnicas experimentais de laser para caracterizar o *spray* de injetores automotivos PFI de baixa pressão com 2 e 4 furos. Foram determinadas diversas características quantitativas para os *sprays*, como distribuição do tamanho das gotas, diâmetros médios de Sauter (SMD) e penetração. Notou-se redução dos valores de SMD do injetor de dois furos para o de quatro furos. Pode-se também observar a evolução do *spray* ao longo do tempo, a partir das imagens de câmera de alta velocidade. Notou-se também que o processo de quebra é bem complexo com a interação dos jatos dos 2 ou 4 orifícios dos injetores. Verificou-se ainda que a penetração do *spray* ao longo do tempo possui um perfil linear.

Vásquez, Maia e Costa (2011) [12] estudaram experimentalmente pela técnica de difração a laser as características do *spray* de um injetor dual-pressure swirl com combustíveis renováveis da matriz energética brasileira (etanol e biodiesel). Variou-se a pressão de injeção ( $p_{inj}$ ) para ambos os combustíveis, obtendo as distribuições de tamanho de gotas e seus diâmetros médios de Sauter (SMD), que foram comparados com formulações teóricas. Observou-se que para o etanol, o aumento na  $p_{inj}$  resultou na redução do SMD, o que foi reiterado pelo comportamento das distribuições de frequência e cumulativa dos volumes, que se deslocaram para a esquerda com o aumento da  $p_{inj}$ , o valor máximo da curva de frequência também é reduzido. Comportamento similar também foi observado para o biodiesel. Observou-se também que para o etanol as equações de Radcliffe e Lefebvre, apresentaram melhor ajuste para o etanol, enquanto que para o biodiesel a equação de Coutto-Carvalho ajustou-se melhor às medições experimentais.

Nigra Júnior *et al.* (2015) [13] avaliaram experimentalmente as características macroscópicas do *spray* de etanol, gasolina e n-heptano. Para tal, foi utilizado um injetor comercial com quatro orifícios igualmente distribuídos, e duas técnicas de medição: um padronizador (*patternator*) e um aparelho a laser. As medições foram feitas 100 mm abaixo da saída do

injetor, com uma pressão de injeção de 0,3 MPa e largura de pulso do injetor de 5 ms. Comparou-se os resultados obtidos para os ângulos de cone do *spray* entre as duas técnicas de medição e também entre os fluidos. Os resultados mostraram bons resultados entre as duas técnicas de medição, com pequenas variações dos ângulos do *spray*, verificou-se também que o *spray* de etanol possui um ângulo ligeiramente superior em comparação com a gasolina e o n-heptano devido à sua maior massa específica e tensão superficial.

Dias *et al.* (2020) [14] analisaram, através de experimentos, o comportamento da atomização do etanol através de jatos colidentes livres à pressão atmosférica. Imagens *shadowgraph* e difração a laser foram utilizadas no estudo a fim de avaliar as características de atomização em relação à pressão de injeção, velocidade do jato e números de Weber (We) e Reynolds (Re) para ambos os jatos de etanol líquido. Observou-se uma tendência de redução dos diâmetros representativos, SMD e DV10, com o aumento do ângulo entre os jatos colidentes. Notou-se também que as distribuições bimodais do tamanho das gotículas tendem a um desprendimento das duas populações com o aumentando da velocidade do jato, o que pode ser resultado da atomização secundária e da coalescência.

Padala *et al.* (2013) [15] estudaram as características de *sprays* de etanol PFI considerando variações nos parâmetros de injeção e no fluxo do ar ambiente. Verificou-se que a maior taxa de injeção de combustível resultou em maior duração real de injeção, maior número de gotas e, também, maior diâmetro médio de gotas. Observou-se também que para injeções com menores durações, o número de gotas e seus diâmetros médio também foram menores, em comparação com injeções de durações maiores. Além disso, o fluxo de ar cruzado resultou em tanto diâmetro médio das gotas quanto o número de gotas menores. Essas reduções foram explicadas devido ao aumento da taxa de evaporação.

Considerando a importância do processo de injeção e do *spray* de combustível para a aplicação em veículos automotores e visando o desenvolvimento de um motor protótipo *bi-fuel* etanol/biometano para aplicações em veículos comerciais leves, este trabalho apresenta um estudo experimental de caracterização do *spray* de etanol a fim de se obter dados relevantes para modelagem, *inputs* e validação de simulações computacionais no âmbito do projeto do motor em desenvolvimento.

Assim, esse artigo faz parte de um projeto maior do programa ROTA 2030 de âmbito nacional no Brasil, intitulado “Motor *bi-fuel* de alta eficiência a etanol e biometano para aplicação em veículos comerciais leves: testes experimentais, hibridização, dual-fuel com H<sub>2</sub> verde e análise da pegada de carbono” desenvolvido no Laboratório de Máquinas Térmicas da UNIFEI pelos pesquisadores do GETEC.

## 2. Materiais e Métodos

As medições experimentais foram feitas considerando um injetor comercial, de seis furos, eletrônico e que já é utilizado em veículos do tipo *flex-fuel*, atualmente em circulação no Brasil.

### 2.1. Combustível utilizado

O combustível empregado nos testes foi o etanol hidratado, proveniente da cana-de-açúcar, adquirido em um posto de combustíveis credenciado junto à ANP (Agência Nacional do Petróleo, Gás Natural e Biocombustíveis do Brasil). Suas principais características físico-químicas são apresentadas na **Tabela 1**.

**Tabela 1.** Principais características físico-químicas do etanol hidratado.

Composição (% vol.)	95,1 % C <sub>2</sub> H <sub>5</sub> OH 4,9 % H <sub>2</sub> O
Massa específica, a 20 °C	805,2 kg/m <sup>3</sup>
Octanagem MON	91,8
Temperatura de autoignição	363 °C
Poder Calorífico Inferior (PCI)	24,76 MJ/kg
Tensão superficial, a 26 °C	0,024 N/m
Viscosidade cinemática, a 300 K	1,78 mm <sup>2</sup> /s
Calor latente de vaporização	854,99 kJ/kg

Fonte: Adaptado de [16] e [17]

### 2.2. Medição das vazões mássicas e obtenção do coeficiente de descarga

A medição das vazões mássicas é importante pois definem a quantidade de combustível a ser injetada durante o processo de admissão. Foram realizados dois tipos de medição de vazão, característicos em análises de injetores comerciais: a vazão estática e a vazão dinâmica.

Tanto a vazão estática quanto a dinâmica foram mensuradas de forma direta. Para tal, utilizou uma balança, cronômetro e um bécher, cujas precisões são: ± 0,05 mL (bécher); ± 0,01 g (balança); ± 0,01 s (cronômetro), para a coleta das amostras.

Para a vazão estática, mensurou-se a massa que passou pelo injetor aberto continuamente por um determinado intervalo de tempo, obtendo a vazão mássica,  $\dot{m}$ , em mg/s pela relação

$$\dot{m} = \frac{\Delta m}{\Delta t} \quad (1)$$

onde  $\Delta m$  e  $\Delta t$  são, respectivamente, as variações mássica e temporal a cada medida.

A vazão mássica teórica,  $\dot{m}_{teo}$ , é obtida pelo produto entre a área superficial dos furos do injetor,  $A_s$ , pela velocidade teórica em cada orifício, obtida pela equação de Bernoulli, ou seja,

$$\dot{m}_{teo} = A_s \sqrt{2\rho\Delta p} \quad (2)$$

onde  $\rho$  é a massa específica do fluido e  $\Delta p$  é a pressão a pressão a montante do orifício do injetor.

A partir das vazões real  $\dot{m}_{exp}$ , mensurada experimentalmente e definida na Equação (1), e teórica  $\dot{m}_{teo}$ , definida na Equação (2), tem-se que o coeficiente de descarga,  $C_D$ , para o injetor é dado por

$$C_D = \frac{\dot{m}_{exp}}{\dot{m}_{teo}} \quad (3)$$

Por sua vez, para a vazão dinâmica, ou vazão pulsada, mensurou-se a massa obtida através de uma certa quantidade de pulsos ativos do injetor, determinados conforme valores simulados considerando algumas rotações de um motor em funcionamento de baixa a alta rotação, obtendo a vazão em mg/pulso. Manteve-se constante o tempo morto do injetor (quando ele está fechado) e, conforme a rotação simulada foi aumentando, o tempo ativo do injetor se reduzia. Uma representação do sinal eletrônico do tipo onda quadrada, enviado para abertura e fechamento do injetor, nas medições de forma pulsada é apresentada na **Figura 1**.



**Figura 1.** Representação de um sinal enviado para funcionamento do injetor de forma pulsada. Fonte: Elaboração própria.

Foram repetidos os testes de vazão a fim de se obter os valores médios,  $\bar{m}$ , e os desvios padrões,  $\sigma$ , calculados por

$$\bar{m} = \frac{\sum (\dot{m}_j)}{n} \quad (4)$$

e

$$\sigma = \sqrt{\frac{\sum (\dot{m}_j - \bar{m})^2}{n - 1}} \quad (5)$$

onde  $j$  representa cada medição de um número total  $n$ .

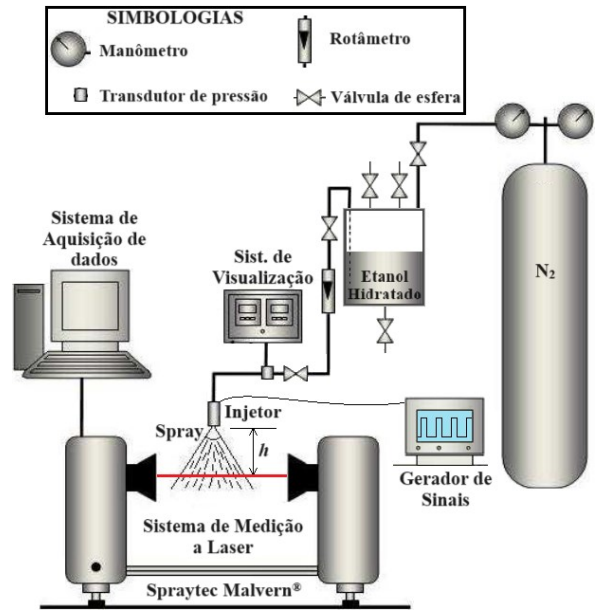
### 2.3. Medição do diâmetro e distribuição de gotas

O tamanho das gotas de um *spray* desempenha um papel importante no controle da eficiência do processo de combustão e na produção de emissões [17], portanto

sua medição é de grande importância. Na atualidade, as técnicas ópticas são as mais modernas e precisas para esse tipo de medição, sendo o método de difração laser um exemplo.

Nesse trabalho, as distribuições para o tamanho de gotas do *spray* foram mensuradas para os jatos pulsados, através do sistema Spraytec/Malvern® (faixa de medição entre 0,1 e 2000  $\mu\text{m} \pm 1\%$ ), que utiliza o método de difração a laser.

As medidas foram realizadas a uma distância  $h$  de 75 mm a partir do orifício da saída do *spray* do injetor, conforme apresentado na Figura 2, que esquematiza de forma simplificada a bancada experimental utilizada e esse sistema de medição.



**Figura 2.** Representação esquemática da bancada de testes de atomização. Fonte: Adaptado de [17].

Além da distribuição de gotas, obteve-se também seus diâmetros representativos em relação ao volume total do líquido atomizado (DV10, DV50 e DV90) e os diâmetros médios cuja forma discreta são definidos pela Equação (6), [18]:

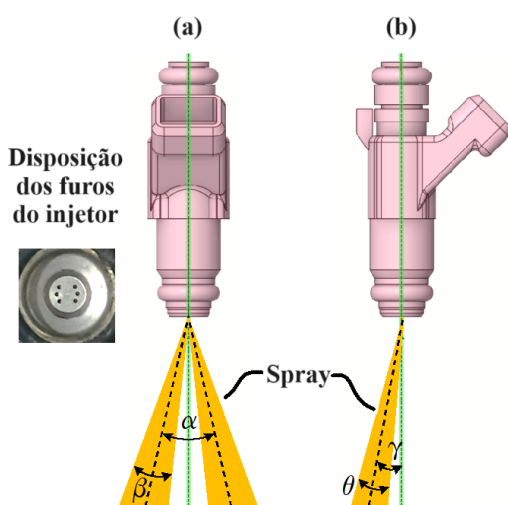
$$D_{ab} = \left[ \frac{\sum (N_i D_i^a)}{\sum (N_i D_i^b)} \right]^{\left( \frac{1}{a-b} \right)} \quad (6)$$

onde  $a$  e  $b$  são constantes correspondentes ao efeito investigado e  $N_i$  e  $D_i$  são, respectivamente, o número de gotas e o diâmetro médio da faixa do tamanho de gotas  $i$ .

O diâmetro médio mais comum é o D32, também denominado SMD (*Sauter Mean Diameter*) cuja aplicação está relacionada à eficiência, transferência de massa e combustão.

### 2.4. Medição dos ângulos do *spray*

Considerando a aplicação em motores de combustão interna, os ângulos do *spray* influenciam diretamente na direção e na penetração do *spray* na direção da(s) válvula(s) de admissão (tratando-se de injeção do tipo PFI) e podem influenciar para uma maior ou menor retenção de combustível no pórto de admissão e, conseqüentemente, na mistura ar-combustível admitida na câmara de combustão. Dessa forma, a caracterização/definição/obtenção desses ângulos é de grande importância nos projetos de motores de combustão interna. A **Figura 3** esquematiza os ângulos principais de um injetor para aplicações veiculares, similar ao considerado nesse trabalho, e também a disposição dos furos do injetor utilizado nos experimentos.



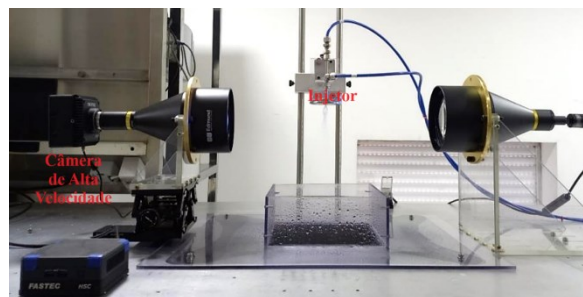
**Figura 3.** Representação esquemática dos ângulos do *spray* de combustível em um injetor para aplicações veiculares nas vistas (a) frontal e (b) lateral. Fonte: Elaboração própria.

As medições dos ângulos de cone do *spray* de etanol foram realizadas a partir do tratamento e processamento de imagens obtidas com uma câmera de alta velocidade, FASTEC modelo TS3-250.

Para obtenção desses ângulos, o injetor foi posicionado verticalmente de modo que a câmera pudesse obter imagens do *spray* de combustível na vista frontal similar ao *spray* representado na **Figura 3** (a), e, posteriormente com a rotação do injetor, ainda mantido na posição vertical, obteve-se imagens do *spray* na sua vista lateral, similar ao *spray* representado na **Figura 3** (b). A **Figura 4** apresenta a bancada experimental utilizada nas medições, para um injetor do tipo *dual pressure swirl* com água e ar.

Após a obtenção das imagens para o injetor e *spray* analisados nesse trabalho, elas foram processadas e, em seguida carregadas em um código computacional em Matlab® com interface GUI (*Graphical User Interface*) desenvolvido por Vázquez (2011) [19]. Inicialmente deve-se calibrar a imagem, a fim de obter

a escala entre os pixels e o tamanho real do objeto e, assim obter as medidas corretamente. Posteriormente podem ser mensurados ângulos, definindo-se três pontos pertinentes à cada medida e, também, distâncias entre dois pontos.



**Figura 4.** Bancada experimental com câmera de alta velocidade para medição dos ângulos do *spray*. Fonte: [20].

Um conjunto sequencial de imagens foi obtido pela câmera de alta velocidade e estas foram consideradas para estimar a penetração do *spray* após o tempo de início de injeção. Para tal, utilizou-se a taxa de frames por segundo da câmera para obter o tempo de cada imagem e o mesmo código computacional utilizado para mensurar os ângulos para mensurar as distâncias centrais do *spray* a partir da saída do injetor, o que está representado em linhas pontilhadas na **Figura 3**.

### 3. Resultados e discussões

Nessa seção são apresentados os resultados obtidos nesse trabalho, numa sequência similar à da Seção 2, bem como algumas discussões sobre os mesmos.

#### 3.1. Vazões mássicas e coeficiente de descarga

A partir da média de cinco medições para as massas e os tempos obteve-se  $\Delta m = 26,40$  mg,  $\Delta t = 5,754$  s e uma pressão média de injeção igual a 3,68 bar.

Logo, das Equações (1) e (4), obteve-se a vazão mássica estática experimental média  $\overline{m}_{est} = 4,59$  g/s. O desvio padrão entre as medidas, definido pela Equação (5), foi  $\sigma = 0,08$

A vazão mássica estática fornecida pelo fabricante do injetor é igual 4,85 g/s. Assim, o resultado obtido experimentalmente representa uma diferença percentual de -5,36 % em relação ao valor fornecido pelo fabricante, o que pode estar relacionado com o tempo de uso do injetor, haja visto que o mesmo já possuía um tempo útil, além de as condições de temperatura e pressão poderem ser distintas entre si, influenciando assim na diferença entre os resultados, além da influência dos combustíveis que foram distintos.

Por sua vez, a partir das Equações (2) e (3), considerando que a pressão à montante do orifício do

injetor é dada pela diferença entre a pressão de injeção e a pressão atmosférica (igual a 101,325 kPa) obteve-se o coeficiente de descarga  $C_D = 0,60$  para esse injetor.

Os valores típicos de  $C_D$  para injetores variam de acordo com o seu design, geometria e das condições operacionais. Todavia, para aplicações em injeção de combustível em motores de combustão interna no pósito de admissão, em geral, tem-se uma variação entre 0,5 e 0,8, ou seja, o valor obtido nos experimentos encontra-se dentro desse intervalo característico para injetores de *spray* e atomização de combustíveis automotivos.

A fim de avaliar os efeitos do tempo ativo ( $t_{at}$ ) do injetor e, conseqüentemente, da rotação simulada de um motor quatro tempo, sobre a vazão mássica dinâmica ( $\dot{m}_{din}$ ) de combustível, considerou-se 12  $t_{at}$  relacionados a diferentes rotações que variara, de 500 a 6000 rpm. Para cada um desses pontos de testes, foram realizadas 5 medições e obtidas suas médias e desvios padrões, vide Equações (4) e (5). Além disso, cada medição foi tomada considerando 25 pulsos e/ou 25 tempos ativos do injetor, similar ao sinal representado na **Figura 1**.

A **Tabela 2** apresenta os valores médios e os desvios padrões para as vazões mássicas dinâmicas, bem como a pressão de injeção para cada ponto de medição. Já na **Figura 5**, é esboçado um gráfico que correlaciona a rotação simulada do motor com a vazão mássica pulsada do injetor.

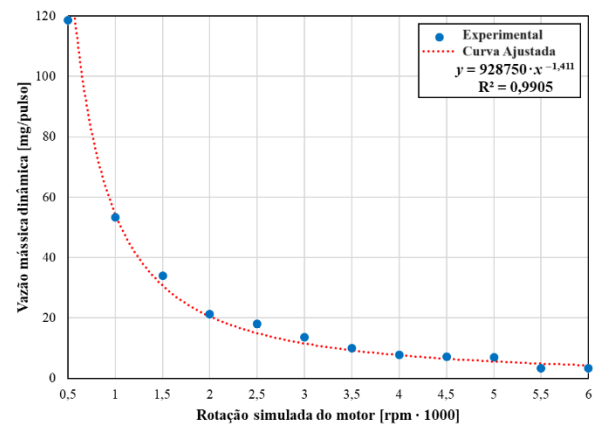
**Tabela 2.** Principais características físico-químicas do etanol hidratado.

$\omega$ [rpm]	$t_{at}$ [ms]	$p_{inj}$ [bar]	$\dot{m}_{din}$ [mg/pulso]	$\sigma$ [--]
500	30,0	3,67	118,668	0,274
1000	15,0	3,65	53,400	0,566
1500	10,0	3,66	33,900	0,500
2000	7,5	3,67	21,235	0,525
2500	6,0	3,67	18,032	1,100
3000	5,0	3,69	13,665	0,569
3500	4,286	3,68	10,091	0,726
4000	3,75	3,69	7,756	0,223
4500	3,333	3,69	7,177	0,205
5000	3,0	3,68	7,007	0,231
5500	2,727	3,72	3,335	0,202
6000	2,5	3,71	3,299	0,093

Fonte: Elaboração própria.

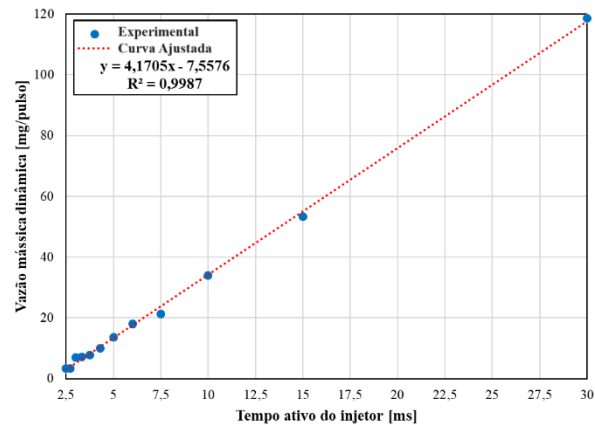
A partir dos resultados apresentados na **Tabela 2**, nota-se que a pressão de injeção,  $p_{inj}$ , sofreu uma variação bem pequena, de 0,04 bar ou aproximadamente 1,1 %, ao se modificar o tempo ativo do injetor, o que não influenciou nas vazões mensuradas nos testes desse trabalho.

Considerando a relação entre a rotação simulada do motor,  $\omega$ , e a vazão mássica dinâmica média,  $\dot{m}_{din}$ , seu comportamento é melhor ajustado à uma função exponencial com ótimo coeficiente de determinação  $R^2$ , como apresentado na **Figura 5**. Pode-se também notar que aumentando a rotação, a vazão mássica é reduzida, haja visto que o tempo de abertura do injetor e fluxo de combustível também é são reduzidos. Pode-se relacionar que a necessidade de o motor funcionar a baixa rotação, marcha lenta, necessita de uma maior quantidade de combustível a ser injetada. Todavia, esse decréscimo torna-se menor conforme a rotação é aumentada.



**Figura 5.** Variação da vazão dinâmica do injetor em função da rotação simulada do motor. Fonte: Elaboração própria.

Conclusões similares são observadas a partir do comportamento  $\dot{m}_{din} \times t_{at}$ , que possui comportamento de excelente ajuste a uma função afim, vide **Figura 6**, variando de forma diretamente proporcional, ou seja, a redução do tempo ativo do injetor acarreta na redução da vazão mássica dinâmica.



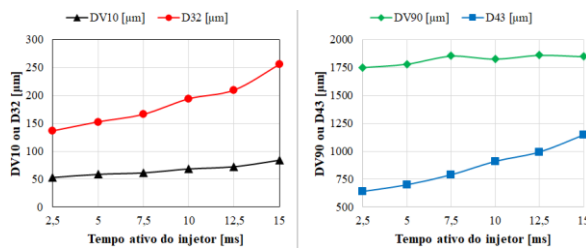
**Figura 6.** Variação da vazão dinâmica do injetor em função do seu tempo ativo. Fonte: Elaboração própria.



Por fim, para ambas as vazões mássicas mensuradas e sob as diversas e respectivas condições, os desvios padrões baixos representaram uma forte homogeneidade entre os dados obtidos através dos experimentos.

### 3.2. Diâmetro de gotas

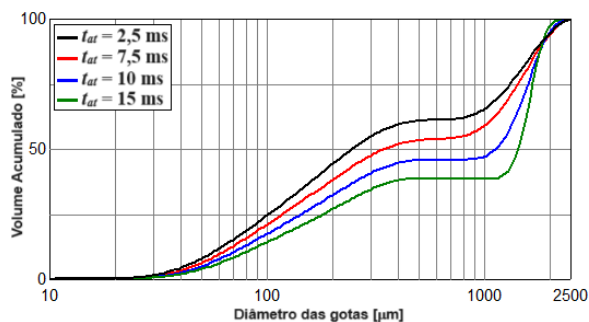
As distribuições de gotas, bem como seus diâmetros representativos, foram obtidas considerando seis pontos dentro os utilizados nas medições da vazão mássica dinâmica (2,5 a 15 ms com intervalos de 2,5 ms). A **Figura 7** mostra a relação entre os principais diâmetros representativos com os tempos ativos do injetor. Esses resultados foram obtidos a partir das medições a uma distância  $h = 75$  mm (vide **Figura 2**).



**Figura 7.** Variação dos principais diâmetros representativos com o tempo ativo do injetor. Fonte: Elaboração própria.

Nota-se que os diâmetros representativos apresentam variações diretas com o tempo ativo do injetor.

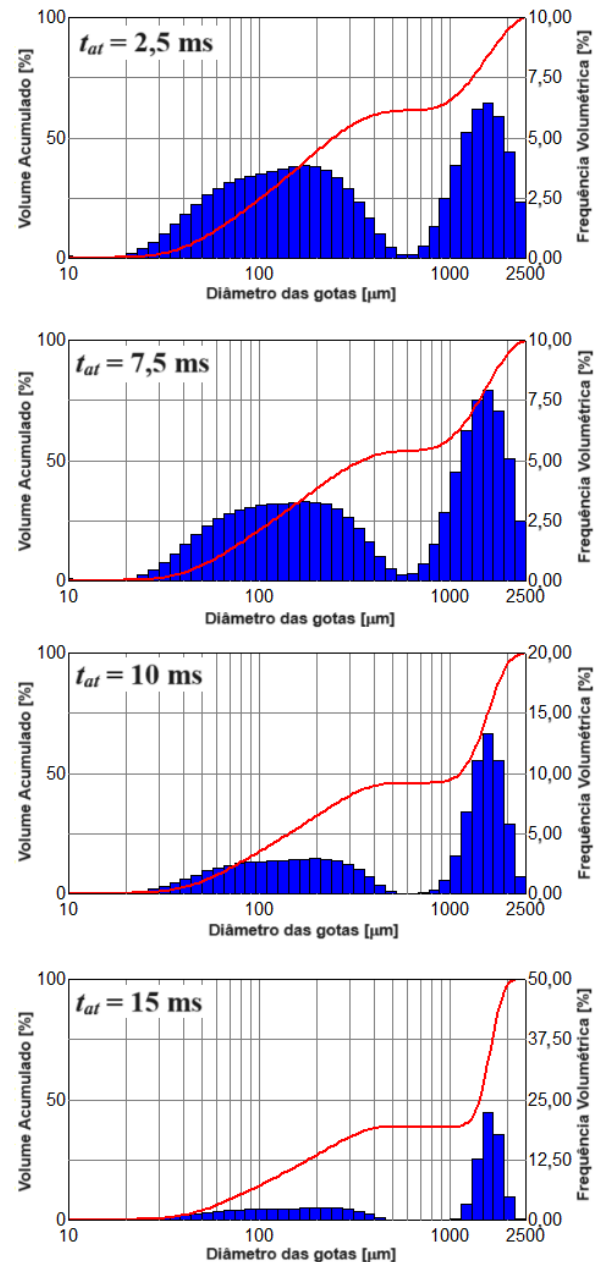
As distribuições estatísticas dos tamanhos das gotas para 4 tempos ativos do injetor, mensurados pelo laser SprayTec, são apresentadas na **Figuras 8 e 9**.



**Figura 8.** Comparação entre as distribuições cumulativas do tamanho de gotas para diferentes tempos ativos do injetor. Fonte: Elaboração própria.

A partir das **Figuras 8 e 9**, nota-se que a distribuição bimodal para o diâmetro de gotas, o que também foi observado por [14]. Essa natureza bimodal torna-se cada vez mais aparente com o aumento do tempo ativo do injetor, que também resulta em maior frequência de gotas com maiores diâmetros. Essa

característica bimodal é refletida nas variações dos diâmetros representativos, vide **Figura 7**.



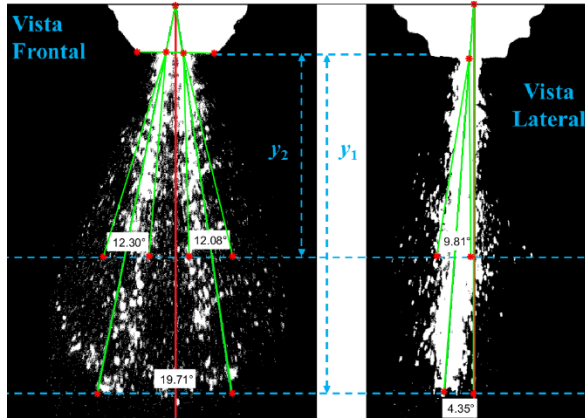
**Figura 9.** Distribuição modal das partículas do *spray* de etanol para alguns  $t_{at}$ . Fonte: Elaboração própria.

As curvas de distribuição de gotas obtidas experimentalmente são ajustadas a modelos matemáticos, como por exemplo, de Rosin-Rammler ou Log-Normal, a fim de serem utilizadas essas características da atomização do *spray* em simulações computacionais em motores de combustão interna.

### 3.3. Ângulos do *spray*

A **Figura 10** apresenta as vistas frontal e lateral obtidas a partir do processamento das imagens da

câmera de alta velocidade, onde  $y_1$  e  $y_2$  referem-se, respectivamente, às regiões onde se tem 99 % e 60 % da penetração do *spray* de etanol para 3,3 ms após a abertura do injetor. As condições externas das medições foram à pressão ambiente (1,01 atm) e 26 °C. A partir da metodologia apresentada na seção anterior foram obtidos os ângulos apresentados na **Figura 10**, onde é possível notar que há interferências entre os jatos do *spray*, o que é característico para injetor com múltiplos furos, resultando em gotículas com maiores tamanhos [21].

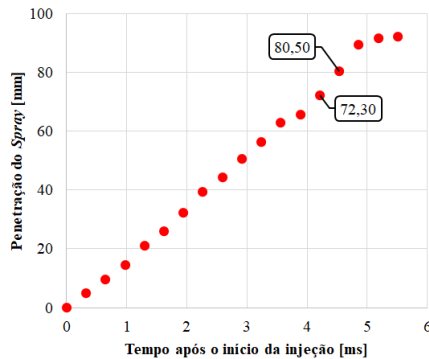


**Figura 10.** Imagens *Shadowgraph* do *spray* de etanol. Fonte: Elaboração própria.

Logo, comprando-se as **Figuras 3 e 10** tem-se então que os ângulos do *spray* são:  $\alpha = 19,71^\circ$ ;  $\beta_1 = 12,30^\circ$ ;  $\beta_2 = 12,08^\circ$ ;  $\theta = 9,81^\circ$ ;  $\gamma = 4,35^\circ$ .

### 3.4. Penetração do *spray*

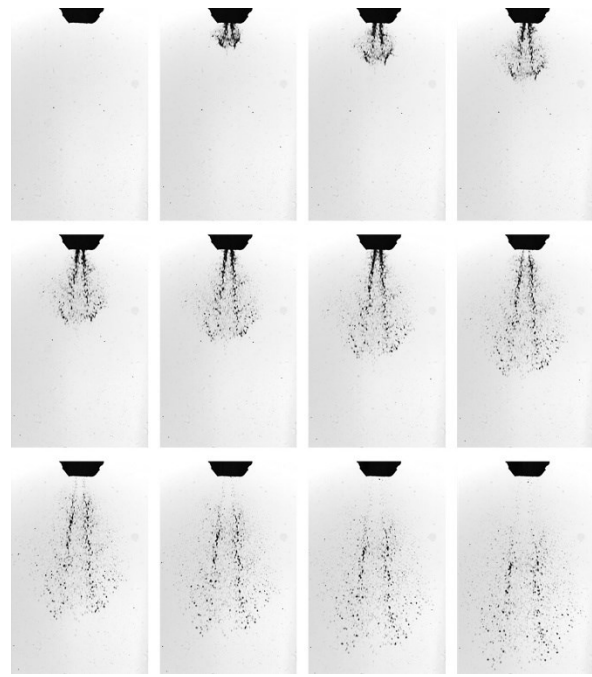
A penetração do *spray* foi estimada considerando uma sequência de imagens e o algoritmo de Vázquez [19] para mensurar as distâncias percorridas pelo combustível após o início da injeção, mensuradas na linha central do *spray*, como representado nas **Figuras 3 e 10**. Assim, obteve-se o gráfico apresentado a seguir.



**Figura 11.** Penetração do *spray*  $\times$  tempo. Fonte: Elaboração própria.

Observa-se que a penetração do *spray* possui um perfil aproximadamente linear ao longo do tempo. Além disso, considerando uma altura de penetração  $h$  (conforme esboçado na **Figura 2**) igual a 75 mm, o tempo que ela é alcançada é de aproximadamente 4,32 ms para as condições consideradas no experimento e para um ajuste linear entre os pontos destacados na **Figura 11**. Perfis similares de penetração do *spray* foram obtidos por [11] considerando gasolina e por [15] para etanol.

A **Figura 12** apresenta a evolução do *spray* para um pulso.



**Figura 12.** Evolução do *spray*. Fonte: Elaboração própria.

## 4. Conclusões

Este trabalho apresentou a caracterização de diversos parâmetros de injeção de etanol em um injetor comercial de 6 furos utilizado em motores de combustão interna Otto com injeção multiponto no pórto de admissão. Analisar essas características é muito importante pois fornecem informações cruciais para a obtenção de uma melhor mistura ar-combustível capaz de fornecer uma propagação da chama apropriada, capaz de obter uma combustão mais eficiente e com menos emissões.

Desse modo, foram mensuradas as vazões do injetor através de medição direta considerando o etanol. Obteve-se uma boa concordância entre as medições experimentais e o valor fornecido pelo fabricante para a vazão estática. Além disso, o coeficiente de descarga obtido para o injetor encontra-se dentro dos valores típicos para essa aplicação.



Também se verificou que a vazão dinâmica do injetor decresce conforme o tempo ativo do injetor é reduzido, ou a rotação simulada para o motor é aumentada. O ajuste desses dados experimentais com uma função afim mostrou-se muito satisfatória.

Pela técnica de difração a laser, verificou-se que os diâmetros médios das gotas aumentam conforme o tempo ativo do injetor é aumentado numa proporção com ajuste parabólico aos dados experimentais com  $R^2$  acima de 0,98 para D32 (SMD), DV10 e D43 e 0,87 para DV90. Além disso, observou-se também que as distribuições são bimodais e tendem mais frequências de gotas com maiores diâmetros conforme o tempo ativo do injetor é aumentando, corroborando com os resultados dos diâmetros médios obtidos.

Ademais, a partir do processamento de imagens obtidas por uma câmera de alta velocidade, pode-se observar nitidamente a evolução do *spray* de etanol ao longo do tempo, bem como obter a sua penetração, que apresentou um perfil linear ao longo do tempo. Por fim, foi possível também estimar os ângulos característicos do *spray* e verificar que pela disposição dos furos do injetor há uma interferência entre os jatos provenientes de cada furo, contribuindo para uma maior dispersão e presença de gotas com maiores diâmetros conforme o tempo ativo do injetor é aumentado.

Por fim, pode-se obter um conjunto de dados experimentais de grande importância e que pode ser considerado para modelagem computacional do *spray* de etanol, bem como dados de entrada e para validação de simulações CFD do *spray* aplicado ao pórtico de admissão de um motor de combustão interna.

## 5. Agradecimentos

Os autores agradecem à Fundação de Desenvolvimento da Pesquisa – FUNDEP pelo apoio à pesquisa por meio do projeto de pesquisa Rota 2030 Linha V (nº. 27192\*62) e Intec nº. 27192\*68 (FUNDEP 27192.01.INT01/2022.01-00), à FAPEMIG (Projetos: Procs. APQ-01763-23 e RED-00090-21) e ao CNPq: (Procs. nº.s 308567/2023-4 e 442662/2023-8). Além da parceria junto ao Laboratório de Combustão e Propulsão (LCP) do INPE/Cachoeira Paulista e ao Laboratório de Biocombustíveis da UNIFEI.

## 6. Referências

[1] ANFAVEA. Dados Estatísticos para Download. Séries históricas: Séries mensais, a partir de janeiro/1957, de autoveículos por segmento (automóveis, comerciais leves, caminhões, ônibus, total) de produção; licenciamento de nacionais, importados e total; exportações em unidades. Disponível em: <https://anfavea.com.br/site/edicoes-em-excel/>.

[2] Empresa de Pesquisa Energética (Brasil). Balanço Energético Nacional 2024: Ano base 2023. Empresa de Pesquisa Energética. Rio de Janeiro: EPE, 2024. Disponível em: <https://www.epe.gov.br/pt/publicacoes-dados-abertos/>.

[3] IBAMA. Programa de controle de emissões veiculares (Proconve). Disponível em: <https://www.gov.br/ibama/pt-br/assuntos/emissoes-e-residuos/emissoes/programa-de-controle-de-emissoes-veiculares-proconve>

[4] ANFAVEA. Conteúdos técnicos: Informações técnicas – Programas Automotivos – Emissões. Disponível em: <https://anfavea.com.br/site/informacoes-tecnicas/>.

[5] C. Grangeia, L. Santos, L.L.B. Lazaro. “The Brazilian biofuel policy (RenovaBio) and its uncertainties: An assessment of technical, socioeconomic and institutional aspects”. Energy Conversion and Management: X, vol. 13, nº. 100156, 2022.

[6] T.C.C. de Melo *et al.* “Hydrous ethanol–gasoline blends – Combustion and emission investigations on a Flex-Fuel engine”. Fuel, vol. 97, pp. 796-804, 2012.

[7] S.P. Souza, J.E.A. Seabra. “Integrated production of sugarcane ethanol and soybean biodiesel: Environmental and economic implications of fossil diesel displacement”. Energy Conversion and Management, vol. 87, pp. 1170-1179, 2014.

[8] A.C.T. Malaquias *et al.* “A review of dual-fuel combustion mode in spark-ignition engines”. Journal of the Brazilian Society of Mechanical Sciences and Engineering, vol. 43, nº. 426, 2021.

[9] B. Giechaskiel *et al.* “Emissions of Euro 6 Mono- and Bi-Fuel Gas Vehicles”. Catalysts, vol. 12, nº. 6, 651, 2022.

[10] J.B. Heywood. Internal combustion engines. 2<sup>nd</sup> ed. New York: McGraw-Hill Education, 2018.

[11] T.N.C. Anand *et al.* “Laser-Based Spatio-Temporal Characterisation of Port Fuel Injection (PFI) Sprays”. International Journal of Spray and Combustion Dynamics, vol. 2, nº. 2, pp 125-149, 2010.

[12] R.A. Vásquez, F.F. Maia e F.S. Costa. “Droplet size distributions of biofuel sprays”. Proceedings of the 21<sup>st</sup> Brazilian Congress of Mechanical Engineering (COBEM 2011), October 24-28, 2011, Natal, RN, Brazil.

[13] E.L.P. Nigra Júnior *et al.* “Comparative analysis of spray cone angles of ethanol, gasoline and n-heptane from a multi-hole port fuel injector”. Proceedings of the IV Journeys in Multiphase Flows (JEM 2015), March 23-27, 2015, Campinas, SP, Brazil.

[14] G.S. Dias *et al.* “Hydrous ethanol atomization by impinging jets”. Proceedings of the 18<sup>th</sup> Brazilian

Congress of Thermal Sciences and Engineering (ENCIT 2020), November 16-20, 2020 (Online).

[15] S. Padala *et al.* “Imaging diagnostics of ethanol port fuel injection sprays for automobile engine applications”. *Applied Thermal Engineering*, vol. 52, n°. 1, pp. 24-37, 2013.

[16] R.B.R. da Costa *et al.* “Experimental assessment of renewable diesel fuels (HVO/Farnesane) and bioethanol on dual-fuel mode”. *Energy Conversion and Management*, vol. 258, n°. 115554, 2022.

[17] C.G. Azevedo. Desenvolvimento de um sistema compacto de combustão sem chama visível utilizando um injetor blurry para queima de biocombustíveis. Tese (Doutorado em Engenharia e Tecnologia Espaciais/Combustão e Propulsão) – Instituto Nacional de Pesquisas Espaciais, São José dos Campos, 2013.

[18] A.H. Lefebvre. *Atomization and Sprays*. New York: Hemisphere Publishing Corporation, 1989.

[19] R.A. Vázquez. Desenvolvimento de um injetor centrífugo dual para biocombustíveis líquidos. Dissertação (Mestrado em Propulsão e Combustão) – Instituto Nacional de Pesquisas Espaciais, São José dos Campos, 2011.

[20] D.A. Machado. Swirl spray diagnostics by schlieren, telecentric shadowgraphy and microscopy methods. Thesis (Doctorate in Engineering and Space Technology) – Instituto Nacional de Pesquisas Espaciais, São José dos Campos, 2023.

[21] F. Aoki *et al.* “Spray Analysis of Port Fuel Injector”. *Sae Technical Paper Series*, n° 2005-01-1154. From 2005 SAE World Congress Detroit, Michigan April 11-14, 2005.