

PORÓWNANIE EMISJI SADZY I TLENKU AZOTU PRZEZ SILNIK ZASILANY OLEJEM NAPĘDOWYM I RZEPAKOWYM ZA POMOCĄ MODELOWANIA W PROGRAMIE AVL FIRE

*Marek Klimkiewicz, Szymon Pankowski, Remigiusz Mruk, Karol Tucki
Katedra Organizacji i Inżynierii Produkcji
Szkoła Główna Gospodarstwa Wiejskiego w Warszawie*

Streszczenie. W artykule opisano badania symulacyjne przeprowadzone za pomocą oprogramowania AVL FIRE. W pracy podano czynności prowadzące do wykonania modelu symulacyjnego komory spalania silnika z zapłonem samoczynnym. W wyniku procesu modelowania utworzono animację odwzorowującą zachowanie tłoka oraz zmiany temperatury wtryskiwanego paliwa w zależności od kąta obrotu wału korbowego. Przeprowadzono symulację zjawisk zachodzących w komorze spalania podczas wtrysku i spalania paliwa o właściwościach fizycznych i składzie chemicznym, które odpowiadały właściwościom oleju napędowego, oraz paliwa o właściwościach odpowiadających olejowi rzepakowemu. Dla tych dwóch paliw przedstawiono wyniki symulacji emisji sadzy i tlenku azotu. Celem symulacji było uzyskanie informacji przydatnych w pracach nad opracowaniem komory spalania silnika przystosowanego do zasilania olejem rzepakowym.

Słowa kluczowe: emisja sadzy, emisja tlenku azotu, komora spalania, modelowanie, olej rzepakowy, silnik o zapłonie samoczynnym

Wstęp

Spalanie w silniku z zapłonem samoczynnym (ZS) analizowane jest głównie na podstawie takich kryteriów, jak: przebieg zjawisk fizyko-chemicznych, stechiometria spalania, kinetyka reakcji chemicznych, parametry termodynamiczne ładunku, powstawanie związków toksycznych w spalinach, powstawanie sadzy w spalinach, hałas towarzyszący spalaniu (Wajand i Wajand, 1993).

Rzeczywisty przebieg procesów tworzenia się i spalania mieszanki palnej uwarunkowany jest w głównej mierze konstrukcją komory spalania, która decyduje o podstawowych właściwościach eksploatacyjnych silnika i jego zastosowaniu. Budowa i kształt komory spalania decyduje o efektywności pracy silnika, jednostkowym zużyciu paliwa, koniecz-

nych właściwościach paliwa stosowanego jako źródło zasilania, emisji zanieczyszczeń w spalinach, elastyczności biegu i hałaśliwości związanej z pracą silnika.

Obecnie konstruuje się silniki z ZS z wtryskiem bezpośrednim, które charakteryzują się dużą sprawnością cieplną i niskim jednostkowym zużyciem paliwa. W silnikach tych najczęściej stosuje się płaską głowicę, a odpowiedni kształt komory uzyskuje się przez ukształtowanie denka tłoka, nadając mu kształt taki, aby uzyskać odpowiednie wymieszanie powietrza z paliwem rozpylanym przez rozpylacz wielootworowy przy wysokim ciśnieniu wtrysku (Wajand i Wajand, 1993).

Silniki z ZS w większości są projektowane przy założeniu, że paliwem będzie olej napędowy. Ze względu na wzrost ceny oleju napędowego oraz ochronę środowiska naturalnego wzrosło zainteresowanie zastosowaniem nieprzetworzonego oleju rzepakowego do zasilania silników spalinowych. Proces produkcji oleju rzepakowego jest bezodpadowy, gdyż pozostałe po tłoczeniu wytloki rzepakowe mogą być wykorzystane do karmienia bydła (Drosio i in., 2011). Aby zastosować olej rzepakowy jako paliwo do silników o zapłonie samoczynnym należy uwzględnić jego odmienne właściwości fizyczne i chemiczne w porównaniu z olejem napędowym. Wiele publikacji opartych na badaniach eksploatacyjnych potwierdza możliwość stosowania oleju rzepakowego lub innego oleju pochodzenia roślinnego do zasilania silników z ZS po modyfikacji właściwości oleju (głównie lepkości), przez zmieszanie go z olejem napędowym (Nwafor i Rice, 1996; He i Bao, 2003) lub przez podgrzewanie (zastosowanie instalacji dwupaliwowych – uruchamianie silnika na oleju napędowym, a po nagraniu silnika zasilanie go olejem rzepakowym) (Dzieniański, 2006; Wcisło, 2003; Klimkiewicz, 2010). Niektórzy autorzy sygnalizują problemy wynikające z zasilania silnika nieprzetworzonym olejem rzepakowym związane z tworzeniem się nagarów w komorze spalania i na końcówkach wtryskiwaczy oraz innymi usterkami aparatury paliwowej (Dzieniański, 2006), a także koniecznością częstszej wymiany oleju silnikowego (Thunke i in., 2009). Duża lepkość oleju rzepakowego i jego napięcie powierzchniowe mają bezpośredni wpływ na rozpylanie. Krople oleju rzepakowego o średnicy Sautera kilkakrotnie wyższej niż dla oleju napędowego powodują wzrost zasięgu rozpylonej strugi, co może powodować ich niespalenie i osiadanie na ściankach cylindra, i w rezultacie przenikanie do oleju silnikowego w skrzyni korbowej (Sapiński, 1999). Olej w silniku ulega wtedy przyspieszonemu starzeniu, gdyż olej rzepakowy, który najpierw rozcieńcza olej silnikowy, podlega następnie procesowi polikondensacji, zwiększając swą lepkość.

Jednym ze sposobów rozwiązania problemu zasilania silnika z ZS olejem roślinnym jest modyfikacja komory spalania. Optymalny kształt komory spalania jest opracowywany z uwzględnieniem parametrów silnika, takich jak: stopień sprężania, parametry wtryskiwacza oraz parametry stosowanego paliwa. Problemy związane z zastosowaniem nieprzetworzonego oleju rzepakowego wymagają prowadzenia prac badawczych eksperymentalnych i wspomagania ich badaniami symulacyjnymi z wykorzystaniem oprogramowania komputerowego. Bardzo przydatnym narzędziem zmniejszającym koszty badań stanowiskowych może być program symulacyjny AVL Fire. Uzyskane wyniki z modelowania są jednak tylko przybliżeniem zjawisk rzeczywistych, zachodzących w czasie procesu tworzenia mieszanki i spalania, i wymagają weryfikacji eksperymentalnej.

Symulacja funkcjonowania silnika tłokowego jest bardzo trudnym zagadnieniem ze względu na występujące w silniku przepływy ściśliwych gazów: turbulentne, nieustalone,

cykliczne oraz czasowo i przestrzennie niestacjonarne (Rychter i Teodorczyk, 1990). Wszelkie wyniki otrzymywane z jakichkolwiek obliczeń komputerowych służyć mogą jedynie jakościowej ocenie symulowanego numerycznie zjawiska. Niemożliwe jest uzyskanie zgodności ilościowej z powodu wielu uproszczeń czynionych w toku tworzenia modeli fizycznych i matematycznych, skończonej dokładności obliczeń wykonywanych przez komputery oraz dyskretyzacji przestrzeni obliczeniowej (Teodorczyk i Wysga, 1998).

Cel i zakres pracy

Przedmiotem badań była komora spalania silnika ZS Farymann 18 W, na którym prowadzono badania eksperymentalne w laboratorium Katedry Organizacji i Inżynierii Produkcji Szkoły Głównej Gospodarstwa Wiejskiego w Warszawie. Celem pracy było wygenerowanie modelu geometrycznego komory spalania czterosurowego silnika ZS za pomocą programu AVL Fire z pakietu AVL-AST i uzyskanie przydatnych informacji do prac nad jej modyfikacją, w celu przystosowania silnika do zasilania olejem rzepakowym.

Zakres pracy obejmował utworzenie siatki geometrycznej modelu komory spalania i stworzenie animacji 3D wtrysku paliwa do komory. Przeprowadzono też symulację zjawisk zachodzących podczas procesu wtrysku i spalania płynów o właściwościach oleju napędowego i oleju rzepakowego. Za pomocą badań symulacyjnych dokonano porównania emisji sadzy i tlenków azotu przez silnik z ZS zasilany paliwem o właściwościach oleju napędowego i oleju rzepakowego.

Proces modelowania

Modelowanie przeprowadzono za pomocą programu AVL Fire v 2010 firmy AVL GmbH. AVL Fire jest programem symulacyjnym z dziedziny obliczeniowej mechaniki płynów (CFD – Computational Fluid Dynamics). Aplikacje z zakresu CFD dają możliwość uzyskania szczegółowych danych związanych z przepływem masy płynu (rozkład pola prędkości i pola ciśnienia), ruchu ciepła (pole temperatury) i przemian fizyko-chemicznych. Realizuje się to dzięki numerycznemu rozwiązywaniu równań zachowania masy, pędu i energii płynu, a następnie ich dyskretyzacji przy użyciu metody objętości skończonych lub metody różnic skończonych.

Tworzenie siatki obliczeniowej odbywa się na podstawie sparametryzowanych, dwuwymiarowych krzywych. Można w ten sposób opisać komorę spalania i wtryskiwacz.

Najpierw określono główne parametry silnika i ruchu tłoka. Przyjęto parametry silnika Farymann 18 W, na którym prowadzono badania eksperymentalne. Jest to jednocyldrowy silnik ZS z wtryskiem bezpośrednim. Parametry silnika podano w tabeli 1. W głowicy silnika zamontowany jest wtryskiwacz z sześciootworowym rozpylaczem o średnicy otworków 0,22 mm i kącie stożka wtryskiwanego paliwa 150°. Ciśnienie wtrysku wynosi 200 MPa (silnik zasilany za pomocą układu Common Rail).

Tabela 1

Dane techniczne silnika Farymann 18 W

Table. 1

Technical data of the engine Farymann 18 W

Typ silnika	18W
Model	pionowy
Liczba cylindrów	1
Średnica cylindra (mm)	82
Skok tłoka (mm)	55
Pojemność skokowa (cm ³)	290
Moc maksymalna/3000 (obr·min ⁻¹) (kW)	5,20 - IFN-ISO (DIN 6271)
Maksymalny moment obrotowy/2400 (obr·min ⁻¹) (Nm)	16,7
Maksymalna prędkość obrotowa (obr·min ⁻¹)	3600
Średnia prędkość tłoka/3000 (obr·min ⁻¹) (m·s ⁻¹)	5,5
Stopień sprężania	1:19,1

Narzędzie do tworzenia siatek geometrycznych (Mesher) umożliwiło wygenerowanie siatek geometrycznych. W kroku tym zadano liczbę warstw granicznych, grubość warstwy granicznej, zakresy kąta obrotu wału korbowego oraz średni rozmiar komórki. Warstwa graniczna to przeważnie cienka warstwa położona przy samej ścianie. Zjawiska, które zachodzą w otoczeniu warstwy granicznej, mają decydujący wpływ na wielkość oporu hydrodynamicznego ruchu brył w środowisku płynu.

Warunki pracy silnika określono za pomocą drzewa Solvera. Program posiada wstępnie zdefiniowane uniwersalne tryby pracy, co pozwala na inicjację obliczeń symulacyjnych. Można wybrać tryby: stanów ustalonych, nieustalonych i tryb obrotu wału korbowego. Do obliczeń wybrano tryb obrotu wału korbowego, wprowadzając takie parametry, jak: początkowa wartość kąta obrotu wału korbowego, końcowa wartość kąta obrotu wału korbowego i prędkość obrotowa wału korbowego.

Dalej wybrano następujące opcje programu: ogólne reakcje w fazie gazowej, spalanie, emisja, rozpylanie, warstwa przyścienna, funkcje użytkownika, sprzężenie CFD_FEA (FEA ang. – Finite Element Analysis) – analiza elementów skończonych.

Następnie ustalono właściwości płynu znajdującego się w obszarze objętościowym modelu. Określono też warunki początkowe, takie jak: ciśnienie, temperatura, energia kinetyczna, wskaźnik rozpraszania oraz objętości poszczególnych elementów (cylindra, kanałów dolotowych, kanałów wylotowych).

W badaniach przyjęto między innymi następujące założenia:

- stałe temperatury ścianek głowicy 580 K, tulei cylindrowej 470 K, tłoka 585 K, kanału dolotowego 385 K, kanału wylotowego 590 K,
- model turbulencji k-epsilon,
- lepkość kinematyczna oleju napędowego $2,87 \text{ mm}^2 \cdot \text{s}^{-1}$,
- gęstość oleju napędowego $836 \text{ kg} \cdot \text{m}^{-3}$,
- lepkość kinematyczna oleju rzepakowego $36,7 \text{ mm}^2 \cdot \text{s}^{-1}$,
- gęstość oleju rzepakowego $920 \text{ kg} \cdot \text{m}^{-3}$,
- siła grawitacji skierowana w stronę denka tłoka.

Symulacja została przeprowadzona przy użyciu funkcji Transient (stan nieustalony). Oznacza to, że parametry przepływu czynnika są zmienne w czasie. Warunki brzegowe, jakie przyjęto dla pracy silnika, są następujące:

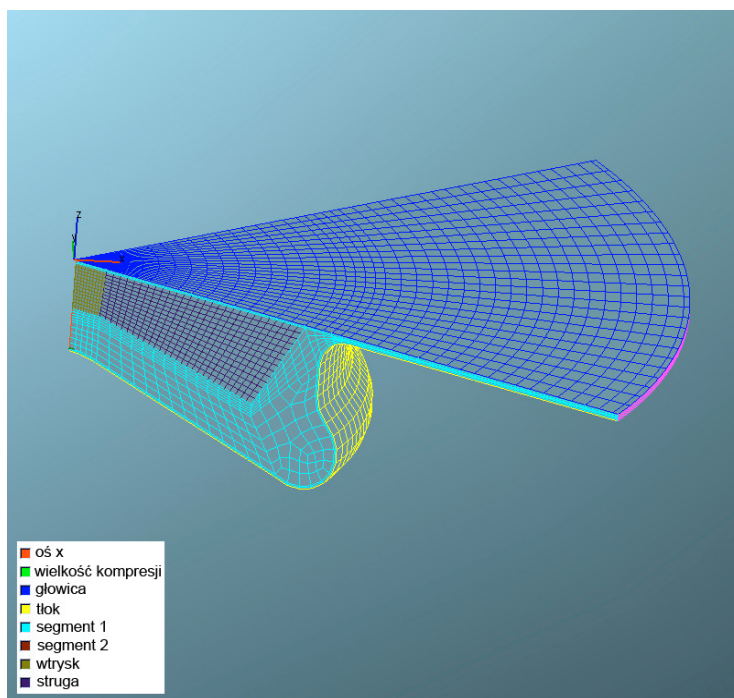
- prędkość obrotowa $2000 \text{ obr} \cdot \text{min}^{-1}$,
- ciśnienie na dolocie $0,08 \text{ MPa}$,
- ciśnienie na wylocie $0,1 \text{ MPa}$.

Zakres symulacji został ustawiony w granicach 540-800 stopni obrotu wału korbowego ($^{\circ}$) OWK. Przyjęto wielkość kroku obliczeniowego $10 (^{\circ})$ OWK.

W następnym kroku dobrano parametry dyskretyzacji, wybrano sposób obliczania wartości granicznych, dobrano metodę obliczania pochodnych, określono granice wykorzystywanych do obliczeń zmiennych oraz wywołano komendę sprawdzania i regulowania komórek siatki.

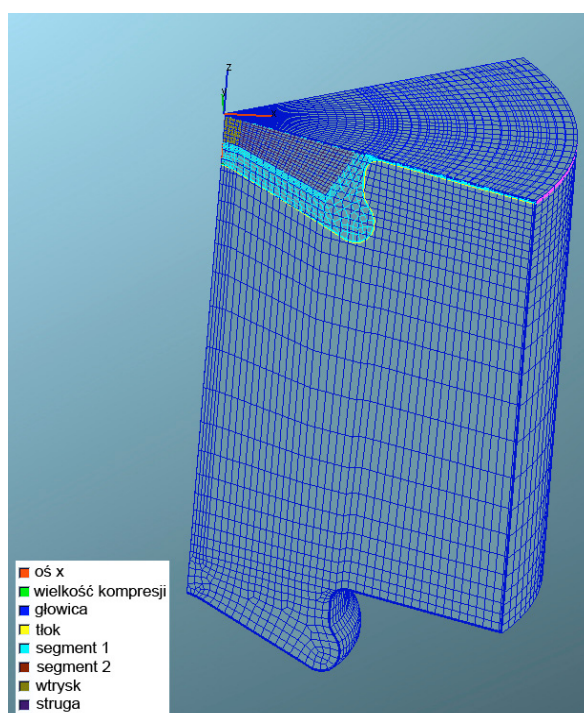
Korekty równań użytych w trakcie obliczeń dokonano za pomocą modułu Equation control, zmieniając wartości odpowiednich współczynników (m.in.: pędu, ciśnienia, energii kinetycznej, wskaźnika rozpraszania energii, źródła masy, lepkości). Każdorazowa zmiana współczynnika wiązała się z koniecznością przeprowadzenia ponownych obliczeń.

Na rysunku 1 przedstawiono siatkę geometryczną komory spalania wygenerowaną za pomocą aplikacji Fire ESE Diesel.



Rysunek 1. Widok wygenerowanego wycinka siatki geometrycznej komory spalania
Figure 1. The view of the generated geometry of the mesh slice of the combustion chamber

Aby można było wprawić w ruch wygenerowaną siatkę modelu komory spalania (tłoka), należało ją opisać, definiując wszystkie powierzchnie siatki oraz jej objętości. Spowodowało to wyodrębnienie poszczególnych elementów składowych modelu, kanałów wlotowych i wylotowych, części stałych oraz ruchomych. Każdemu elementowi przyporządkowano odmienny kolor pozwalający na łatwe zidentyfikowanie pojedynczych obszarów. Następnym krokiem było zaimplementowanie wartości kątowych obrotu wału korbowego i w ten sposób uzyskano ruch siatki (rys. 2).



Rysunek 2. Widok siatki po zaimplementowaniu wartości kątowych obrotu wału korbowego
Figure 2. The view of the mesh with the implemented movement angle of rotation of the crankshaft

Za pomocą modułu IMPRESS można wizualizować przekroje tworzone przy użyciu dowolnej liczby płaszczyzn, profile tworzone wzdłuż krzywych lub krawędzi siatki oraz linie opływowe lub strugi wtrysku tworzone przez zadanie parametrów cząsteczkom strugi. Korzystając z wyżej wymienionych funkcji, zapisano wyniki symulacji w postaci obrazów. Do animacji modelowanej komory spalania wykorzystano siatkę powierzchniową oraz zdefiniowane przekroje i strugę. Film utworzono za pomocą funkcji Animation. Poszczególne klatki filmu (wygenerowane obrazy) pokazują położenie tłoka oraz zmiany temperatury wtryskiwanego paliwa w zależności od kąta obrotu wału korbowego (rys. 3). Używanie modelu poprzedzone było wieloma próbami. Niektóre obliczenia symulacyjne trwały po kilka dni.

Rysunek 3. Wybrane widoki modelu komory spalania i wtrysku paliwa przedstawiające przepływy temperaturowe w zależności od kąta obrotu wału korbowego (kolorami wskazano temperaturę wtryskiwanego paliwa w K)

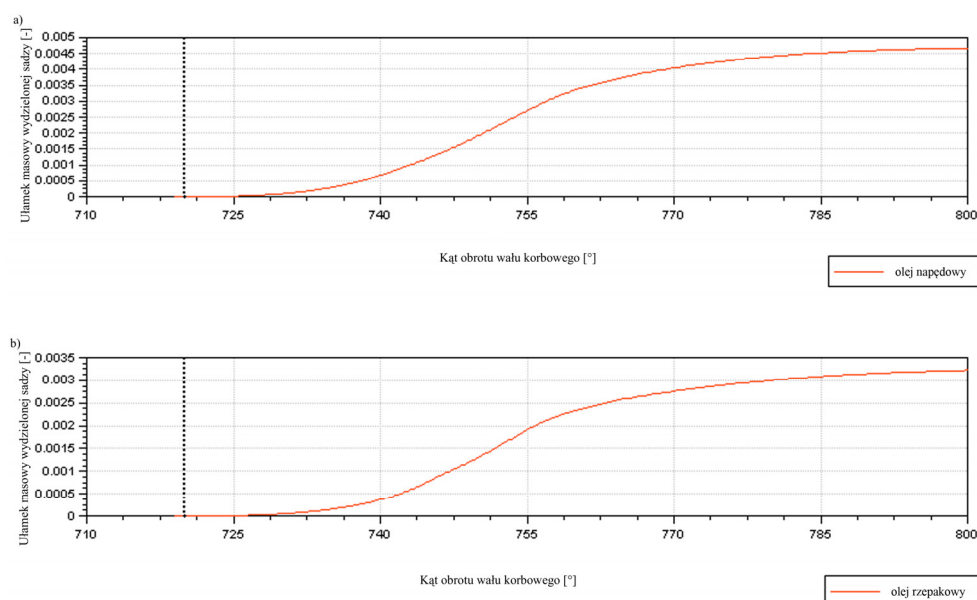
Figure 3. Selected views of the combustion chamber and fuel injection presenting the flow temperature depending on the angle of rotation of the crankshaft (colors indicated the temperature of injected fuel in K)

Po tych krokach można było rozpocząć proces obliczeń symulacyjnych. Moduł ESE Diesel Analyser pozwala na analizę uzyskanych wyników podczas symulacji procesów zachodzących w silniku. Przeprowadzono symulację zjawisk zachodzących podczas wtrysku i spalania paliwa w komorze spalania dla płynu o właściwościach fizycznych i składzie chemicznym odpowiadającym właściwościom oleju napędowego oraz dla płynu o właściwościach oleju rzepakowego. Po przeprowadzeniu obliczeń symulacyjnych uzyskano bardzo dużo wykresów opisujących zjawiska związane z rozpylaniem paliwa (średnice kropeł rozpylanego paliwa), wywiązywaniem się ciepła, narastaniem ciśnienia w komorze oraz emisji spalin w funkcji kąta obrotu wału korbowego.

Szczególnie interesujące jest porównanie emisji szkodliwych substancji uzyskanych w procesie symulacji, przez silnik zasilany olejem napędowym i nieprzetworzonym olejem rzepakowym. W silnikach z ZS najgroźniejszymi składnikami spalin są cząstki stałe i tlenki azotu.

Sadza jest głównym składnikiem nierozpuszczalnej fazy cząstek stałych w gazach spalinowych silników z zapłonem samoczynnym. Sadza bardzo dobrze adsorbuje produkty niepełnego spalania paliwa i oleju silnikowego. Szczególnie groźne są cząstki stałe o bardzo małej średnicy, które wdychane przez człowieka wykazują działanie mutagenne i nowotworowe. Na rysunku 4 przedstawiono wartości emisji sadzy w komorze spalania

w funkcji obrotu wału korbowego, uzyskane w procesie symulacji. Istnieje wiele hipotez dotyczących tworzenia sadzy (Bocheński, 2005). Sadza powstaje głównie w tych obszarach komory spalania, gdzie występuje niedobór tlenu i wysokie temperatury.

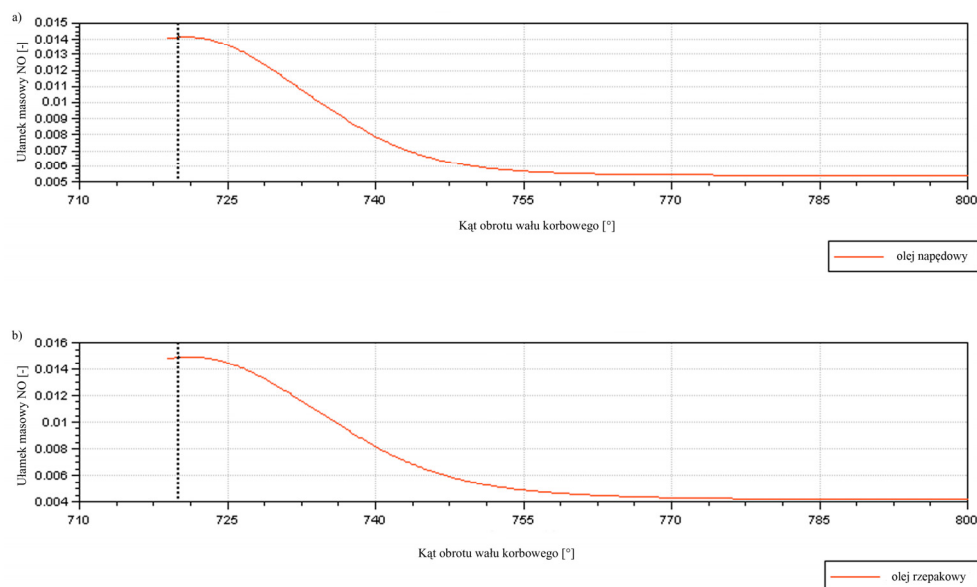


Rysunek 4. Wartości emisji sadzy w komorze spalania w funkcji obrotu wału korbowego uzyskane w procesie symulacji: a) dla płynu o właściwościach oleju napędowego, b) dla płynu o właściwościach oleju rzepakowego

Figure 4. The value of soot emission in the combustion chamber as a function of rotation of the crankshaft resulting in the simulations: a) for the fluid having properties of diesel oil, b) for the fluid having properties of rapeseed oil

Przy założonych warunkach symulacji wartość ułamka masowego wydzielonej sadzy w komorze spalania dla płynu o właściwościach oleju rzepakowego była niższa niż dla płynu o właściwościach oleju napędowego, w całym badanym zakresie kąta obrotu wału korbowego.

Na rysunku 5 przedstawiono emisję tlenku azotu NO. Tlenki azotu emitowane przez silniki o zapłonie samoczynnym określane ogólnie jako NO_x są bardzo uciążliwe dla środowiska. Prawie cała ilość tlenków azotu w spalinach silników z ZS pochodzi z utleniania azotu zawartego w powietrzu. Intensywne tworzenie się NO następuje we wczesnym okresie spalania ze względu na wysoką temperaturę, wysokie ciśnienie oraz długi czas reakcji. W warunkach wysokiej temperatury i wysokiego ciśnienia azot reaguje z tlenem, tworząc tlenek azotu (NO) oraz niewielką ilość dwutlenku azotu (NO₂) i podtlenku azotu (N₂O). Tlenek azotu w organizmie ludzkim reaguje z hemoglobina, a dwutlenek azotu powoduje zwyrodnienie mięśnia sercowego, osłabienie tętna i obrzęk płuc.



Rysunek 5. Wartości emisji tlenku azotu NO w komorze spalania w funkcji obrotu wału korbowego, uzyskane w procesie symulacji: a) dla płynu o właściwościach oleju napędowego, b) dla płynu o właściwościach oleju rzepakowego

Figure 5. The value of nitric oxide NO emission in the combustion chamber as a function of crankshaft rotation, obtained from the simulations: a) for the fluid having properties of diesel oil, b) for the fluid having properties of rapeseed oil

Przy założonych warunkach symulacji, wartość ułamka masowego wydzielonego tlenku azotu NO w komorze spalania, w początkowej fazie spalania dla płynu o właściwościach oleju rzepakowego, była wyższa od tej dla płynu o właściwościach oleju napędowego. Dla wyższych wartości kąta obrotu wału korbowego wartość ułamka masowego wydzielonego tlenku azotu NO w komorze spalania dla płynu o właściwościach oleju rzepakowego była niższa niż dla płynu o właściwościach oleju napędowego.

Wartości liczbowe wyników badań zawartości cząstek stałych i tlenku azotu w spalinach emitowanych przez silniki zasilane olejem rzepakowym, które można znaleźć w literaturze, znacznie się różnią między sobą. Przyczyną tego są różne metodyki pomiarowe i różne konstrukcje badanych silników. Zawartość emisji tych substancji przedstawia się na tle charakterystyk prędkościowych, obciążeniowych, stosuje się test 13 punktowy (ECE R49) oraz podaje się wyniki z badań eksploatacyjnych.

Badania przeprowadzone na stanowisku badawczym z zastosowaniem jednocyldrowego, badawczego, szybkoobrotowego, wolnossącego silnika z ZS o bezpośrednim wtrysku paliwa i mocy nominalnej 23 kW wykazały, że zastosowanie zamiast oleju napędowego oleju rzepakowego powoduje wzrost zawartości cząstek stałych, niezależnie od przyjętego kąta początku wtrysku paliwa i stopnia sprężania. Przy ustawieniach param-

trów początku wtrysku paliwa i stopnia sprężania zalecanych przez producenta silnika zastosowanie jako paliwa oleju rzepakowego zamiast oleju napędowego spowodowało wzrost emisji cząstek stałych o około 80% (Cisek i in., 2011).

Natomiast przy badanych kątach początku wtrysku paliwa i stopniach sprężania, po zastosowaniu oleju rzepakowego obserwowano zmniejszenie emisji tlenków azotu. Przy ustawieniach zalecanych przez producenta zawartość NO_x w spalinach, po zastosowaniu oleju rzepakowego zamiast oleju napędowego, zmniejszyła się blisko o 20%.

Badania eksploatacyjne przeprowadzone na dwóch ciągnikach rolniczych z silnikami zasilanymi olejem rzepakowym wykazały, że emisja cząstek stałych była niższa od emisji uzyskiwanej przy zastosowaniu oleju napędowego, a emisja NO_x była wyższa maksymalnie o 10% od emisji uzyskiwanej przy zastosowaniu oleju napędowego (Thuncke i in., 2009).

Z kolei badania stanowiskowe na jednocyldrowym silniku z ZS o bezpośrednim wtrysku, którego parametry uwzględniono w przedstawionym modelu symulacyjnym wykazały, że emisja tlenków azotu przez silnik zasilany olejem rzepakowym i napędowym była na zbliżonym poziomie (Klimkiewicz i in., 2012).

Podsumowanie

Ze względu na potrzebę zmniejszenia zużycia paliwa oraz potrzebę obniżenia toksyczności spalin w celu ochrony środowiska naturalnego dąży się do optymalizacji procesów spalania w silniku o zapłonie samoczynnym. Zadanie to mogą ułatwić programy z zakresu obliczeniowej (numerycznej) mechaniki płynów CFD do symulacji zjawisk zachodzących podczas wtrysku i spalania paliwa. Przedstawiony model symulacyjny, pomimo wprowadzenia wielu uproszczeń, pokazuje przebieg procesów podczas pracy silnika. Może więc ułatwić wybór rozwiązania konstrukcyjnego i stanowić podstawę do przystosowania silnika na inny rodzaj paliwa, np. olej rzepakowy. Wykorzystanie programu AVL Fire do testowania wpływu zmian parametrów pracy silnika na proces wtrysku paliwa i spalania może zmniejszyć liczbę prób eksperymentalnych na rzeczywistym silniku.

Z przeprowadzonej symulacji zjawisk zachodzących podczas 1-etapowego wtrysku paliwa za pomocą jednego z podstawowych programów obliczeniowych, jakim jest program AVL Fire, uzyskano informacje o emisji cząstek stałych i tlenku azotu przy wprowadzonych warunkach brzegowych i założeniu, że paliwem będzie olej napędowy albo olej rzepakowy. Oczekiwano różnych wartości emisji szkodliwych substancji po zastosowaniu oleju napędowego i oleju rzepakowego. Przesłanką do takich oczekiwań są różne właściwości chemiczne i fizyczne tych paliw. Wyniki emisji cząstek stałych uzyskane z symulacji wskazują, że zastosowanie jako paliwa oleju rzepakowego powinno przyczynić się do zmniejszenia zawartości cząstek stałych w paliwie. Na podstawie danych z literatury nie można jednak jednoznacznie stwierdzić, że zastosowanie jako paliwa oleju rzepakowego przyczyni się do zmniejszenia emisji cząstek stałych, a więc i sadzy, gdyż podawane wyniki znacznie się różnią.

Wyniki symulacji emisji tlenku azotu podczas spalania oleju rzepakowego i napędowego są zbliżone do tych, które uzyskano na podstawie badań stanowiskowych. Dane literaturowe natomiast, także w tym wypadku, nie pozwalają jednoznacznie stwierdzić, czy zasto-

sowanie oleju rzepakowego do zasilania silników z ZS przyczyni się do zmniejszenia emisji tlenku azotu.

Badania symulacyjne procesów zachodzących podczas tworzenia mieszaniny palnej i spalania, choć nie dają dokładnych wyników liczbowych, mogą być pomocne przy rozwiązaniu problemów konstrukcyjnych, związanych z zastosowaniem nieprzetworzonego oleju rzepakowego do zasilania silników o zapłonie samoczynnym.

Literatura

- Bocheński, C. (2005). *Paliwa i oleje smarujące w rolnictwie*. Warszawa, Wydaw. SGGW, ISBN 83-7244-717-9.
- Cisek, J.; Weisło, G.; Sędzik, (M. Klimkiewicz, M.; Bocheński, C. kier. projektu), (2011). *Zastosowanie surowego oleju rzepakowego jako paliwa do silników wysokoprężnych ciągników i pojazdów rolniczych*. Raport z realizacji projektu rozwojowego R10 037 03. Warszawa, WIP SGGW.
- Drosio, A.; Klimkiewicz, M.; Mruk, R. (2011), Energetic and Technical analysis of Winter Rapeseed production Technology. *MOTROL*, 13, 100-110.
- Dzieniszewski, G. (2006). *Analiza możliwości zasilania silnika Diesla surowym olejem rzepakowym*. *Inżynieria Rolnicza*, 12(87), 117-125.
- He, Y.; Bao, Y.D. (2003). Study on rapeseed oil as alternative fuel for a single-cylindre diesel engine. *Renewable Energy*, 28, 1447-1453.
- Klimkiewicz, M.; Jobbágy, J.; Simonik, J. (2010). Analiza czynników warunkujących efektywną pracę silnika o zapłonie samoczynnym na nieprzetworzonym oleju rzepakowym. *Współczesne zagadnienia rozwoju sektora energetycznego i rolniczego* (w): Borowski, Klimkiewicz, Powalka). Warszawa, Wydaw. SGGW, ISBN 978-83-7583-194-8.
- Klimkiewicz, M.; Mruk, R.; Oleszczak P. (2012). Experimental test of Common rail diesel engine supplied with diesel fuel – rape seed oil mixtures. *Journal of KONES Powertrain and Transport*, Vol. 19, 3, 213-224.
- Nwafor, O.M.I.; Rice, G. (1996). Performance of Rapeseed Oil Blends in a Diesel Engine. *Applied Energy*, Vol. 54, 4, 345-354.
- Rychter, T.J.; Teodorczyk, A. (1990). *Modelowanie matematyczne roboczego cyklu silnika tłokowego*. Warszawa, PWN, ISBN 83-01-09642-X.
- Sapiński, A. (1999). Spalanie olejów roślinnych w silniku o zapłonie samoczynnym. 25th *International Conference on Combustion Engines*. KONES'99, Zakopane, 194-204.
- Teodorczyk, T.; Wysga P. (1998). Symulacje komputerowe procesów spalania w silnikach tłokowych, Materiały II Krajowego Sympozjum pt. *Komputerowe systemy wspomagania prac inżynierskich w przemyśle i transporcie*, Zakopane, 396-409.
- Thuncke, K.; Gassner, Th.; Ember, P. (2009). Czy olej rzepakowy to nadal alternatywa Energia odnawialna. *AGROmechanika*, 3, 55-58.
- Wajand, J.A.; Wajand, J.T. (1993). *Tłokowe silniki spalinowe. Średnio i szybkoobrotowe*. Warszawa, WN-T, ISBN 83-204-1446-6.
- Weisło, G. (2003). *Możliwości zasilania olejem rzepakowym silników wysokoprężnych w pojazdach rolniczych*. *Inżynieria Rolnicza*, 10(52), 43-49.

COMPARISON OF THE CARBON BLACK AND NITRIC OXIDE EMISSION IN THE DIESEL AND RAPESEED ENGINE BY MEANS OF MODELING IN AFL FIRE PROGRAMME

Abstract. This paper describes research carried out by means of simulation software AVL FIRE. The paper presents detailed steps leading to the implementation of the simulation model of the self-ignition combustion chamber. As a result of the modeling process an animation was created which shows the behavior of the piston and the fuel injection temperature changes depending on the angle of rotation of the crankshaft. The simulation of the phenomena occurring during injection and combustion in the combustion chamber was conducted for the fluid of physical properties and chemical composition corresponding to the properties of diesel fuel and for the fluid with properties corresponding to the rapeseed oil. Simulation results of the carbon black and nitric oxide emission were presented for these two fuels. The aim of this study was to obtain information of the combustion chamber of the diesel engine adapted for feeding with rapeseed oil.

Key words: combustion chamber, diesel engine, modeling, nitrogen oxide emissions, rapeseed oil, soot emissions

Adres do korespondencji:

Marek Klimkiewicz; e-mail: marek_klimkiewicz@sggw.pl
Katedra Organizacji i Inżynierii Produkcji
Szkoła Główna Gospodarstwa Wiejskiego w Warszawie
ul. Nowoursynowska 166
02-787 Warszawa