

STUDY OF BIODIESEL INJECTION OF FLUID DYNAMICS IN DIESEL ENGINES USING OPENFOAM

Boniek Evangelista Leite
Mábia Ruana Silva de Sena
Marcella Mayara Costa Araújo Aragão
Boniek3@gmail.com
mabia_ruana@hotmail.com
marcella.may@hotmail.com
Programa de pós-graduação em engenharia de processos
Universidade Federal de Campina Grande, Brasil
Severino Rodrigues de Farias Neto
s.fariasn@gmail.com
Unidade Acadêmica de Engenharia Química
Universidade Federal de Campina Grande, Brasil

Abstract. Since the nineteenth century, internal combustion engines their development due to thermodynamic models that describe their operation. The combustion and performance of a diesel cycle engine depend on the quality of the air-fuel mixture and the amount of fuel injected. A homogeneous blend results in reduced particulate emissions and higher engine efficiency. For fuel injection optimization in compression-ignition engines, the use of computational methods as a tool is a viable scientific method. Adding to this the implementation of free and open software enhances the advantages of numerical methods, since it allows the researcher to have access and can modify the routines and algorithm used in the simulation calculations. This work aims to study the injection of biodiesel (soy) in diesel engines with direct injection. The simulations were performed with OPENFOAM v6, using the cavitatingFoam solver, for the treatment of flow with phase change (liquid - vapour), the simulation is transient, with three-dimensional geometry based on the BOSCH CRIP-1 injector, the turbulence model used and the κ - ω SST. The results of numerical simulations compared with experimental data available in the literature. Preliminary results show the occurrence of cavitation in the injection channel as a function of injection pressure.

Keywords: openfoam, biodiesel, cavitation.

1 Introdução

Desde o século dezenove os motores de combustão interna tiveram seu desenvolvimento ligado a modelos termodinâmicos que descrevem o seu funcionamento.

Com a crise do petróleo na década de 70 procurou-se a substituição dos combustíveis de origem fóssil, considerados fontes não renováveis, por combustíveis de fontes renováveis, tornou-se um objetivo global.

No Brasil, o governo acabou apostando na cana de açúcar e nos óleos vegetais para alavancar o setor de biocombustíveis. Para motores do ciclo Diesel o interesse pelos óleos vegetais decorre não só do consumo de biodiesel no mercado interno, mas também da produção descentralizada de energia, atuando com forte apoio à agricultura familiar e valorizando as potencialidades regionais [1] e [2].

A combustão e o desempenho de um motor ciclo Diesel em relação às emissões dependem da qualidade da mistura ar-combustível e da quantidade de combustível injetada. Uma mistura homogênea resulta em uma menor emissão de particulados e numa maior eficiência do motor.

A qualidade da mistura ar-combustível é afetada pelas características da atomização (*spray*) na câmara de combustão e pelas propriedades do combustível, tais como, a densidade, a viscosidade, a tensão superficial e eficiência de mistura entre combustível e ar de admissão [3].

Diante da maior utilização de combustíveis derivados da biomassa (biodiesel) com propriedades físico-químicas distintas do óleo Diesel comercial em motores do ciclo Diesel, há uma necessidade de estudos para a otimização do desempenho e emissões desses motores para o uso do combustível vegetal em maior percentual, pois os sistemas de injeção de combustíveis dos motores atuais estão calibrados para uma utilização de no máximo de 20% de biodiesel, com isso tem-se problemas na atomização do combustível vegetal, para maiores concentrações de biodiesel, o que podem provocar o entupimento de injetores, filtros e a má dispersão na câmara de combustão.

Para a otimização da atomização do combustível em motores de ignição por compressão, a utilização de métodos computacionais como ferramenta é um método científico viável. O uso dessa ferramenta é benéfico em vários aspectos, principalmente na redução dos custos durante a fase de experimentação em protótipos.

Como a atomização de combustíveis de alta viscosidade em motores Diesel é um fenômeno de grande complexidade. Esse o *software OpenFoam* permite resolver e avaliar de modo robusto os fenômenos decorrentes do processo de injeção, o pacote computacional tem código aberto e grande aceitação na comunidade científica e industrial.

Este trabalho tem como objetivo o estudo da cavitação no interior de injetores operando com biodiesel de soja.

2 Modelo Matemático

O combustível quando submetido a alta velocidade e passa por um bocal e a pressão cai abaixo da pressão de saturação, ocorre o processo de cavitação, que provoca a mudança de fase local de líquido para vapor.

Os injetores de Diesel apresentam esse cenário nos orifícios de alimentação de combustível (alta pressão e velocidade). Para modelar os fenômenos que ocorrem nesses canais, o modelo de equilíbrio homogêneo baseado em equação barotrópica é o modelo mais adequado para simular os efeitos de cavitação nos canais de injeção [4].

A equação barotrópica relaciona a pressão com a densidade.

$$k - \varepsilon \frac{D\rho}{Dt} = \psi \frac{Dp}{Dt} \quad (1)$$

Onde o fator de compressibilidade da mistura, ψ é determinado pelo inverso do quadrado da velocidade do som, mostrado na equação 2.

$$\psi = \frac{1}{c^2} \quad (2)$$

Podemos adicionar a equação 2 diretamente na expressão da continuidade com objetivo de formar uma equação de pressão. As equações de estado devem representar os limites das fases, como líquido e vapor puro, e também os estados intermediários líquido-vapor, cada fase pode ser modelada com uma equação de estado linear.

$$\rho_v = \psi_v \cdot p \quad (3)$$

$$\rho_l = \rho_l^0 + \psi_l \cdot p \quad (4)$$

Para a determinação da fração de vapor o γ é determinado por:

$$\gamma = \frac{\rho - \rho_{lsat}}{\rho_{vsat} - \rho_{lsat}} \quad (5)$$

Onde

$$\rho_{vsat} = \psi_v \cdot \rho_{sat} \quad (6)$$

O coeficiente γ determina o grau de cavitação do escoamento quando igual a 1 fluxo totalmente cavitado, quando o valor for 0 fluxo sem cavitação. A equação 6 calcula a pressão de saturação do vapor, o termo ψ_v representa o coeficiente de compressibilidade do vapor.

Juntando as equações 3, 4, 5 e 6 temos uma equação de equilíbrio de estado para a mistura.

$$\rho = (1 - \gamma) \cdot \rho_l^0 + (\gamma \cdot \psi_v + (1 - \gamma) \psi_l) \cdot \rho_{sat} + \psi (p - p_{sat}) \quad (7)$$

Onde

$$\rho_l^0 = \rho_{vsat}^0 - \psi_l p_{sat} \quad (8)$$

Para o cálculo da compressibilidade da mistura foi adotado o modelo linear.

$$\psi = \gamma \cdot \psi_v + (1 + \gamma) \cdot \psi_l \quad (9)$$

Onde ψ_l é a compressibilidade do líquido.

O cálculo da viscosidade da mistura também usa uma equação linear.

$$\mu = \gamma \cdot \mu_v + (1 - \gamma) \cdot \mu_l \quad (10)$$

A metodologia do solver começa resolvendo a equação da continuidade pelo termo ρ .

$$\frac{\partial \rho}{\partial t} + \nabla \cdot (\rho \vec{u}) = 0 \quad (11)$$

Os valores de ρ são utilizados pelo solver para determinar preliminarmente γ e ψ como também a equação de momentum.

$$\frac{\partial \rho \vec{u}}{\partial t} + \nabla \cdot \left(\rho \frac{\vec{u}\vec{u}}{2} \right) = -\nabla p + \nabla (u \nabla \vec{u}) \quad (12)$$

Para o cálculo do divergente da velocidade foi utilizado Gauss upwind como esquema numérico e para discretização do laplaciano o esquema numérico utilizado foi o Gauss linear.

O algoritmo PISO é usado para resolver a pressão e corrigir a velocidade para obter continuidade.

A equação resolvida para o PISO é a equação de continuidade transformada em uma equação de pressão pelo uso da equação 7.

O modelo de turbulência utilizado foi o κ - ω SST.

O modelo matemático foi implementado no OpenFoam v6, utilizado o solver cavitatingFoam.

3 Modelo físico e condições de contorno

O domínio físico de estudo, foi o canal de injeção do injetor de combustível Bosch CRIP-1, apresentado na Figura 1, com a configuração cilíndrica, o injetor do tipo SAC, onde há um volume de combustível encontrado abaixo do assento da agulha, as dimensões do canal de injeção são apresentadas na Tabela 1, esse injetor foi também estudado pelos autores [5] e [6].

Tabela 1. Dimensões do canal de injeção.

| | |
|---------------------|------------|
| Canal de injeção | Cilíndrico |
| Diâmetro de entrada | 0,130 mm |
| Diâmetro de saída | 0,130 mm |
| Comprimento | 0,750 mm |

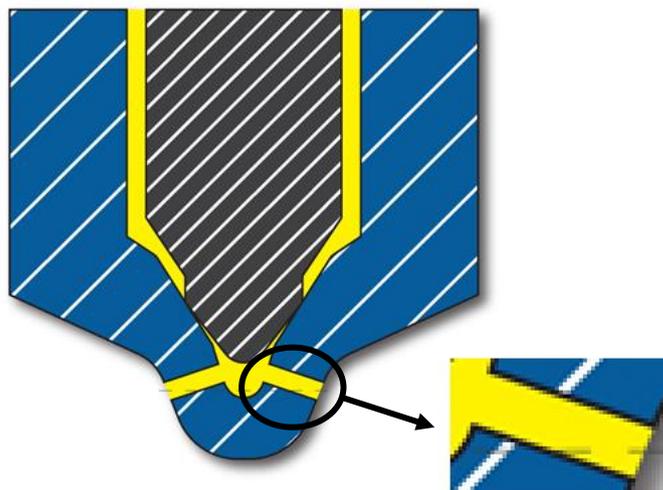


Figura 1. Domínio físico injetor SAC.

A geometria e malha numérica foram construídas no software *Salome 8.2*, são apresentadas nas Figuras 2 e 3, a malha numérica utilizada nesse trabalho é do tipo hexaédrica com aproximadamente 200000 elementos.

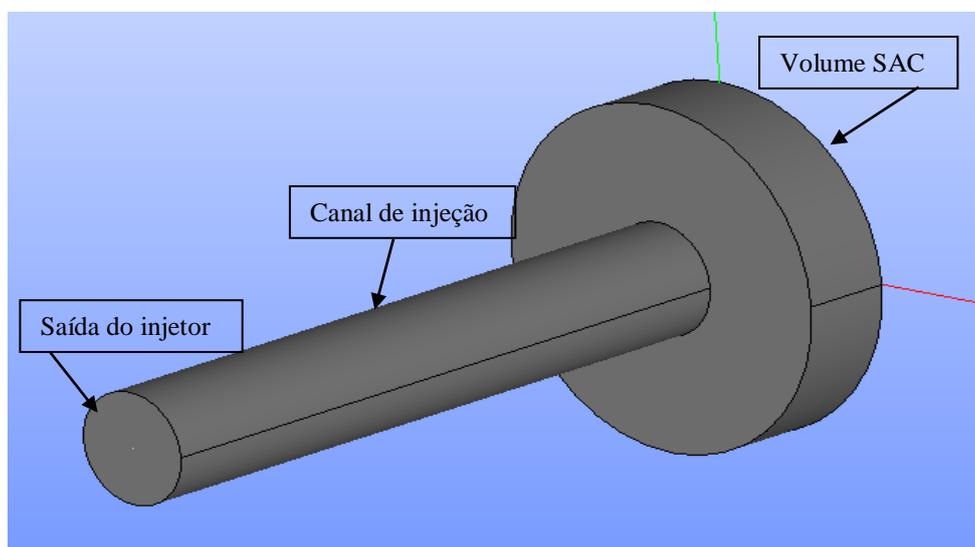


Figura 2. Geometria do canal de injeção.

As condições de contorno empregadas na simulação são apresentadas na Tabela 2, são baseadas em condições de operação real de motores Diesel, os valores foram obtidos em [7]. As paredes do injetor foram consideradas adiabáticas em virtude de o tempo de injeção ser muito rápido, na ordem de milissegundo, com isso adotou-se essa simplificação.

Tabela 2. Condições de contorno.

| | |
|------------------|--------------------------------------|
| Volume SAC | 100 MPa |
| Saída | 8 MPa |
| Canal de injeção | 0 m/s (condição de não deslizamento) |

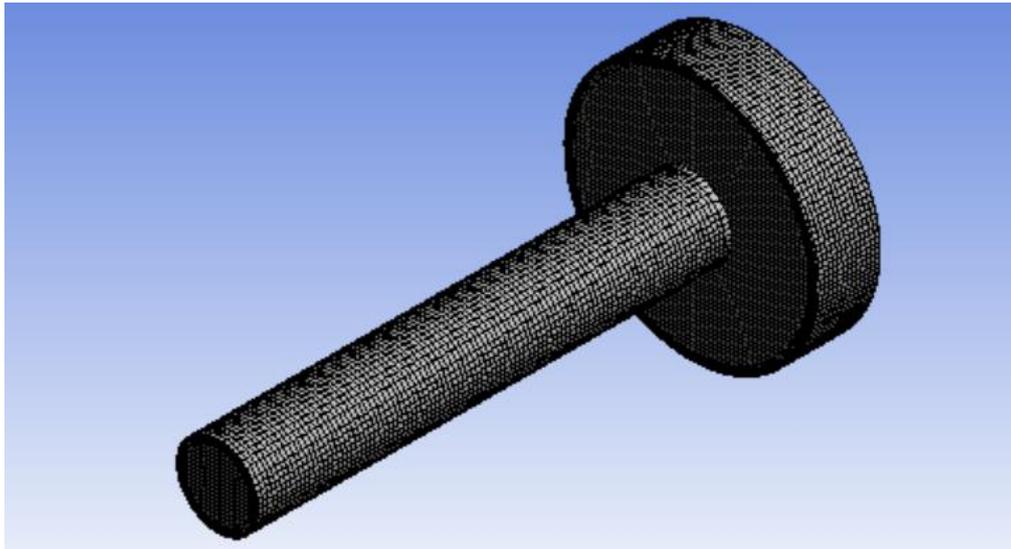


Figura 3. Malha numérica do canal de injeção.

As propriedades físico químicas dos combustíveis foram obtidas a partir do trabalho de [8] e são apresentadas na Tabela 3.

Tabela 3. Propriedades físico químicas dos combustíveis.

| Biodiesel | Viscosidade | Densidade | Pascal |
|----------------------|----------------|----------------------|--------|
| Líquido | 10^{-5} Pa*s | 870 kg/m^3 | |
| Vapor | 1^{-5} Pa*s | $8,5 \text{ kg/m}^3$ | |
| Pressão de saturação | | | 3540 |
| Óleo Diesel | | | |
| Líquido | $0,0024$ Pa*s | 830 kg/m^3 | |
| Vapor | 7^{-6} Pa*s | 1 kg/m^3 | |
| Pressão de saturação | | | 5400 |

A simulação realizada de modo transiente com tempo total de simulação de 1 milissegundo, sendo o tempo total de operação considerado da agulha do injetor totalmente levantada, com o passo de tempo de 10^{-8} s.

O critério de convergência adotado para todas as simulações foi de 10^{-5} , as simulações foram realizadas em computador i5 3,0 GHz com 16 GB de memória ram, os casos estudados estão resumidos na Tabela 4.

Tabela 4. Casos estudados.

| | Tempo de injeção | Geometria |
|----------------|------------------|------------|
| Diesel | 1 ms | Cilíndrica |
| Biodiesel soja | 1 ms | Cilíndrica |

4 Resultados

4.1 Distribuição de pressão no canal de injeção

As Figuras 4 e 5 mostram distribuição de pressão no canal do injetor de combustível, com o óleo Diesel e com o biodiesel de soja.

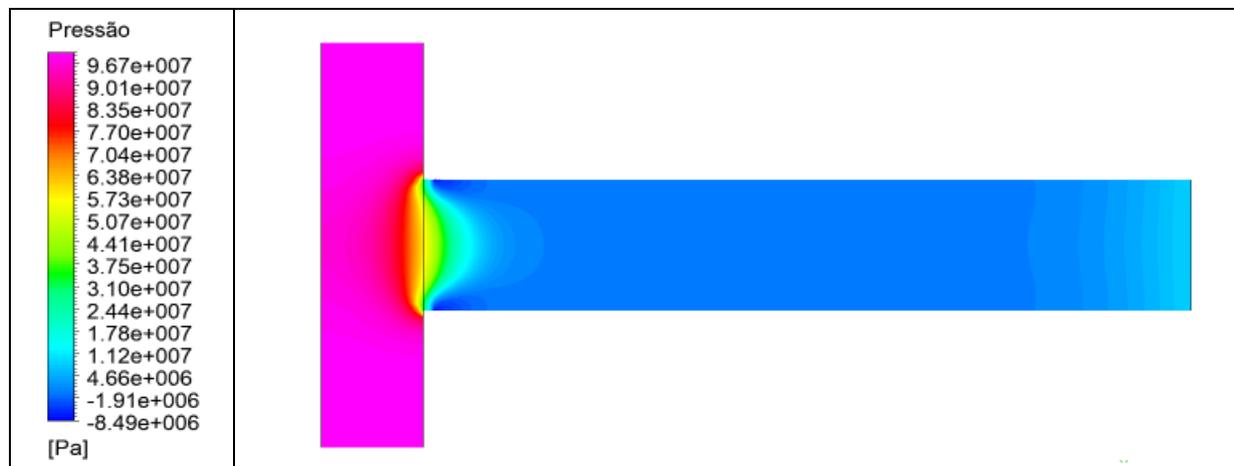


Figura 4. Distribuição de pressão óleo Diesel.

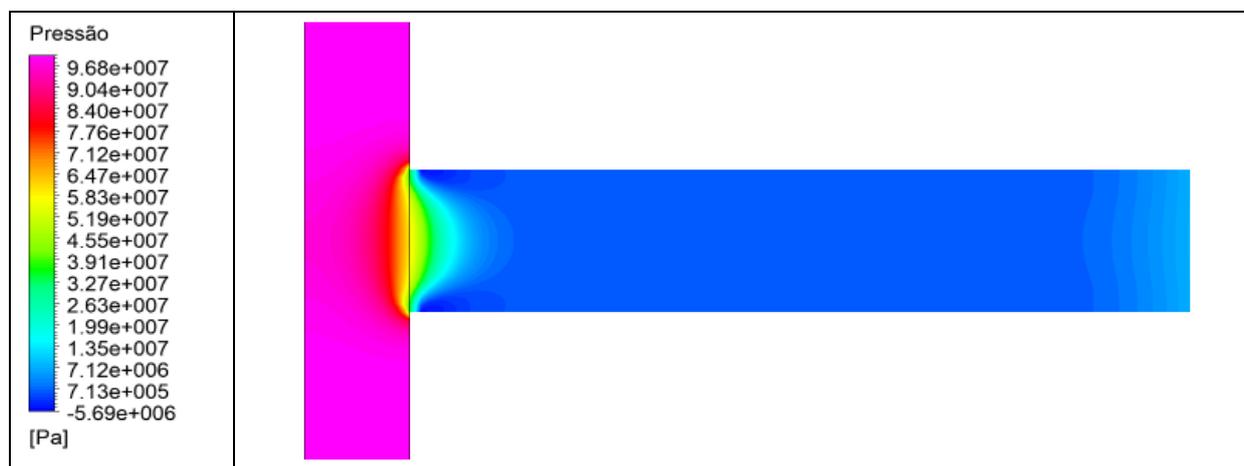


Figura 5. Distribuição de pressão biodiesel de soja.

A distribuição de pressão do óleo Diesel e do biodiesel tem comportamento semelhante, com a esperada queda de pressão do volume SAC para a saída do injetor. Na entrada do canal de injeção há uma redução de volume e com isso uma queda de pressão, para o escoamento com o Diesel o menor valor da pressão foi de -8.49×10^{-6} Pa, o que favorece a ocorrência de cavitação do combustível logo no início do escoamento no canal de injeção. Para o combustível vegetal a mesma redução de pressão pode ser observada mais com menor intensidade pois o menor valor foi de $-5,69 \times 10^{-6}$ Pa o que tende a dificultar a cavitação do combustível, resultado semelhante pode ser visto em [9] para condições de operação semelhante.

4.2 Cavitação

As Figuras 6 e 7 apresentam a cavitação no canal de injeção para mesmas condições de injeção, com o biodiesel e com o óleo Diesel.

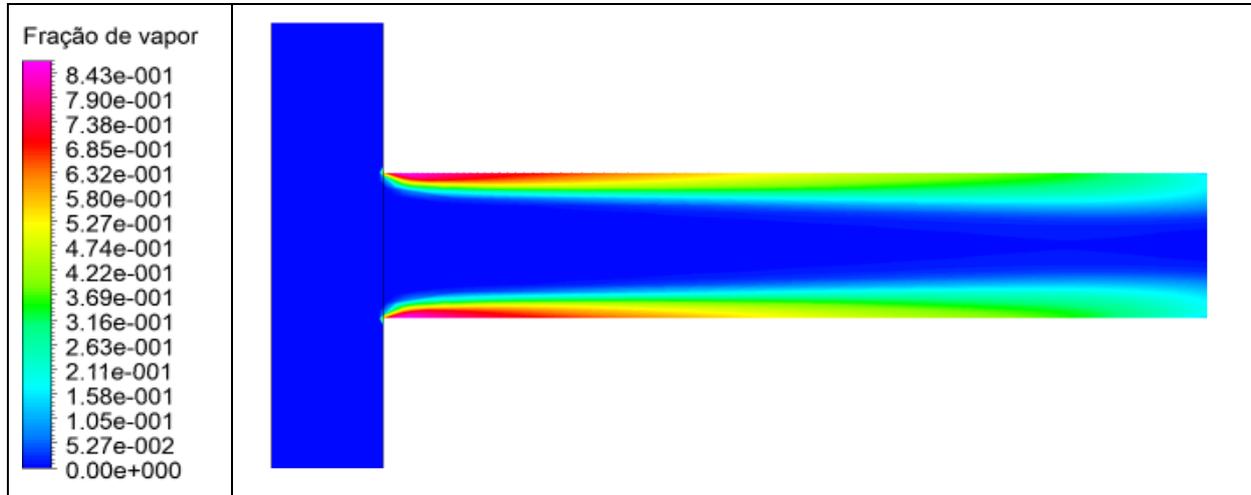


Figura 6. Cavitação no canal de injeção óleo Diesel.

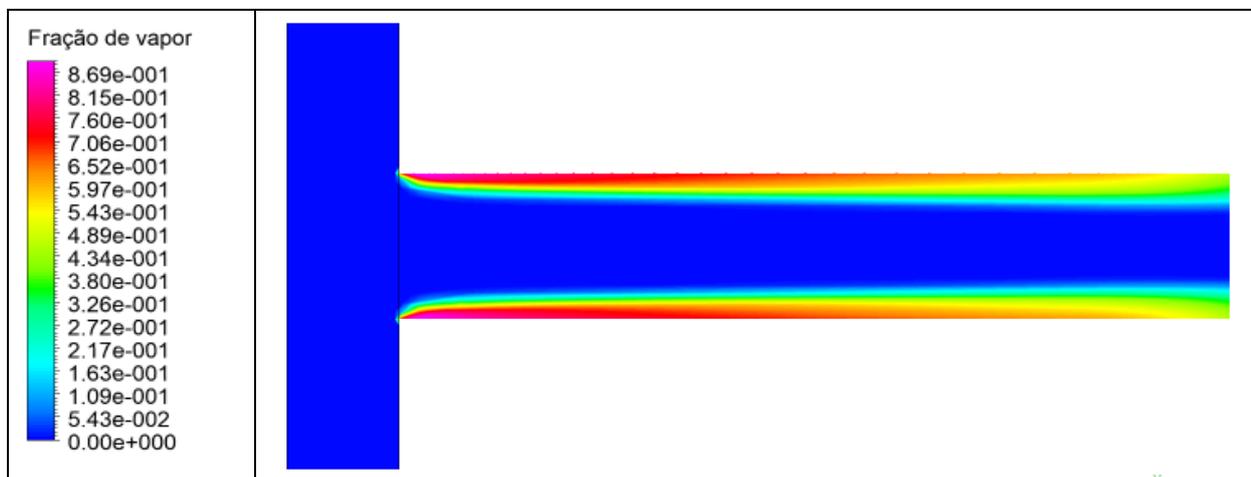


Figura 7. Cavitação no canal de injeção biodiesel de soja.

No canal de injeção houve a ocorrência de cavitação para os dois combustíveis, as condições de queda de pressão na entrada do canal de injeção ocasionam o fenômeno, pois a pressão cai abaixo da pressão de saturação dos combustíveis.

O óleo Diesel apresentou o comportamento da cavitação logo na primeira metade do canal de injeção, mostrado na Figura 6, este fato pode ser explicado pela maior queda de pressão na entrada e também pela sua menor pressão de saturação em comparação com o biodiesel, outra propriedade que também favorece o combustível fóssil a cavitarem é a sua menor viscosidade o que proporciona maior aceleração do fluido na restrição, saída do volume SAC para entrada do canal de injeção, e por consequência a queda de pressão. A distribuição de vapor no canal de injeção é próxima as paredes do canal de injeção, o que em tese pode diminuir a perda de carga no escoamento.

O biodiesel de soja teve comportamento semelhante onde o mesmo apresentou a ocorrência de cavitação no canal de injeção mostrado na Figura 7, o que diferencia em relação ao óleo Diesel é que o mesmo apresentou uma maior intensidade da cavitação no comprimento do canal do injetor, mostrando que o vapor do combustível vegetal permanece maior tempo no escoamento, isso pode ajudar a atomização do biodiesel, melhorando o rendimento do motor. Como no óleo Diesel as maiores concentrações de vapor estão na parede do canal de injeção.

4.3 Velocidade de injeção

A Figura 8 apresenta o gráfico do perfil de velocidade na saída do canal de injeção.

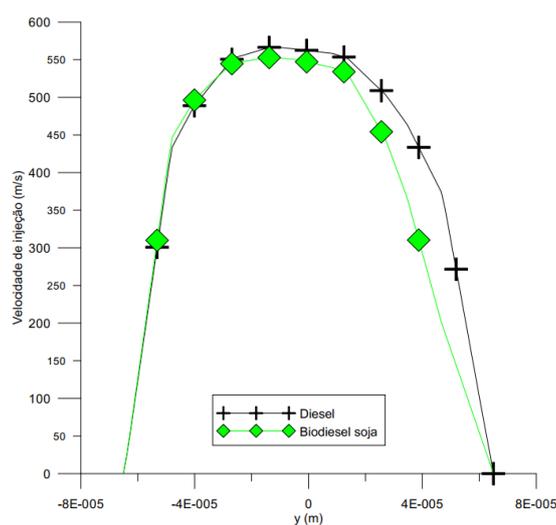


Figura 8. Perfil de velocidade de injeção.

Devido a sua menor viscosidade o óleo Diesel apresentou um maior pico de velocidade na saída do canal de injeção, 566,8 m/s, o biodiesel de soja apresentou uma velocidade de pico de 552,7 m/s. A velocidade de injeção é um parâmetro importante para a qualidade de injeção, quanto maior a velocidade de injeção, maior a tendência de o combustível ter maior dispersão na câmara de combustão, resultados semelhantes foram obtidos por [11].

O perfil de velocidade foi influenciado pelo efeito de cavitação dos combustíveis, logo o biodiesel como apresentou maior formação de vapor no final do canal de injeção, apresentou um perfil mais achatado na saída do canal, e o vapor contribuiu-o para a diminuição de velocidade.

4.4 Fluxo mássico

O fluxo mássico na saída do canal de injeção foi calculado para as mesmas condições de injeção, é apresentado na Tabela 5.

Tabela 5. Fluxo mássico de injeção.

| | Fluxo de mássico (kg/s) |
|----------------|-------------------------|
| Diesel | 0.00323652 |
| Biodiesel soja | 0.00345205 |

O biodiesel de soja apresentou um maior fluxo de massa em 6,12 % quando comparado com o óleo Diesel, resultado pode ser explicado pela maior densidade do biodiesel 870 kg/m^3 contra 830 kg/m^3 , conseguindo injetar maior quantidade de combustível no mesmo período de injeção. Esse resultado é importante para a calibração do sistema de injeção de combustível, em virtude que a mudança de combustível com características físico químicas diferentes necessita de ajustes específicos para cada combustível.

Conclusões

O trabalho permite ter as conclusões seguintes, foi possível modelar o efeito de cavitação para o óleo Diesel e biodiesel de soja utilizando software livre (*OpenFoam*). Como esperado o óleo Diesel apresentou maior velocidade de jato de injeção quando comparado com biodiesel de soja. O biodiesel de soja apresentou maior fluxo de massa para as mesmas condições de operação comparado com o biodiesel. O biodiesel tem maior intensidade de cavitação durante o escoamento no canal de injeção.

Agradecimentos

Ao programa de Pós-graduação em Engenharia de Processos, Laboratório de Pesquisa em Fluidodinâmica e Imagem e a CAPES pelo apoio a pesquisa.

Referências

- [1] Amaral, W. A. N. (2006). Pólo Nacional de Biocombustíveis: missão e desafios para sustentabilidade da produção de biodiesel. *Anais do II Simpósio do Agronegócio de Plantas Oleaginosas: Matérias-Primas para Biodiesel*. Piracicaba: ESALQ/USP/LPV, p. 1-6.
- [2] Ramos, L. P.; Domingos, A. K.; Kucek, K. T.; Wilhelm, H. M. (2003). Biodiesel: um projeto de sustentabilidade econômica e sócio-ambiental para o Brasil. *Biotecnologia: Ciência e Desenvolvimento*, v. 31, p. 28-37.
- [3] Park, S.H.; Kim, H.J.; Suh, H.K.; Lee, C.S.; Experimental and numerical analysis of spray-atomization characteristics of biodiesel fuel in various fuel and ambient temperatures conditions. *International Journal of Heat and Fluid Flow* N° 30, pp. 960–970, 2009.
- [4] F.P. Kärrholm, Numerical modelling of Diesel spray injection, turbulence interaction and combustion, Ph.D. Thesis, Chalmers University of Technology, 2008.
- [5] Montanaro A., Allocca L., Ettore D., Lucchini T., Brusiani F., Cazzoli G., Experimental Characterization of High-Pressure Impinging Sprays for CFD Modeling of GDI Engines, 2011-01-0685, *SAE World Congress*, Detroit, Michigan, USA, April 2011.
- [6] Som S., Aggarwal S., El-Hannouny E., and Longman D., Investigation of nozzle flow and cavitation characteristics in a diesel injector, *Journal of Engineering for Gas Turbines and Power*, vol. 132, no. 4, 2010.
- [7] Bunnell, R.A., Heister, S.D., Yen, C., Collicott, S.H. ‘‘Cavitating injector flows: a validation of numerical models and simulations of pressure atomizers’’, *Atomization and Sprays*, 9, pp. 445-465. 1999.

- [8] Salvador, F.J., Martínez-López, J., Romero, J.-V. “Influence of biofuels on the internal flow in diesel injector nozzles”. *Mathematical and Computer Modelling*, 54. pp 1702. 2011.
- [9] Payri, R., Margot, X., Salvador F. J. “A Numerical Study of the Influence of Diesel Nozzle Geometry on the Inner Cavitating Flow”. *SAE technical paper series*. 2002.
- [10] Brusiani F., Stefania F., Pelloni P., Influence of the Diesel injector hole geometry on the flow conditions emerging from the nozzle, *Conference of the Italian Thermal Machines Engineering Association*. 2013.
- [11] Brusiani F., Bianchi G.M., Negro S., Comparison of the Homogeneous Relaxation Model and a Rayleigh Plesset Cavitation Model in Predicting the Cavitating Flow Through Various Injector Hole Shapes, *SAE Technical Paper*. 2013-01 1613, 2013.