

Konrad PIETRYKOWSKI
Łukasz GRABOWSKI
Rafał SOCHACZEWSKI
Mirosław WENDEKER

PTNSS–2013–SC–073

The CFD model of the mixture formation in the Diesel dual-fuel engine

Abstract: The operation of the Diesel engine becomes cheaper when such an engine is converted to run on a Diesel oil and natural gas. However, if a gaseous fuel is directly injected into an intake system, the amount of a Diesel fuel to be replaced by a gaseous fuel is limited. This is due to the increased emissions of toxic compounds in exhaust gases and the risk of knocking as a result of entering an unburnt amount of a gaseous fuel into an exhaust system and a negligible mixture stratification in a combustion chamber. The direct injection of a gaseous fuel into the combustion chamber is an alternative method. The paper studies mixture formations for an indirect and direct gaseous fuel injection in an AVL FIRE 3D model of a dual-fuel Diesel engine.

Keywords: Diesel engine, dual-fuel engine, CFD

Model CFD procesu tworzenia mieszanki w silniku Diesla zasilanym dwupaliwowo

Streszczenie: Konwersja silnika diesla na zasilanie dwupaliwowe olejem napędowym i gazem ziemnym wiąże się ze zmniejszeniem kosztów eksploatacji. Jednakże w przypadku pośredniego wtrysku gazu do układu dolotowego pojawiają się ograniczenia w ilości zastąpienia oleju napędowego paliwem gazowym. Związane jest to ze zwiększoną emisją składników toksycznych spalin oraz z zagrożeniem wystąpienia spalania stukowego. Wynika to m.in. z przedostawania się niespalonego gazu do układu wylotowego spalin oraz z małym uwarstwieniem mieszanki w komorze spalania. Alternatywą dla takiego sposobu zasilania jest wtrysk bezpośredni gazu do komory spalania. W artykule przedstawiono wyniki badań trójwymiarowego modelu dwupaliwowego silnika diesla z wykorzystaniem oprogramowania AVL FIRE. Wykonano analizę procesu tworzenia mieszanki w silniku zasilanym pośrednim i bezpośrednim wtryskiem gazu.

Słowa kluczowe: silnik diesla, silnik dwupaliwowy, CFD

1. Wprowadzenie

Przystosowanie pojazdu z silnikiem diesla do zasilania paliwem gazowym jest bardziej skomplikowane i kosztowne w porównaniu z konwersją pojazdu z silnikiem o zapłonie iskrowym. Przyczyną jest niezdolność samozapłonu paliw gazowych w warunkach termicznych panujących w komorze spalania silnika. W silnikach o zapłonie iskrowym początek spalania zapewnia układ zapłonowy, niewystępujący w silniku o zapłonie samoczynnym. Drugi problem to brak regulacji ilościowej mieszanki w silnikach diesla. Dla małego obciążenia mieszanka jest zbyt rozrzedzona (co powoduje brak spalania), w warunkach dużego obciążenia zbyt zagęszczona (co wywołuje spalanie stukowe) [4, 5].

W przypadku silników o ZS istnieją dwa podejścia do zasilania ich paliwem gazowym. W pierwszym przypadku następuje przystosowanie silnika diesla do realizacji procesu spalania jak w silniku o zapłonie iskrowym. Jest to skomplikowane i kosztowne, ponieważ poza zamontowaniem instalacji gazowej modyfikacjom, i to znacznym, podlega sama konstrukcja silnika. W miejsce wtryskiwaczy oleju napędowego wmontowane są świece iskrowe, komora spalania

zostaje odprężona, natomiast układ dolotowy powietrza zasilającego zaopatrzony w moduł przepustnicy. Zastosowanie świec iskrowych wymusza doposażenie silnika w kompletny układ zapłonowy. Modyfikacji ulega cała głowica silnika, co znacznie podraża koszty takiej inwestycji. Takie podejście do problemu sprawia, iż rozwiązanie jest ekonomicznie nieuzasadnione. Modernizacja silnika jest bardzo kosztowna a silnik diesla staje się silnikiem o zapłonie iskrowym zasilanym jednopaliwowo. Niestety modyfikacja obiegu termodynamicznego silnika powoduje spadek mocy nawet do 20% w porównaniu z silnikiem zasilanym olejem napędowym.

W drugim przypadku silnik diesla nie ulega modernizacji konstrukcyjnej i działa w układzie dwupaliwowym [1, 2]. W tym celu należy wyposażyć silnik w układ zasilania gazem ziemnym. Zapewnia on dostarczenie gazu do kolektora dolotowego silnika, w którym następuje tworzenie mieszanki palnej. Mieszanka powietrze-gaz dostarczana jest do poszczególnych cylindrów silnika, natomiast jej zapłon inicjowany jest wtryskiem niewielkiej dawki oleju napędowego, tzw. dawki pilotowej. W tym celu stosowane są układy mieszalnikowe lub wtryskowe paliwa gazowego do układu dolotowego silnika.

Za zastosowaniem układów mieszalnikowych przemawia prostota ich zastosowania i działania. Główną ich wadą jest niedokładność dozowania gazu. W przypadku zastosowania układu wtryskowego, wpływ na proces tworzenia mieszanki gazowo-powietrznej może mieć charakterystyka czasowo-kątowa procesu wtrysku gazu. Zbyt długi czas podawania paliwa gazowego (dłuższy od czasu otwarcia zaworu dolotowego) sprawia, że część paliwa gazowego dostanie się do komory spalania w następnym cyklu pracy silnika [8]. Natomiast zbyt wczesny wtrysk gazu sprawi, że część mieszanki przedostanie się do układu wylotowego silnika. Duże kąty współtworzenia zaworów stosowane w doładowanych silnikach diesla są przyczyną przepływu mieszanki paliwowo-powietrznej do układu wylotowego silnika i wzrostu poziomu emisji niespalonych węglowodorów. W takim przypadku paliwo gazowe staje się paliwem głównym. Zastosowanie dawki pilotowej wynika z niekorzystnych właściwości gazu do inicjowania samozapłonu. Gaz CNG charakteryzuje się większym zakresem palności mieszanki. W powtarzalny sposób możliwy jest do przeprowadzenia proces spalania mieszanek ubogich. Jednak dalsze zubażanie mieszanki będzie powodować wypadanie zapłonów, efektem czego będzie pogorszenie parametrów eksploatacyjnych silnika spalinowego. Z drugiej strony wysoki stopień sprężania silników diesla w połączeniu ze spalaniem bogatych mieszanek tworzy korzystne warunki do wystąpienia tzw. spalania stukowego [6].

Podstawowym problemem opisanego powyżej rozwiązania jest przepływ metanu do układu wylotowego podczas trwania procesu wymiany ładunku. Problem można ograniczyć dopasowując konstrukcję silnika (fazy rozrządu) oraz montując reaktor katalityczny w układzie wydechowym (rozwiązanie Volvo [3]).

Metodą na ograniczenie niepożądanych zjawisk jest zastosowanie bezpośredniego wtrysku paliwa CNG do komory spalania. W niniejszym artykule przedstawiono wyniki badań modelowych, które potwierdzają przyjęte założenia dotyczące zmiany realizacji procesu zasilania paliwem gazowym silnika o ZS.

2. Metodyka badań

W celu określenia wpływu sposobu wtrysku gazu CNG na uwarstwienie mieszanki wewnątrz komory spalania przeprowadzono badania modelowe CFD procesu napełniania i tworzenia mieszanki. Obliczenia wykonano w systemie AVL FIRE. W skład geometrii modelu wchodzi następujące elementy: komora spalania ograniczona powierzchniami głowicy, tłoka i cylindra oraz kanał dolotowy i wylotowy (Rys. 1). Siatka obliczeniowa, w zależności od kroku obliczeniowego, składa się

od 5,5 do 205 tys. objętości skończonych. Maksymalny rozmiar komórek przyjęto 2,5 mm.

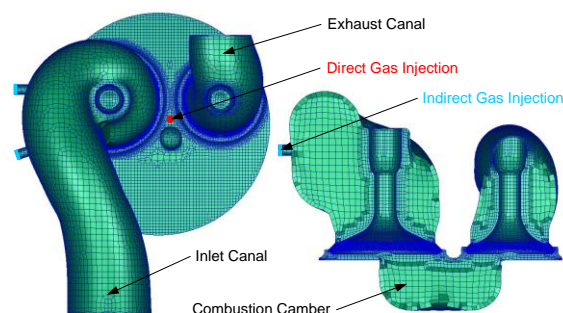


Fig. 1. Computational grid
Rys. 1. Siatka obliczeniowa

Geometria modelu została oparta na jednocylindrowym silniku o zapłonie samoczynnym, o pojemności skokowej 573 cm³. Szczegółowy opis obiektu badań oraz modelu znajduje się w pracy [7] gdzie poddano analizie proces tworzenia mieszanki w badanym silniku z pośrednim wtryskiem gazu.

W badaniach przyjęto następujące założenia:

- prędkość obrotów 1800 obr/min,
- ciśnienie na dolocie 100 kPa,
- ciśnienie na wylocie 100 kPa,
- temperatura ścianek:

tłoka	600 K,
cylindra	450 K,
głowicy	550 K,
kanału dolotowego	360 K,
- czynnikiem roboczym jest powietrze,
- przepływ jest ściśliwy i turbulentny (model turbulencji k-zeta-f),
- przez dysze wpływa 11,58 mg metanu,
- proces wtrysku trwa 2,77 ms (30 °OWK).

Obliczenia wykonano dla dwóch przypadków wtrysku gazu: przez dwie dysze wtryskowe umieszczone w przewodzie dolotowym (od 360 do 390 °OWK) oraz przez dyszę umieszczoną w głowicy (od 630 do 660 °OWK). W każdym z przypadków podawano taką samą masę paliwa. Ze względu na cel badań modelowych wykonano wyłącznie obliczenia procesu napełniania i sprężania kończąc symulację w GMP suwu sprężania (720 °OWK).

3. Wyniki badań

W wyniku przeprowadzenia badań symulacyjnych otrzymano przebiegi zmian masy paliwa oraz udziału masowego paliwa w komorze spalania oraz w układzie dolotowym (Rys. 2 i 5) jak również rozkłady paliwa w komorze spalania (Rys. 7) przedstawione do chwili poprzedzającej wtrysk oleju napędowego (20 °OWK przed GMP suwu sprężania).

Na rysunku 2 przedstawiono przebieg zmian masy paliwa w cylindrze, natomiast na rysunku 3

udział masowy paliwa. W przypadku wtrysku do przewodu dolotowego na początku suwu dolotu następuje gwałtowny wzrost masy metanu w przewodzie dolotowym. Początkowo paliwo nie wpływa do cylindra, ponieważ prędkość przepływu przez zawór dolotowy jest jeszcze za mała, a przed zaworem dolotowym znajduje się pewna ilość powietrza. Paliwo gromadzi się więc w przewodzie dolotowym i dopiero dla 375 °OWK zaczyna wpływać do cylindra.

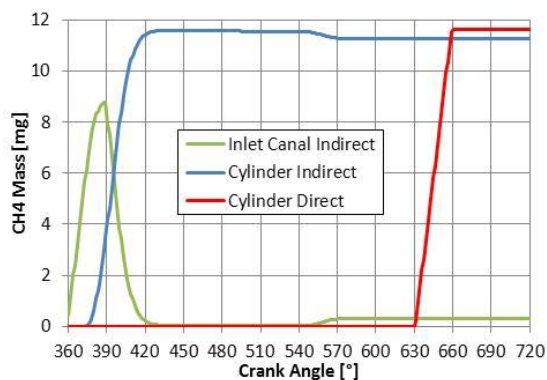


Fig. 2. Fuel mass in the inlet canal and in the cylinder for indirect and direct gas injection

Rys. 2. Masa paliwa w kanale dolotowym i w cylindrze dla pośredniego i bezpośredniego wtrysku gazu

Udział masowy paliwa początkowo gwałtownie rośnie i dla ok. 400 °OWK osiąga maksymalną wartość 0,091, później następuje proces rozrzedzania mieszanki przez wpływające powietrze. W momencie zakończenia procesu wtrysku (390 °OWK) masa paliwa w przewodzie dolotowym zaczyna maleć, a dla ok. 430 °OWK cała dawka paliwa znajduje się już w cylindrze.

Po przekroczeniu 540 °OWK rozpoczyna się suw sprężania i część ładunku zostaje wypchnięta z powrotem do kanału dolotowego. Zostanie ona znowu dostarczona do cylindra w następnym cyklu, pod warunkiem, że w okresie współtwarcia zaworów nie nastąpi bezpośredni przepływ z kanału dolotowego do kanału wylotowego. Takie zjawisko może spowodować nadmierny wzrost emisji niespalonych węglowodorów (HC) i jest jedną z wad zastosowania pośredniego wtrysku gazu do silnika diesla. W przypadku wtrysku bezpośrednio do komory spalania cała dawka paliwa zostaje wtrysnięta do komory spalania po zamknięciu zaworów.

Innym niekorzystnym zjawiskiem związanym z wtryskiem do przewodu dolotowego jest duża homogenizacja mieszanki w komorze spalania. Ze względu na duże wartości stopni sprężania stosowane w silnikach Diesla przy zasilaniu dwupaliwowym istnieje niebezpieczeństwo wystąpienia spalania stukowego. Z tego względu ilość dodawanego paliwa gazowego jest ograniczona, a przy dużych obciążeniach silnika konieczne jest przejście na zasilanie wyłącznie olejem napędowym. Przy jednoczesnej dużej

homogenizacji mieszanki może to przyczyniać się do pogorszenia procesu spalania i do lokalnego wygaszania płomienia. Prowadzi to z kolei do wzrostu emisji niespalonych węglowodorów.

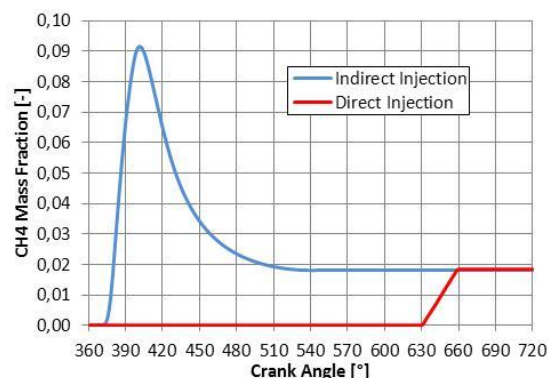


Fig. 3. Average fuel mass fraction in the cylinder for indirect and direct gas injection

Rys. 3. Średni udział masowy paliwa w cylindrze dla pośredniego i bezpośredniego wtrysku gazu

Na rysunkach 4 i 5 przedstawiono przebieg zmian minimalnego, średniego i maksymalnego udziału masowego paliwa gazowego w cylindrze. Ten sposób przedstawienia wyników dobrze pokazuje proces mieszania się gazu z powietrzem.

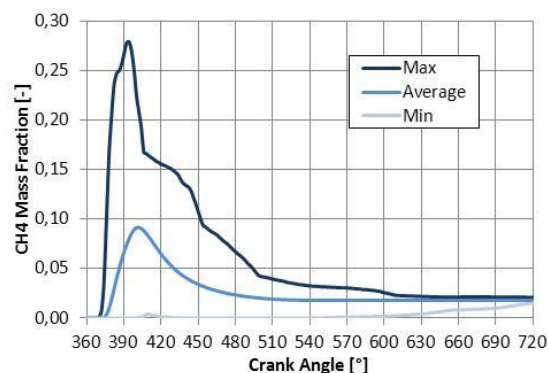


Fig. 4. Minimal, average and maximal fuel mass fraction in the cylinder for indirect gas injection

Rys. 4. Minimalny, maksymalny i średni udział masowy paliwa w cylindrze dla wtrysku pośredniego

W przypadku wtrysku pośredniego do 600 °OWK w cylindrze przez cały czas w pobliżu ścianek cylindra oraz głowicy występuje powietrze niez mieszana z paliwem (Rys. 6, 480 i 540 °OWK, niebieski kolor), a proces homogenizacji przebiega stopniowo. Dopiero po przekroczeniu 600 °OWK następuje nagle obniżenie się maksymalnej wartości udziału masowego oraz wzrost wartości minimalnej. Dobre wymieszanie paliwa z powietrzem jest skutkiem długiego czasu mieszania (ok. 320 °OWK) wewnątrz cylindra silnika diesla, w którym występuje silne zawirowanie ładunku.

W przypadku wtrysku bezpośredniego przez cały okres trwania procesu sprężania istnieje w komorze spalania miejsca, gdzie masowy udział paliwa jest bliski zeru. Są to obszary w pobliżu ścianki cylindra. Natomiast w komorze spalania

umieszczonej w tłoku przez cały czas znajduje się mieszanka bogata, której stężenie nie spada poniżej 0,065 (współczynnik nadmiaru powietrza wynosi ok. 0,9).

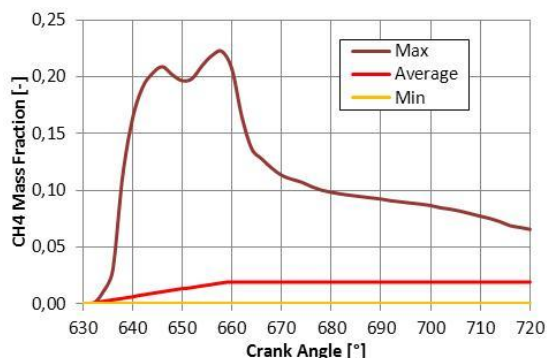


Fig. 5. Minimal, average and maximal fuel mass fraction in the cylinder for direct gas injection

Rys. 5. Minimalny, maksymalny i średni udział masowy paliwa w cylindrze dla wtrysku bezpośredniego

Dobre uwarstwienie paliwa wynika z dużego opóźnienia procesu wtrysku (okres mieszania się paliwa z powietrzem wynosi ok. 160 °OWK) oraz z odpowiedniego skierowania strugi paliwa wprost do komory spalania w tłoku.

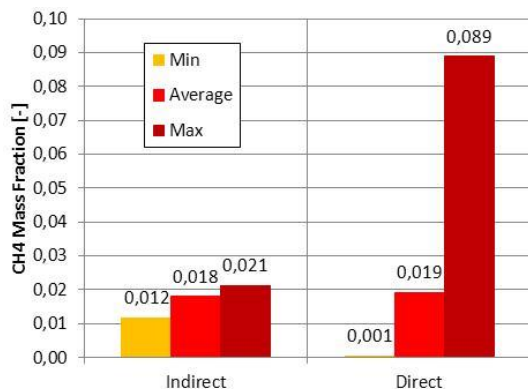


Fig. 6. Comparison of fuel mass fractions for 700 °OWK

Rys. 6. Porównanie udziałów masowych paliwa dla 700 °OWK

Na rysunku 6 przedstawiono porównanie udziałów masowych paliwa pod koniec suwu sprężania (700 °OWK). Bardzo mocne uwarstwienie mieszanki oraz jej lokalizacja w komorze spalania przypadku wtrysku bezpośredniego jest korzystna ze względu na duże prawdopodobieństwo wypalenia całej dawki paliwa.

4. Wnioski

Analiza wyników badań modelowych wtrysku gazu do silnika diesla wykazała możliwości poprawy emisyjności silnika poprzez zastosowanie wtrysku bezpośredniego (do komory spalania) zamiast pośredniego (do kanału dolotowego). Podczas gdy skutkiem wtrysku pośredniego jest duży stopień homogenizacji mieszanki, dla wtrysku bezpośredniego uzyskano dobre uwarstwienie oraz zlokalizowanie jej wyłącznie w komorze spalania

w tłoku. Taki rozkład paliwa stwarza dogodne warunki do szybkiego spalania całej dawki paliwa oraz zmniejsza ryzyko powstawania niespalonych węglowodorów. Skrócenie czasu spalania zmniejsza niebezpieczeństwo wystąpienia spalania stukowego przy podawaniu dużych ilości gazu w stosunku do oleju napędowego co skutkuje zmniejszeniem kosztów eksploatacji silnika.

Ponadto dla wtrysku bezpośredniego zrealizowanego podczas suwu sprężania nie występuje zjawisko wypychania paliwa do kanału dolotowego wywołane przepływem zwrotnym pod koniec procesu napełniania. Co w przypadku wtrysku pośredniego może skutkować przedostawaniem się paliwa do kanału wylotowego w okresie współotwarcia zaworów.

Innym korzystnym zjawiskiem wynikającym z zastosowania wtrysku bezpośredniego jest wyeliminowanie spadku stopnia napełniania cylindra będącego skutkiem zastępowania części powietrza wpływającego do cylindra przez rozprężający się gaz wtryskiwany do kanału dolotowego.

Pomimo dobrze rokujących wyników badań istnieją pewne czynniki ograniczające możliwości zastosowania bezpośredniego wtrysku gazu w przedstawionej formie. W artykule przedstawiono sytuację idealną czyli: wtrysk wprost do komory spalania w tłoku, rozpoczęcie wtrysku w drugiej połowie procesu sprężania, krótki czas trwania wtrysku (2,77 ms). W praktyce możliwość wstawienia dodatkowego wtryskiwacza do komory spalania w osi cylindra jest niemożliwa. Można wykorzystać w tym celu gniazdo świecy żarowej, jednakże wtrysnięte paliwo nie będzie wtedy zlokalizowane w komorze spalania w tłoku. Poza tym wtrysk podczas procesu sprężania jest utrudniony ze względu na rosnące ciśnienie w cylindrze oraz na krótki czas dostępny na zrealizowanie wtrysku. W celu zapewnienia powtarzalności wtryskiwacza konieczne jest zastosowanie wysokich ciśnień wtrysku co komplikuje konstrukcję wtryskiwacza gazu ze względu na zwiększenie siły potrzebnej do jego otwarcia.

W celu uniknięcia powyższych komplikacji proces wtrysku należy skończyć zanim ciśnienie w cylindrze osiągnie wartość zbliżoną do ciśnienia wtrysku. W przypadku dużych prędkości obrotowych i dużych wtryskiwanych dawek konieczne jest przesunięcie opóźnienie czasu początku wtrysku. Może wtedy nastąpić sytuacja rozpoczęcia wtrysku w podczas procesu dolotu. Pomimo jednak przedstawionych ograniczeń autorzy są przekonani o przewadze wtrysku bezpośredniego na pośrednim.

W celu poznania wpływu sposobu wtrysku na emisję silnika konieczne jest rozszerzenie badań o proces spalania. Znajduje się to w obszarze przyszłych prac autorów.

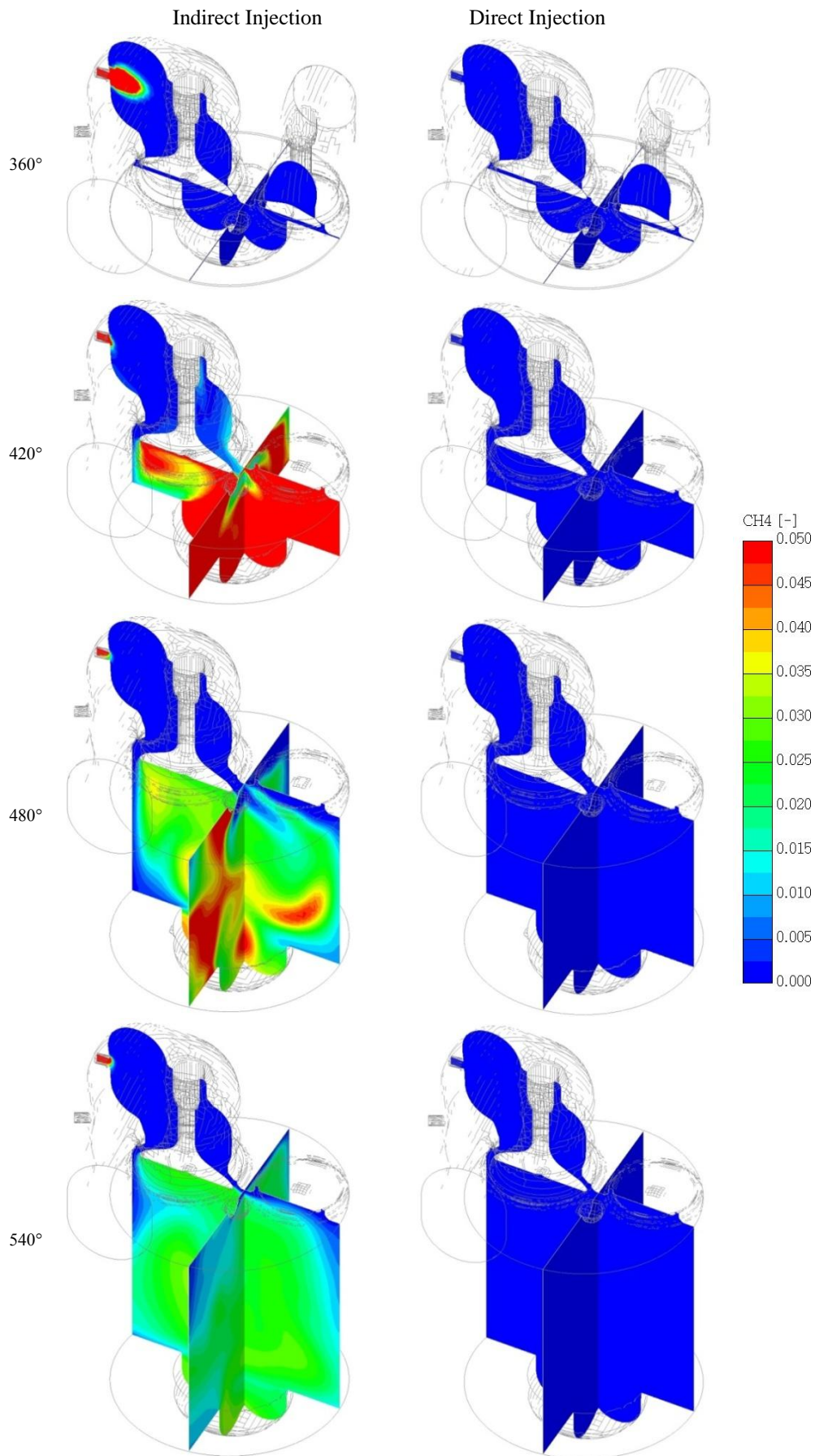


Fig. 7. Fuel deposition in the model
 Rys. 7. Rozkład paliwa w modelu

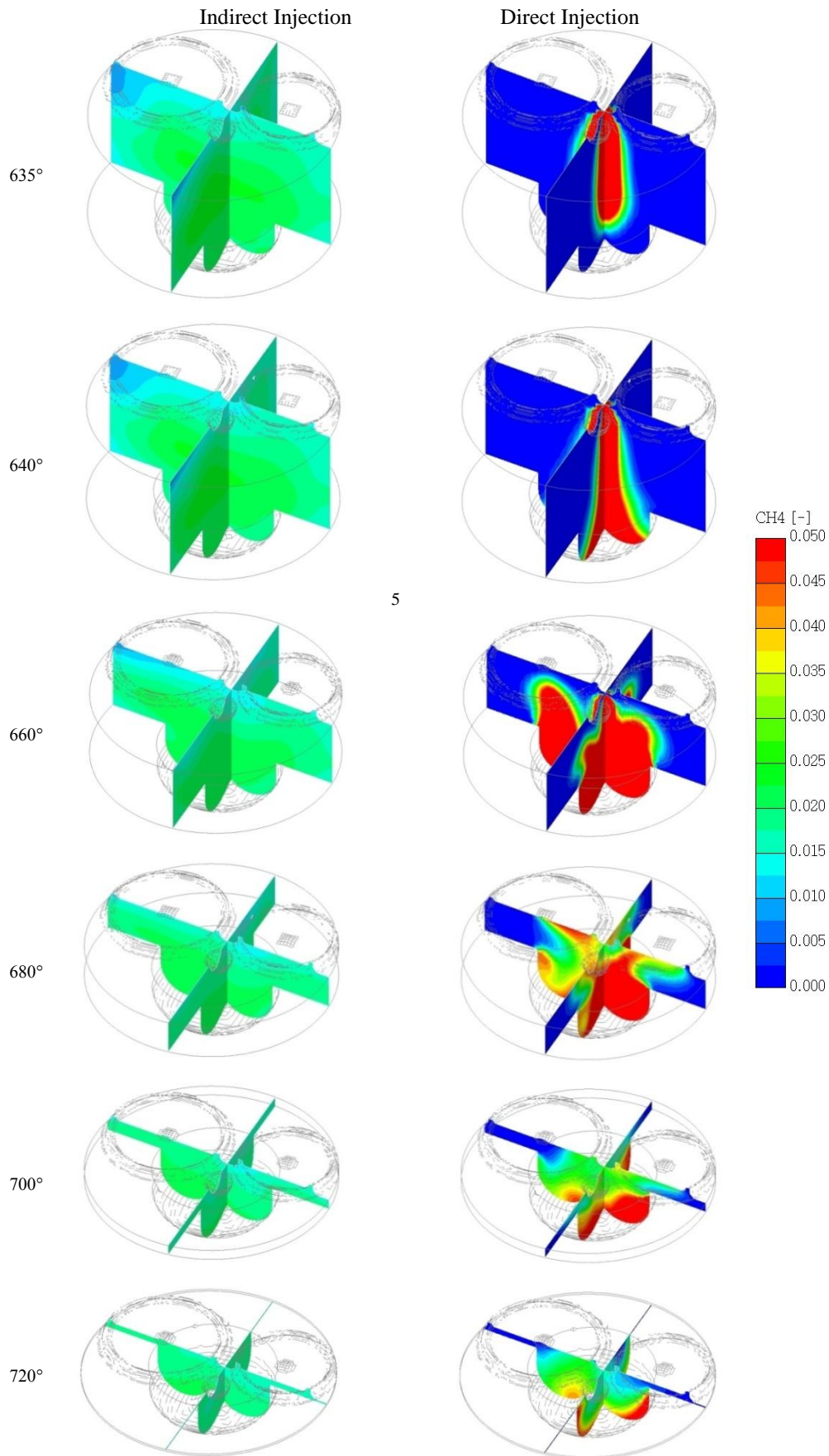


Fig. 7. Fuel deposition in the model (cont.)
 Rys. 7. Rozkład paliwa w modelu (cd.)

Nomenclature/Skróty i oznaczenia

CFD Computational Fluid Dynamics
/Obliczeniowa Mechanika Płynów
CNG Compressed Natural Gas/*Sprężony gaz ziemny*

°OWK Stopni Obrotu Wału Korbowego/*Degree Crank Angle*
GMP Górne Martwe Położenie/*Top Dead Center*

Bibliography/Literatura

- [1] Abd Alla G.H., Soliman H.A., Badr O.A., Abd Rabbo M.F.: Effect of injection timing on the performance of a dual fuel engine, *Energy Conversion and Management* 43, str. 269-277, 2002.
- [2] Abd Alla G.H., Soliman H.A., Badr O.A., Abd Rabbo M.F.: Effect of pilot quantity on the performance of a dual fuel engine, *Energy Conversion and Management* 41, str. 559-572, 2000.
- [3] Saleh H. E.: Effect of variation in LPG composition on emissions and performance in a dual fuel diesel engine. *Fuel* 87, 2008, str. 3031–3039.
- [4] Wannatong K., Akarapanyavit N., Siengsanorh S., Chanchaona S.: Combustion and Knock Characteristics of Natural Gas Diesel Dual Fuel Engine SAE 2007-01-2047.
- [5] S. C. Li and F. A. Williams, “A reduced reaction mechanism for predicting knock in dual fuel engines,” in *Proceedings of the SAE*, no. 2000-01-0957, 2000.
- [6] J. Kuaska, T. Okamoto, Y. Diasho, R. Kihara, T. Saito, “Combustion and exhaust gas emission characteristics of a diesel engine dual fueled with natural gas”, *JSAE Review*, Vol. 21, 2000, str. 489-496.
- [7] Sochaczewski R.: Wpływ przebiegu wtrysku gazu na proces roboczy silnika wysokoprężnego zasilanego dwupaliwowo. Rozprawa doktorska. Lublin 2011.
- [8] Grabowski Ł.: Badania procesu tworzenia mieszanki w silniku o zapłonie iskrowym zasilanym wtryskiem gazu propan-butan, *Silniki spalinowe* 3/2011, PTNSS-2011-SC-013.

Mr Konrad Pietrykowski, doctor in the Faculty of Mechanical Engineering at the Lublin University of Technology.

Dr inż. Konrad Pietrykowski – pracownik naukowy na Wydziale Mechanicznym Politechniki Lubelskiej



Mr Rafał Sochaczewski, doctor in the Faculty of Mechanical Engineering at the Lublin University of Technology.

Dr inż. Rafał Sochaczewski – pracownik naukowy na Wydziale Mechanicznym Politechniki Lubelskiej



Mr Łukasz Grabowski, doctor in the Faculty of Mechanical Engineering at the Lublin University of Technology.

Dr inż. Łukasz Grabowski – pracownik naukowy na Wydziale Mechanicznym Politechniki Lubelskiej



Mr Mirosław Wendeker, Prof. DSc., Ph.DEng. – head of the Department of Thermodynamics, Fluid Mechanics and Aviation Propulsion Systems, in the Faculty of Mechanical Engineering at the Lublin University of Technology.

Prof. dr hab. inż. Mirosław Wendeker – kierownik Katedry Termodynamiki, Mechaniki Płynów i Napędów Lotniczych na Wydziale Mechanicznym Politechniki Lubelskiej.

