

8º CONGRESSO BRASILEIRO DE PESQUISA E DESENVOLVIMENTO EM PETRÓLEO E GÁS



TÍTULO DO TRABALHO:

ANÁLISE DO DESEMPENHO E EMISSÕES DE UM MOTOR DIESEL OPERANDO COM MISTURA DE ÓLEO DIESEL-BIODIESEL E ÓLEO DIESEL-BIODIESEL -ETANOL

AUTORES:

JUAN PABLO VARGAS MACHUCA BUENO

CARLOS RODRIGUES PEREIRA BELCHIOR

JOSÉ RICARDO SODRÉ

INSTITUIÇÃO:

DEPARTAMENTO DE ENGENHARIA MECÂNICA, COPPE, UFRJ

Este Trabalho foi preparado para apresentação no 8º Congresso Brasileiro de Pesquisa e Desenvolvimento em Petróleo e Gás - 8º PDPETRO, realizado pela Associação Brasileira de P&D em Petróleo e Gás - ABPG, no período de 20 a 22 de outubro de 2015, em Curitiba/PR. Esse Trabalho foi selecionado pelo Comitê Científico do evento para apresentação, seguindo as informações contidas no documento submetido pelo(s) autor(es). O conteúdo do Trabalho, como apresentado, não foi revisado pela ABPG. Os organizadores não irão traduzir ou corrigir os textos recebidos. O material conforme, apresentado, não necessariamente reflete as opiniões da Associação Brasileira de P&D em Petróleo e Gás. O(s) autor(es) tem conhecimento e aprovação de que este Trabalho seja publicado nos Anais do 8º PDPETRO.

ANÁLISE DO DESEMPENHO E EMISSÕES DE UM MOTOR DIESEL OPERANDO COM MISTURA DE ÓLEO DIESEL-BIODIESEL E ÓLEO DIESEL-BIODIESEL-ETANOL

Abstract

This work reports the numerical study of the performance and NO_x emissions of a diesel engine AGRAL M95W single cylinder fueled with B3 (97% diesel oil and 3% soybean oil biodiesel), B10 (90% diesel oil and 10% soybean oil biodiesel), B20 (80% diesel oil and 20% soybean oil biodiesel), B50 (50% diesel oil and 50% soybean oil biodiesel) and B100% (soybean oil biodiesel). The tests were conducted at two speeds (1500 rpm and 2000 rpm) and operating conditions of 25%, 50% and 75% of the nominal load. The engine modeling was performed using the AVL Boost simulation program. The pressure curves inside the cylinder were used to validate the computational model. The two zones model combustion and the MCC model were utilized. The chemical kinetics equations were used in the estimation of NO_x emissions. After validating the computer model, were performed numerical studies of the injection characteristics and the nozzle geometry influence in NO_x emissions. It was also carried out numerical study of emissions NO_x using the ternary mixture. The estimate of NO_x emissions using the quasi-dimensional modeling contributes to reducing experimental tests and improves diesel engine emissions.

Introdução

Nos últimos anos, os veículos têm sido uma importante fonte de poluição em centros urbanos, especialmente aqueles com motor diesel. A utilização de motores diesel tem aumentado porque eles são mais eficientes do que os motores a gasolina, especialmente em veículos pesados (DE MENEZES *et al.*, 2006). No Brasil, os veículos que utilizam motor diesel contribuem de forma significativa na emissão de poluentes, especificamente a maioria dos materiais particulados, óxidos de nitrogênio, compostos de enxofre e carbonílicos, e representam cerca de 44% do consumo de combustível (GUARIEIRO *et al.*, 2008).

O uso excessivo dos combustíveis fósseis leva à degradação ambiental e riscos a saúde. A redução de emissões do motor torna-se uma tarefa muito importante no desenvolvimento de motores devido à crescente preocupação da proteção do ambiente e a regulação mais rigorosa sobre as emissões de escapamento. Além disso, são necessários muitos esforços para reduzir a dependência dos combustíveis derivados do petróleo, já que são obtidos de reservas limitadas. Devido à preocupação sobre a poluição ambiental e o aumento da segurança energética, combustíveis alternativos tais como biodiesel e etanol estão recebendo mais atenção (TÜCCAR *et al.*, 2014, VALLINAYAGAM *et al.*, 2014).

Vários pesquisadores realizaram estudos do desempenho, das características de combustão e das características das emissões de um motor diesel alimentado com as misturas óleo diesel-biodiesel e óleo diesel-biodiesel-etanol. Por exemplo, CAN (2014) utilizou o B50 (50% de óleo diesel e 50% de biodiesel de resíduos de óleo de cozinha), AL_DAWODY e BHATTI (2014) utilizaram o B20 (80% de óleo diesel e 20% de biodiesel de soja) e B40 (60% de óleo diesel e 40% de biodiesel de soja), ÖZTÜRK (2015) utilizou o B5 (95% de óleo diesel e 5% de biodiesel) e B10 (90% de óleo diesel e 10% de biodiesel) e ALPTEKIN *et al.* (2015) utilizaram o CFBE5 (75% de óleo diesel, 20% de biodiesel de óleo de gordura de frango e 5% de etanol), CFBE10 (70% de óleo diesel, 20% de biodiesel de óleo de gordura de frango e 10% de etanol) e CFBE20 (60% de óleo diesel, 20% de biodiesel de óleo de gordura de frango e 20% de etanol).

Atualmente a modelagem de motores diesel tem sido utilizada para estudar as características do desempenho, da combustão e das emissões de motores diesel alimentados com diferentes combustíveis. Depois de validar a modelagem do motor diesel utilizando resultados experimentais, podem ser realizados estudos de influência das características da injeção do combustível e do bico injetor no desempenho e nas emissões do motor. Principalmente os modelos quasi-dimensionais, multidimensionais, empíricos e semi-empíricos são utilizados para realizar a estimativas das emissões de NOx.

Metodologia

O calculo do desempenho e da formação de emissões de NOx foram realizadas utilizando o programa de simulação AVL Boost.

As Equações 1.1, 1.2 e 1.3 mostram as equações básicas de conservação. A 1ª Lei da Termodinâmica na forma diferencial, em função do ângulo do eixo de manivelas, pode ser escrita como (HEYWOOD, 1988, STIESCH, 2003):

$$\frac{d(m_c \cdot u)}{d\theta} = -p_c \frac{dV}{d\theta} + \frac{dQ_F}{d\theta} - \sum \frac{dQ_W}{d\theta} - h_{BB} \frac{dm_{BB}}{d\theta} + \sum \frac{dm_i}{d\theta} \cdot h_i - \sum \frac{dm_e}{d\theta} \cdot h_e - q_{ev} \cdot f \cdot \frac{dm_{ev}}{dt} \quad (1.1)$$

A Equação 1.2 mostra que a variação da massa no interior do cilindro pode ser calculada a partir dos fluxos de massa de entrada e saída.

$$\frac{dm_c}{d\theta} = \sum \frac{dm_i}{d\theta} - \sum \frac{dm_e}{d\theta} - \frac{dm_{BB}}{d\theta} + \frac{dm_{ev}}{dt} \quad (1.2)$$

onde: $\frac{d(m_c \cdot u)}{d\theta}$ é a taxa da variação de energia interna no interior do cilindro; $-p_c \frac{dV}{d\theta}$ é o trabalho realizado pelo pistão; $\frac{dQ_F}{d\theta}$ é a taxa de calor liberado pelo combustível; $\sum \frac{dQ_W}{d\theta}$ é taxa de calor perdido pela parede; $h_{BB} \frac{dm_{BB}}{d\theta}$ é o fluxo de entalpia devido ao blow-by; $\frac{dm_{BB}}{d\theta}$ é a taxa de variação de massa do blow-by; m_c, p_c, T_c são respectivamente, a massa, a pressão e a temperatura no interior do cilindro;

V é o volume do cilindro; u é a energia interna específica; Q_F é o calor liberado pelo combustível;

Q_W é o calor perdido pela parede; θ é o ângulo do eixo de manivelas; h_{BB} é a entalpia dos gases do blow-by; m_i é a massa de gás na entrada do cilindro; m_e é a massa de gás na saída do cilindro;

h_i e h_e são respectivamente a entalpia da massa de gás na entrada e na saída do cilindro; q_{ev} é o calor de vaporização do combustível; f é o fator de vaporização do combustível; m_{ev} é a massa de combustível evaporado.

Nesse trabalho foram comparados dois modelos de combustão. O modelo de combustão vibe duas zonas utiliza os parâmetros da função do vibe. O modelo MCC (combustão controlada da mistura) considera os efeitos do processo de combustão pre-misturada e do processo difusivo.

A Equação 1.3 mostra a equação dos gases ideais.

$$p_c = \frac{1}{V} \cdot m_c \cdot R_0 \cdot T_c \quad (1.3)$$

onde p_c , V , m_c e T_c são respectivamente, a pressão, o volume, a massa e a temperatura do gás no interior do cilindro e R_0 é a constante de gás ideal da mistura.

A formação de NO é calculado a partir da Equação 1.4 (PATTAS e HAFNER, 1973).

$$\frac{d[NO]}{dt} = NOx_PM * NOx_M * 2 * (1 - \varepsilon^2) \frac{r_1}{1 + \varepsilon * AK_2} * \frac{r_4}{1 + \varepsilon * AK_4} \quad (1.4)$$

onde: NOx_PM é a constante que utiliza o programa AVL Boost para ajustar o processo de pós-oxidação; NOx_M é a constante que utiliza o programa AVL Boost para ajustar o processo de formação; $\varepsilon = [NO]/([NO]_{eq} * NOx_PM)$; $AK_2 = r_1/(r_2 + r_3)$; $AK_4 = r_4/(r_5 + r_6)$; As taxas de reação r_1 , r_2 , r_3 , r_4 , r_5 e r_6 são obtidas a partir da Tabela 1.1.

Tabela 1.1 - Taxas de Reação na formação de NO

Taxa de Reação $K_i = K_{0,i} \cdot T^a \cdot e^{\left(\frac{-T_A}{T}\right)}$	k_0 [cm ³ /mol s]	a [-]	T_A [K]
$r_1 = K_1 \cdot [N_2][O]$	4.93E13	0.0472	38048.01
$r_2 = K_2 \cdot [O_2][N]$	1.48E08	1.5	2859.01
$r_3 = K_3 \cdot [OH][N]$	4.22E13	0.0	0.0
$r_4 = K_4 \cdot [N_2O][O]$	4.58E13	0.0	12130.6
$r_5 = K_5 \cdot [O_2][N_2]$	2.25E10	0.825	50569.7
$r_6 = K_6 \cdot [OH][N_2]$	9.14E07	1.148	36190.66

Nesse trabalho os testes foram realizados utilizando um motor AGRALÉ monocilíndrico de injeção direta alimentado com B3 (97% de óleo diesel e 3% de biodiesel de soja), B10 (90% de óleo diesel e 10% de biodiesel de soja), B20 (80% de óleo diesel e 20% de biodiesel de soja), B50 (50% de óleo diesel e 50% de biodiesel de soja) e B100% (biodiesel de soja).

Resultados e Discussão

A modelagem das curvas de pressão em função do ângulo do eixo de manivelas foi obtida utilizando o programa AVL Boost. A Figura 1.1 mostra a comparação das curvas de pressão no interior do cilindro para o combustível B3 na condição de operação *a* (25% e 1500 RPM), *b* (50% e 1500 RPM), *c* (25% e 2000 RPM) e *d* (50% e 2000 RPM).

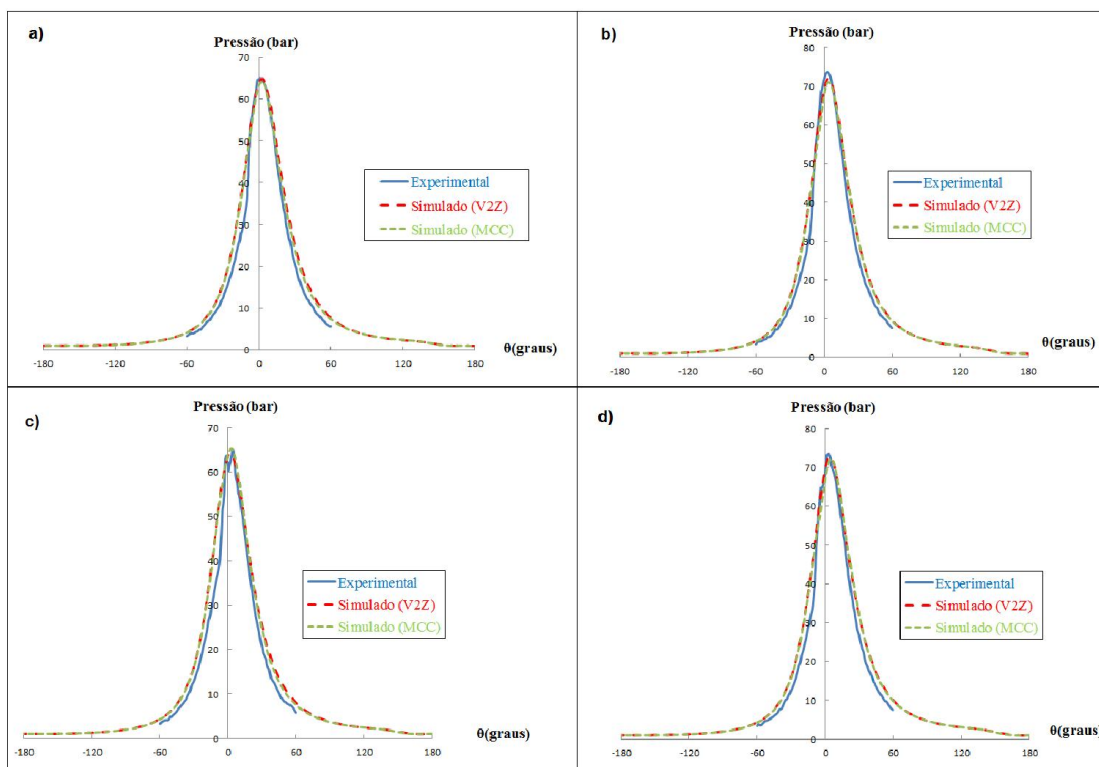


Figura 1.1 - Comparação das curvas de pressão no interior do cilindro.

A Figura 1.2 mostra a estimativa das emissões de NO_x para os combustíveis B3, B10, B20, B50 e B100 na condição de 25%/1500RPM, 50%/1500RPM e 75%/1500RPM para o modelo de combustão vibe duas zonas.

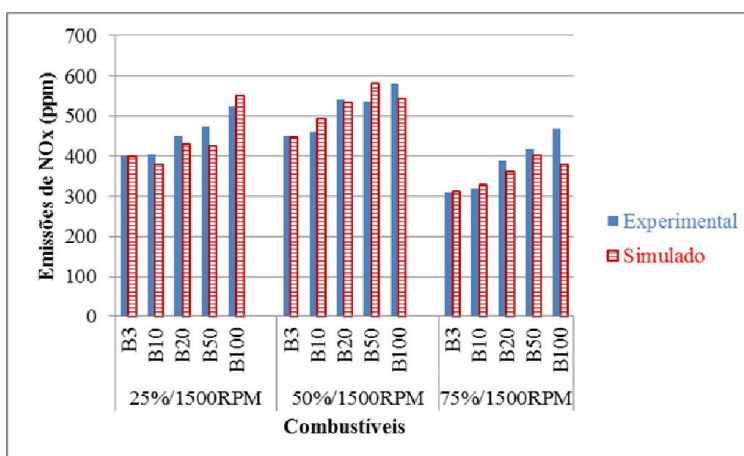


Figura 1.2 - Comparação das emissões de NO_x na condição de operação de 25%/1500RPM, 50%/1500RPM e 75%/1500RPM.

A Figura 1.3 mostra a estimativa das emissões de NO_x para os combustíveis B3, B10, B20, B50 e B100 na condição de 25%/1500RPM, 50%/1500RPM e 75%/1500RPM para o modelo de combustão MCC.

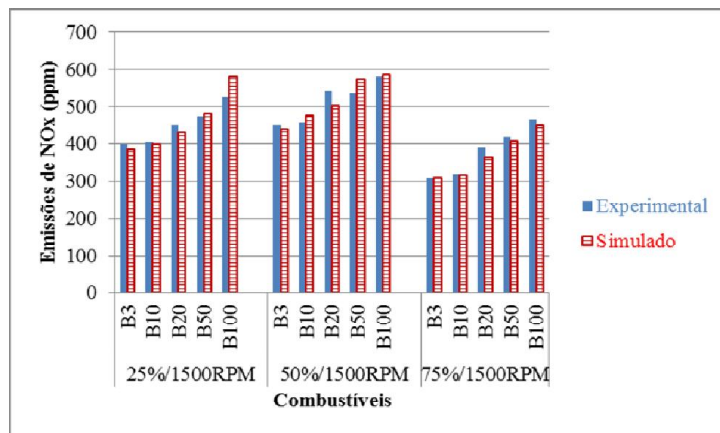


Figura 1.3 - Comparação das emissões de NOx na condição de operação de 25%/1500RPM, 50%/1500RPM e 75%/1500RPM.

A Figura 1.4 mostra a influência da pressão no distribuidor nas emissões de NOx para os combustíveis B3, B10, B20, B50 e B100 na condição 50% de carga e 1500 RPM.

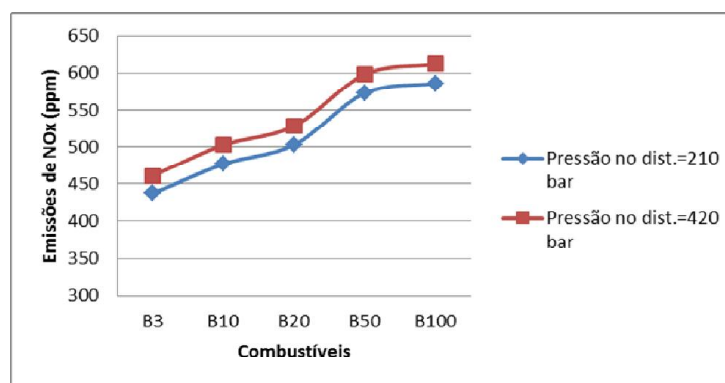


Figura 1.4 - Influência da pressão no distribuidor nas emissões de NOx para 50% de carga e 1500 RPM.

A Figura 1.5 mostra a influência do número de furos do bico injetor e do diâmetro dos furos do bico injetor nas emissões de NOx para os combustíveis B3, B10, B20, B50 e B100 na condição 75% de carga e 1500 RPM.

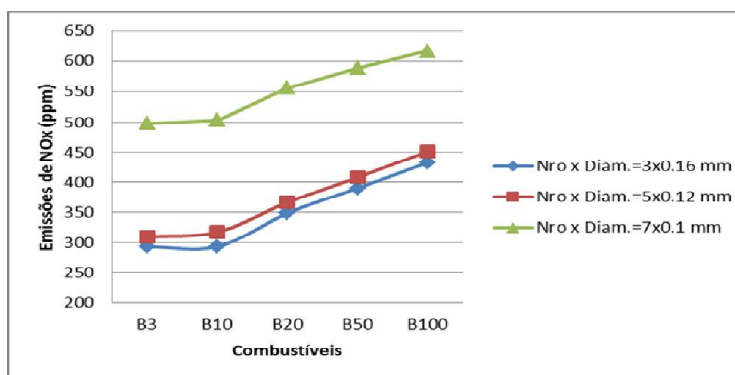


Figura 1.5 - Influência do número de furos do bico injetor e do diâmetro dos furos do bico injetor nas emissões de NOx para 75% de carga e 1500 RPM.

A Figura 1.6 mostra a influência do número de injeções de combustível nas emissões de NOx para os combustíveis B3, B10, B20, B50 e B100 na condição 75% de carga e 1500 RPM.

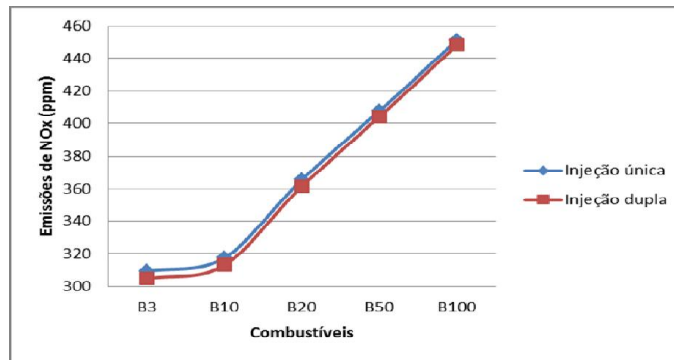


Figura 1.6 - Influência do número de injeções de combustível nas emissões de NOx para 75% de carga e 1500 RPM.

A Figura 1.7 mostra a estimativa das emissões de NOx dos combustíveis B3, B10, B20, D80B10E10, D70B10E20, D60B15E25, D50B20E30 e D50B10E40 para 1500 RPM e diferentes condições de operação (25%, 50% e 75%).

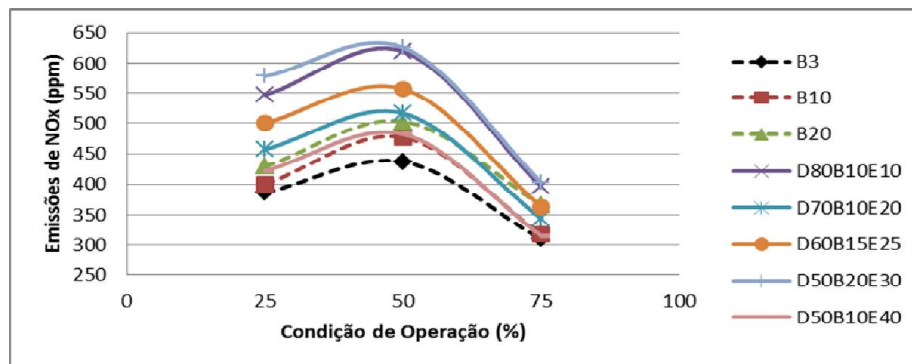


Figura 1.7 - Estimativa das emissões de NOx para 25%, 50% e 75% de carga e velocidade do motor igual 1500 RPM.

Conclusões

Foi realizado o cálculo de desempenho e das emissões de NOx utilizando o programa de simulação AVL Boost. A continuação são mostrados os resultados das comparações entre os modelos de combustão vibe duas zonas e MCC:

- A diferença máxima e mínima entre os valores da pressão média indicada experimental e simulada ao utilizar o modelo de combustão vibe duas zonas foram 7.9% e 0.2%, respectivamente.
- A diferença máxima e mínima entre os valores da pressão média indicada experimental e simulada ao utilizar o modelo de combustão MCC foram 8.2% e 0.3%, respectivamente.
- Ao utilizar o modelo de combustão vibe duas zonas, a diferença máxima entre os valores medidos e estimados de NOx foram -25.7% e -0.4%, respectivamente.
- Ao utilizar o modelo de combustão MCC, a diferença máxima entre os valores medidos e estimados de NOx foram -14.9% e 0.2%, respectivamente.

Os resultados do estudo numérico da influência de parâmetros nas emissões de NOx e as emissões de NOx utilizando a mistura ternária foram parecidos com trabalhos experimentais encontrados na literatura.

Agradecimentos

- Ao Programa de Recursos Humanos da ANP, em especial ao PRH-37.
- Ao departamento de Engenharia Mecânica – UFRJ.
- Ao Laboratório de Maquinas Térmicas (LMT) – UFRJ.

Referências Bibliográficas

AL_DAWODY, M., BHATTI, S., 2014, “*Experimental and Computational Investigations for Combustion, Performance and Emission Parameters of a Diesel Engine Fueled with Soybean Biodiesel-Diesel Blends*”, Energy Procedia 52, 421 – 430.

ALPTEKIN, E., *et al.*, 2015, “*Using waste animal fat based biodiesels–bioethanol–diesel fuel blends in a DI diesel engine*”, Fuel 157 (2015), 245–254.

CAN, O., 2014, “*Combustion characteristics, performance and exhaust emissions of a diesel engine fueled with a waste cooking oil biodiesel mixture*”, Energy Conversion and Management 87, 676–686.

DE MENEZES E. W. *et al.*, 2006, “*Effect of ethers and ether/ethanol additives on the physicochemical properties of diesel fuel and on engine tests*”. Fuel 85, 815-822.

GUARIEIRO, L., *et al.*, 2008, “*Carbonyl compounds emitted by a diesel engine fuelled with diesel and biodiesel– diesel blends: sampling optimization and emissions profile*”. Atmospheric Environment 42, 8211–8218.

HEYWOOD J. B., 1988, “*Internal Combustion Engine Fundamentals*”.1 ed., New York, USA, McGraw-Hill.

ÖZTÜRK, E., 2015, “*Performance, emissions, combustion and injection characteristics of a diesel engine fuelled with canola oil–hazelnut soapstock biodiesel mixture*”, Fuel Processing Technology 129, 183–191.

PATTAS, K., HAFNER, G., 1973, “*Stickoxidbildung bei der ottomotorischen Verbrennung*“, MTZ, v. 12, pp. 397-404.

STIESCH G., 2003, “*Modeling Engine Spray and Combustion Processes*”, ISBN 3-540-00682-6, Springer Verlag Berlin Heidelberg New York.

TÜCCAR, G., *et al.*, 2014, “*Diesel engine emissions and performance from blends of citrus sinensis biodiesel and diesel fuel*”, Fuel 132, 7–11.

VALLINAYAGAM, R., *et al.*, 2014, “*Pine oil–biodiesel blends: A double biofuel strategy to completely eliminate the use of diesel in a diesel engine*”, Applied Energy 130, 466–473.