

Jacek KAŻMIEROWSKI<sup>1</sup>  
Dmitrij MASLENNIKOV  
Ireneusz PIELECHA  
Krzysztof WISŁOCKI

### WPLYW GEOMETRII KOMORY SPALANIA UMIESZCZONEJ W TŁOKU NA ROZKŁAD PRĘDKOŚCI ŁADUNKU ZASILAJĄCEGO

*W artykule przedstawiono rozważania dotyczące ruchu ładunku w układzie dolotowym oraz w komorze spalania. Przyjmuje się, że zarówno geometria kanałów dolotowych jak i kształt komory spalania, stanowią w sposób zasadniczy o jakości przygotowanej mieszanki. Wykorzystano model matematyczny do opisu ruchu ładunku podczas procesu napełniania. Przeprowadzono analizę wpływu geometrii komory spalania dla czterech silników o zapłonie samoczynnym przy czterech różnych prędkościach obrotowych silnika na prędkości promieniowe i osiowe ładunku.*

### THE INFLUENCE OF IN-PISTON COMBUSTION CHAMBER GEOMETRY ON THE DISTRIBUTION OF THE CYLINDER CHARGE

*The paper presents considerations related to the movement of the charge in the combustion chamber. It has been assumed that both the geometry of the intake tracts and the shape of the combustion chamber significantly determine the quality of the formed mixture. A mathematical model for the description of the charge movement during the filling process has been used. An analysis has been carried out of the influence of the geometry of the combustion chamber (four diesel engines at four different engine speeds) on the radial and axial speeds of the charge.*

## 1. WSTĘP

Analizując kierunki rozwoju w zakresie zagadnień związanych z optymalizacją procesu spalania w silnikach wysokoprężnych, jako główne kryteria należy zaliczyć poprawę charakterystycznych wskaźników pracy silnika wraz z jednoczesnym obniżeniem poziomu emisji szkodliwych składników spalin. Obecnie wszystkie wysiłki koncentrują się wokół optymalizacji procesów przygotowywania mieszanki paliwowo-powietrznej [7, 10] i

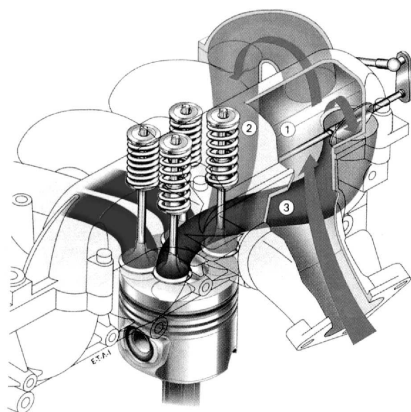
---

<sup>1</sup>wszyscy: Politechnika Poznańska, Wydział Maszyn Roboczych i Transportu,  
ul. Piotrowo 3, 60-965 Poznań, Polska, tel.: 061 665-2240, fax: 061 665-2207,  
e-mail: krzysztof.wislocki@put.poznan.pl, ireneusz.pielecha@put.poznan.pl

warunków jej spalania, czyli konstrukcji układów wtryskowych i kształtu komór spalania [2, 4], które w sposób bezpośredni wpływają na wyżej wymienione kryteria.

Aktualnie najbardziej powszechnym rozwiązaniem konstrukcyjnym jest bezpośredni wtrysk paliwa do komory spalania. Powszechność tego rozwiązania wynika głównie z podstawowej korzyści jaką jest niższe zużycie paliwa w porównaniu do układów wcześniej stosowanych opartych o system wtrysku pośredniego [5, 6]. Zwiększenie sprawności ogólnej silnika o zapłonie samoczynnym, której sprzyja zastosowanie wtrysku bezpośredniego, pozwala również zmniejszyć stężenie szkodliwych związków w spalinach. Wyżej wymienione zalety z jednej strony są efektem zastosowania aparatury wtryskowej zapewniającej większe wartości ciśnienia wtrysku, zaś z drugiej zastosowania tak ukształtowanej komory spalania, która w konsekwencji umożliwi poprzez odpowiednie zawirowanie ładunku, uzyskanie jak najlepszego wymieszania powietrza z paliwem w całej objętości.

W rozważaniach dotyczących ruchu ładunku w układzie dolotowym oraz w komorze spalania przyjmuje się, że zarówno geometria kanałów dolotowych jak i kształt komory spalania, stanowią w sposób zasadniczy o jakości przygotowanej mieszanki. Obecnie standardem [1, 8] w przypadku czterozaworowej głowicy cylindrowej silników ZS z bezpośrednim wtryskiem paliwa jest koncepcja kanałów dolotowych, która składa się z uformowanego spiralnie kanału zawirowującego i kanału napełniającego – rys. 1.



Rys. 1. Kanały dolotowe silnika ZS o czterech zaworach na cylinder

Podstawowy wpływ na intensywność ruchu powietrza wymuszanego w suwie sprężania przez ruch tłoka posiada kształt komory spalania. Dotychczasowe badania procesu zawirowania ładunku potwierdziły, że najkorzystniejsze efekty zawirowania uzyskuje się w przypadku komory kulistej umieszczonej w denku tłoka mimośrodowo oraz koncentrycznej komory toroidalnej [9]. Wzajemne relacje gabarytowe kanałów dolotowych oraz przemieszczającego się ku górze w funkcji chwilowych prędkości tłoka, sprawiają, że powietrze wpływa do wnętrza komory spalania z określoną prędkością i kształtem strumienia. Toroidalny kształt komory wymusza szybkie wirowanie cząsteczek po torach kołowych stycznych do osi cylindra. Dodatkowe poziome zawirowanie, uzyskane

wspomnianym już sposobem w suwie napełniania, powoduje zmianę torów kołowych w śrubowe zamknięte. Podstawowym efektem do którego dąży się w prowadzonych obecnie badaniach jest uzyskanie jak największej intensywności zawirowania powietrza w momencie początku wtrysku paliwa czyli na koniec suwu sprężania.

W celu ustalenia poziomu intensywności zawirowania ładunku wykorzystuje się zasadniczo dwie metody. Metoda empiryczna zakłada możliwość zmiennego ustawienia zawirowań przez zmianę geometrii kanałów napełniających oraz konstrukcji komory spalania w tłoku. Stacjonarnie zmierzone przebiegi zawirowań, które w ten sposób mogą być wywołane stanowią podstawę do oceny porównawczej. Metoda analityczna polega na matematycznym opisanu modelem procesu napełniania uwzględniającym wymiary konstrukcyjne układu zasilania powietrzem i komory spalania.

Przedstawione w artykule rozważania mają szczególną wartość dlatego, że autorzy przeprowadzili porównanie aktualnych rozwiązań konstrukcyjnych wyżej wymienionych podzespołów silnika stosując metodą analityczną oceny zawirowania. W tego typu rozważaniach nie wydaje się celowe analizowanie zachowanie się ładunku w całym cyklu pracy silnika spalinowego. Jako punkt wyjścia autorzy przyjęli zatem stałe prędkości obrotowe wału korbowego. Oznacza to, że poszczególne typy silnika były rozpatrywane przy stałym jego obciążeniu wzorcowym.

## **2. METODYKA WYZNACZANIA PRĘDKOŚCI ŁADUNKU ZASILAJĄCEGO W KOMORZE SPALANIA SILNIKA ZS**

Rozważania przeprowadzone powyżej wykazały, że jednym ze sposobów oszacowania wartości prędkości ruchu ładunku w komorze spalania umieszczonej w tłoku jest wykorzystanie modelu matematycznego opisującego ruch ładunku podczas procesu napełniania. Parametrami stanowiącymi podstawowe kryteria oceny przy określaniu rozkładu prędkości powietrza napełniającego jest geometria komory spalania, oraz prędkość przemieszczania się tłoka.

Ponieważ dotychczasowe informacje zawarte w literaturze są niewystarczające do realizacji – nawet na drodze licznych symulacji – takiego rozwiązania modelu procesu napełniania, który może sprostać obecnym wymaganiom w zakresie zarówno konstrukcyjnym jak i eksploatacyjnym, zachodzi konieczność ich aktualizacji i uzupełnienia, co stanowi podstawę do podjęcia niniejszej pracy.

Najważniejszym zadaniem jest ocena kształtowania się parametrów ruchu ładunku w komorze spalania współczesnych silników spalinowych o zapłonie samoczynnym oraz opracowanie metody pozwalającej określić takie relacje geometryczne komory spalania, które będą gwarantowały optymalizację procesu wymieszania się powietrza z paliwem. Podstawą planowanych badań było uwzględnienie w analizie najnowszych rozwiązań konstrukcyjnych w zakresie silników o zapłonie samoczynnym.

Rozkład prędkości ładunku w komorze spalania jest uzależniony od wielu parametrów konstrukcyjnych silnika. Te parametry to przede wszystkim prędkość obrotowa silnika, prędkość zmiany położenia tłoka względem faz otwarcia zaworów wlotowych i wylotowych oraz wzajemnego ustawienia wymienionych elementów, geometrii i relacji gabarytowej poszczególnych elementów układu zasilania takich jak kanały dolotowe, grzybki oraz przylgni zaworowej a zarazem parametry termodynamiczne warunkujące przebieg zmian ciśnień w układzie zasilania w ramach cyklu pracy. Autorzy niniejszego

artykułu przeprowadzili analizę ograniczoną do określenia wpływu geometrii komory spalania dla sześciu silników o zapłonie samoczynnym przy czterech różnych prędkościach obrotowych silnika na prędkości promieniowe i osiowe ładunku.

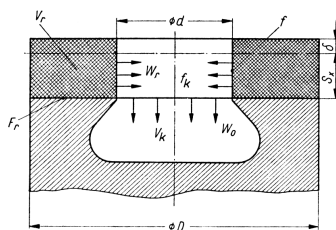
### 3. MODEL WYZNACZANIA CHARAKTERYSTYCZNYCH PRĘDKOŚCI ŁADUNKU

#### 3.1. Opis ogólny przyjętego modelu obliczeniowego

Do obliczeń przyjęto model matematyczny o charakterze liniowej zależności prędkości ruchu ładunku od prędkości obrotowej silnika. Model o charakterze liniowym nie opisuje w pełni ruchu ładunku w komorze spalania, który odbywa się w przestrzeni trójwymiarowej, jednakże przyjęte założenia pozwalają odwzorować ruch ładunku w dwóch płaszczyznach, które w największym stopniu opisują charakter zawirowania jak wykazuje większość publikowanych obecnie badań [1, 4]. Powyższy model dla danego cyklu obliczeniowego zakłada przede wszystkim stałe prędkości obrotowe wału korbowego silnika dla których określa się przebiegi zmian prędkości osiowych i promieniowych ładunku przy zmieniającej się szczelinie między tłokiem a głowicą w wyniku ruchu tłoka.

#### 3.2. Zastosowany algorytm obliczeniowy

W celu porównania typowych komór spalania silników z wtryskiem bezpośrednim należy przede wszystkim dokładnie określić kształty i wymiary tych komór oraz ocenić wzajemne relacje pomiędzy objętością cylindra, objętością komory spalania i objętością stref działania wyciskającego. Znając te wartości można na podstawie poniższych wzorów, uwzględniających parametry z rys. 2, oszacować maksymalne prędkości przepływu czynnika wewnątrz komory spalania czyli ze stref wyciskających.



Rys. 2. Schemat do określenia prędkości osiowej i promieniowej przestrzeni spalania przy komorze spalania w tłoku [3] ( $V_k$  – objętość komory,  $V_x$  – objętość wynikająca z ruchu tłoka,  $V_g$  – objętość szczeliny między tłokiem i głowicą,  $W_r$  – prędkość promieniowa,  $W_o$  – prędkość osiowa,  $f_k$  – przekrój wlotu do komory w tłoku wynikający ze średnicy  $d$ )

Składową osiową prędkości na wlocie do komory w tłoku –  $w_o$  określono jako [3]:

$$w_o = -\frac{V_k}{f_k} \cdot \left( \frac{\Omega(\varphi)}{\frac{2}{\varepsilon-1} + \Psi(\varphi)} \right) \cdot \omega \quad (1)$$

gdzie:  $f_k$  – powierzchnia wlotu do komory w tłoku [ $m^2$ ],

$\omega$  – prędkość kątowna,

$V_k$  – objętość komory spalania w tłoku [ $m^3$ ],

$\Omega(\varphi)$  – funkcja opisująca ruch tłoka [rad/s]

$$\Omega(\varphi) = \sin \varphi + \frac{\lambda_k}{2} (\sin 2\varphi) \quad (2)$$

$\Psi(\varphi)$  – droga tłoka [rad/s]

$$\Psi(\varphi) = 1 - \cos \varphi + \frac{1}{\lambda_k} \cdot (1 - \sqrt{1 - \lambda_k^2 \cdot \sin^2 \varphi}) \quad (3)$$

$\varepsilon$  – stopień sprężania.

Składowa promieniowa prędkości ze stref wyciskających –  $w_r$  określono jako [3]:

$$w_r = -\frac{V_k}{f} \cdot \frac{F_r}{F} \cdot \left( \frac{\Omega(\varphi)}{\frac{2}{\varepsilon-1} + \Psi(\varphi)} \right) \cdot \omega \quad (4)$$

gdzie:  $F_r$  – powierzchnia tłoka pomniejszona o powierzchnię wlotu do komory w tłoku, [ $m^2$ ],

$F$  – powierzchnia tłoka [ $m^2$ ].

## 4. ROZWIĄZANIA KONSTRUKCYJNE KOMÓR SPALANIA SILNIKÓW ZS

### 4.1. Przesłanki dotyczące wyboru silników objętych analizą

O wyborze rozwiązań konstrukcyjnych zadecydowało wiele przesłanek a przede wszystkim fakt, iż są to najnowsze rozwiązania konstrukcji komór spalania jakie wprowadziły na rynek światowe koncerny samochodowe. Istotne znaczenie posiada również fakt, że wybrane rozwiązania są wzajemnie zbliżone pod względem wielkości oraz parametrów roboczych co daje podstawy do wzajemnej porównywalności tych układów.

### 4.2. Podstawowe parametry konstrukcyjne

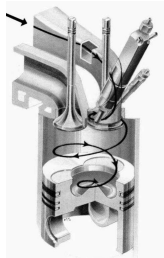
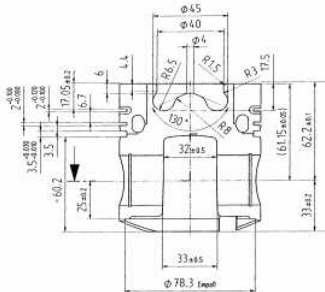
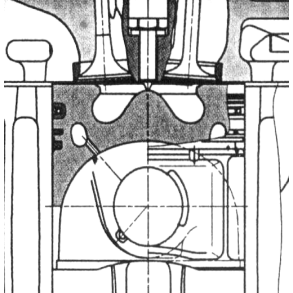
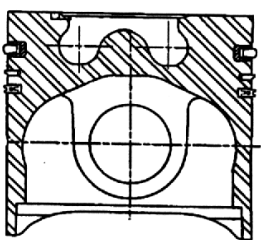
Analizie zostały poddane silniki samochodowe, których charakterystyczne parametry konstrukcyjne opisujące relacje geometryczne komór spalania w tłoku zostały przedstawione w tab. 1. Analiza polegała na szacunkowym ustaleniu wymiarów na podstawie dokumentacji technicznej oraz bezpośrednich wymiarów wykonanych na obiekcie rzeczywistym.

## 5. ANALIZA WYNIKÓW OBLICZEŃ

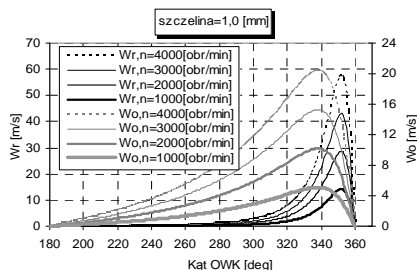
Na podstawie uzyskanych wyników – rys. 3 i 4 – w wyraźny sposób zaobserwować można wpływ zmiany wysokości szczeliny pomiędzy tłokiem a głowicą na przebiegi prędkości promieniowych ( $W_r$ ), natomiast prędkości osiowe ( $W_o$ ) pozostają bez zmian.

Widoczny jest także proporcjonalny spadek obu prędkości wraz ze spadkiem prędkości obrotowej silnika. Maksyma powyższych przebiegów ulegają zmianie co do wartości przy stałym kącie obrotu wału korbowego. Dla  $W_o$  wynosi on  $339^\circ$ , a dla  $W_r$  –  $351^\circ$ .

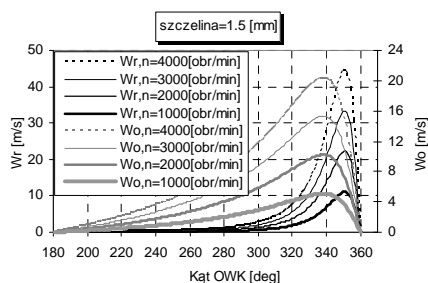
Tablica 1. Parametry konstrukcyjne komór spalania

Typ silnika	Opis geometrii	Rysunek komory
VW TDI 1896cm <sup>3</sup> , i 2500cm <sup>3</sup>	Analiza wymiarowa komory spalania, wykazała wyraźnie widoczne przesunięcie komory względem osi cylindra o 7 mm oraz przesunięcie osi zaworów względem osi cylindra o 3 mm. Grubość, tzw. półki w komorze spalania wynosi 4 mm, a jej boczna powierzchnia jest ścięta pod kątem około $10^\circ$ . Wewnątrz komory spalania, w jej osi, występuje mulda, której powierzchnie boczne są rozwidlone pod kątem $90^\circ$ . Zakończenie muldy ma kształt stożkowy.	
AVL 5804	Komora spalania silnika AVL 5804 umieszczona jest w tłoku. Kształt komory jest toroidalny dostosowany do centralnie umieszczonego wtryskiwacza. Komora spalania w tłoku umieszczona jest centralnie w osi cylindra. Grubość półki wynosi 4,4 mm, a jej powierzchnia boczna jest równoległa do osi komory spalania. W środku komory znajduje się wyoblony występ – mulda o wysokości 11,5 mm. Zakończenie muldy ma kształt kulisty. Odległość zaworów dolotowych od osi cylindra wynosi 18,9 mm, a odległość pomiędzy zaworami dolotowymi 38,8 mm.	
Silniki BMW 320 BMW 330	Silniki te posiadają centralnie umieszczone komory spalania w tłoku o kształcie toroidalnym umożliwiające zastosowanie kanałów chłodzących. W wersjach silnikowych, które posiadają dwa zawory na cylinder, komora musi być zwykle niesymetrycznie położona, co utrudnia jej równomierne chłodzenie. Komora spalania posiada w środku występ o kształcie wyoblonym, o promieniu R14, powierzchnia boczna półki w górnej części komory jest także zaokrąglona o promieniu R3. Środkowy występ wewnątrz komory ma wysokość 13 mm i w porównaniu z pozostałymi komorami silników jest wyższy od dolnej krawędzi półki o 1,5 mm.	
Silniki HDI 2000 cm <sup>3</sup> , 2200 cm <sup>3</sup>	Komory spalania obu silników umieszczone są w tłoku. Silnik 2,2 HDI posiada w centralnej części tłoka komorę spalania. Natomiast silnik 2,0 HDI posiada komorę przesuniętą względem osi tłoka. Górna półka komory ma wysokość 6 mm, powierzchnia boczna jest równoległa do osi komory, a w jej środku znajduje się półokrągłe wyoblenie o promieniu R16. Obydwa zawory, dolotowy i wylotowy, są oddalone od siebie o około 50 mm, a od osi cylindra o około 10 mm.	

Bibliografia [11]

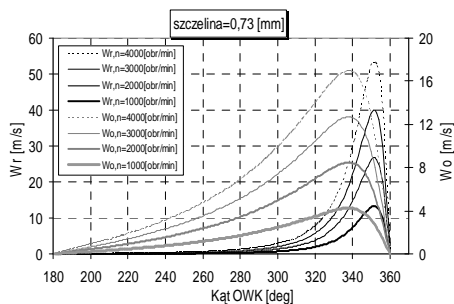


Rys. 3. Przebiegi maksymalnych prędkości wewnątrz komory dla różnych prędkości obrotowych i szczeliny równej 1 mm wyznaczone dla silnika VW TDI 1896 cm<sup>3</sup>, 2500 cm<sup>3</sup>

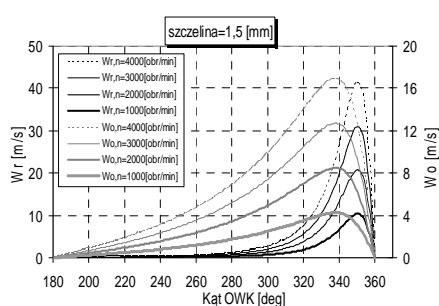


Rys. 4. Przebiegi maksymalnych prędkości wewnątrz komory dla różnych prędkości obrotowych i szczeliny równej 1.5 mm wyznaczone dla silnika VW TDI 1896 cm<sup>3</sup>, 2500 cm<sup>3</sup>

Maksymalne prędkości przepływu czynnika wewnątrz komory dla dwóch różnych wysokości szczelin pomiędzy tłokiem a głowicą wyznaczone na podstawie zależności (1) i (4) przedstawiają rysunki 5 i 6.



Rys. 5. Przebiegi maksymalnych prędkości wewnątrz komory dla różnych prędkości obrotowych i szczeliny równej 0,73 mm AVL 5804

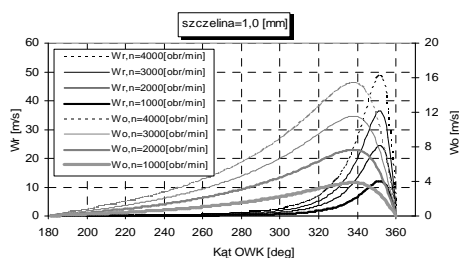


Rys. 6. Przebiegi maksymalnych prędkości wewnątrz komory dla różnych prędkości obrotowych i szczeliny równej 1,5 mm AVL 5804

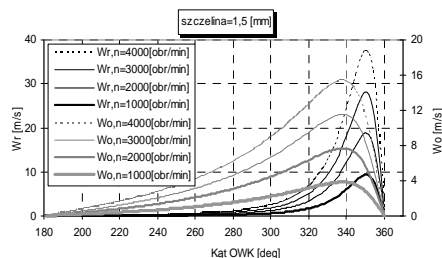
Przy zmianie prędkości obrotowej widoczny jest proporcjonalny spadek wartości prędkości, lecz ich maksima pozostają w tym samym przedziale kątowym. Fazy otwarcia i zamknięcia zaworu dolotowego w funkcji kąta obrotu wału korbowego zostały szacunkowo przyjęte na podstawie danych silnika AVL 5804.

Zbliżoną sytuację obserwujemy w przypadku silników BMW serii 320–330, silniki te posiadają również centralnie umieszczone komory spalania w tłoku o kształcie toroidalnym umożliwiające zastosowanie kanałów chłodzących. W wersjach silnikowych, które posiadają dwa zawory na cylinder, komora musi być zwykle niesymetrycznie położona, co

utrudnia jej równomierne chłodzenie. Otrzymane wyniki rozkładu prędkości zostały przedstawione na rys. 7 i 8.



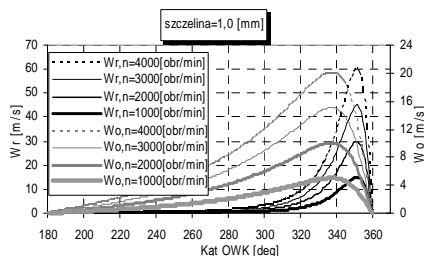
Rys. 7. Przebiegi maksymalnych prędkości wewnątrz komory dla różnych prędkości obrotowych i szczeliny równej 1 mm dla silników BMW serii 320-330



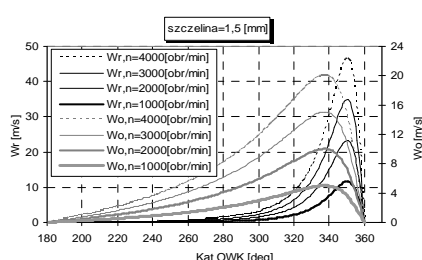
Rys. 8. Przebiegi maksymalnych prędkości wewnątrz komory dla różnych prędkości obrotowych i szczeliny równej 1,5 mm dla silników BMW serii 320-330

Na podstawie powyższych rysunków można stwierdzić, iż wartości prędkości spadają proporcjonalnie ze zmianą prędkości obrotowej jednak poziom wartości maksymalnych jest w tym przypadku nieznacznie niższy. Ponadto tak jak dla poprzednich silników, bardzo duży wpływ ma wysokość szczeliny pomiędzy tłokiem a głowicą. Głównie na prędkość promieniową  $W_r$ . Dla  $W_r$  maksymalne wartości występują przy kącie  $351^\circ$ , a dla  $W_o$  – przy kącie  $338^\circ$ .

Na kolejnych rysunkach przedstawiono otrzymane wyniki dla silników serii 2.0 HDI – rys. 9 i 10 oraz 2.2 HDI – rys. 11 i 12.

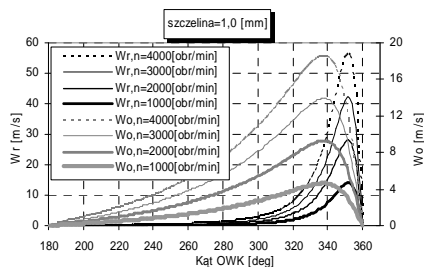


Rys. 9. Przebiegi maksymalnych prędkości w silniku 2.0 HDI wewnątrz komory dla różnych prędkości obrotowych i szczeliny równej 1 mm

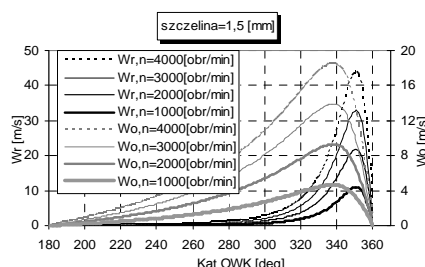


Rys. 10. Przebiegi maksymalnych prędkości silnika 2.0 HDI wewnątrz komory dla różnych prędkości obrotowych i szczeliny równej 1,5 mm





Rys. 11. Przebiegi maksymalnych prędkości w silniku 2.2 HDI wewnątrz komory dla różnych prędkości obrotowych i szczeliny równej 1 mm



Rys. 12. Przebiegi maksymalnych prędkości silnika 2.2 HDI wewnątrz komory dla różnych prędkości obrotowych i szczeliny równej 1,5 mm

## 6. WNIOSKI

W wyniku prowadzonej analizy konstrukcyjnej komór spalania współczesnych silników spalinowych o zapłonie samoczynnym, oraz określeniu relacji geometrycznych mających bezpośredni wpływ na proces ruchu ładunków w komorze stwierdzono następujące wnioski:

1. Przeprowadzona analiza konstrukcyjna wykazała wyraźną różnicę w porównaniu wartości prędkości ruchu ładunków w komorach silników o zapłonie samoczynnym konstruowanych w latach 70-tych oraz współczesnych.

2. Wymiary konstrukcyjne współczesnych komór spalania silników o zapłonie samoczynnym wpływają bezpośrednio na kształtowanie się ruchu ładunku wewnątrz komory.

3. We wszystkich analizowanych konstrukcjach zaobserwować można znaczący wpływ zmiany w wysokości szczeliny pomiędzy tłokiem a głowicą na przebiegi prędkości  $W_r$ . Prędkości osiowe  $W_o$  pozostają bez zmian.

4. Wartości maksymalne przebiegów  $W_r$  i  $W_o$  przy stałej prędkości obrotowej silnika występują przy innych wartościach kątowych obrotu wału korbowego.

5. Wraz ze zmianą prędkości obrotowej zaobserwowano proporcjonalny spadek obu prędkości  $W_r$  i  $W_o$ .

*Praca naukowa finansowana ze środków na naukę w latach 2010-2012 jako projekt badawczy Nr NN 502 088438.*

## 7. BIBLIOGRAFIA

- [1] Grimaldi C.N., Battistoni M., Mariani F.: *Experimental and Numerical Analysis of Charge Motion Characteristics Depending on Intake Valves Actuation Strategies*. SAE Technical Paper 2005-01-0242.
- [2] Horibe N., Takahashi K., Kee S.-S., Ishiyama T., Shioji M.: *The Effects of Injection Conditions and Combustion Chamber Geometry on Performance and Emissions of DI-PCCI Operation in a Diesel Engine*. SAE Technical Paper 2007-01-1874.

- [3] Jędrzejowski J.: *Obliczanie tłokowego silnika spalinowego*. Wydawnictwa Naukowo-Techniczne, Warszawa 1988.
- [4] Juttu S., Thipse S.S, Marathe N.V., Gajendra Babu M.K., Andersson Ö.: *CFD Study of Combustion Chambers for Lower Engine Exhaust Emissions from Diesel Engines Operated in HCCI and Conventional Diesel Mode*. SAE Technical Paper 2009-26-027.
- [5] Kasedorf J.: *Zasilanie wtryskowe olejem napędowym*. Wydawnictwa Komunikacji i Łączności, Warszawa 1990.
- [6] Kowalewicz A.: *Systemy spalania szybkoobrotowych tłokowych silników spalinowych*. Wydawnictwa Komunikacji i Łączności, Warszawa 1990.
- [7] Montajir R.M., Tsunemoto H., Ishitani H., Minami T.: *Fuel Spray Behavior in a Small DI Diesel Engine: Effect of Combustion Chamber Geometry*. SAE Technical Paper 2000-01-0946.
- [8] Murali K.B., Mallikarjuna J. M.: *Effect of Intake Manifold Orientation on In-Cylinder Tumble Flow Structure in an Internal Combustion Engine~An Analysis Using Particle Image Velocimetry*. SAE Technical Paper 2009-26-027.
- [9] Peters A. Putz W.: *Der neue Vierzylinder – Dieselmotor OM 611 mit Common – Rail – Einspritzung*. Motortechnische Zeitschrift, nr 12, 1997.
- [10] Wickman, D.D., Senecal P.K., Reitz R.D.: *Diesel Engine Combustion Chamber Geometry Optimization Using Genetic Algorithms and Multi-Dimensional Spray and Combustion Modeling*. SAE Technical Paper 2001-01-0547
- [11] Materiały firm: AVL, BMW, Volkswagen, Citroen.