

Jacek HUNICZ
Andrzej NIEWCZAS
Paweł KORDOS

PTNSS-2010-SS1-101

A research into a gasoline HCCI engine

Homogeneous charge compression ignition (HCCI) is nowadays a leading trend in the development of gasoline internal combustion engines. The application of this novel combustion system will allow to comply with future legislations concerning the exhaust emissions including carbon dioxide. This paper presents a design and implementation of a research engine with a direct fuel injection and the capability of HCCI combustion via an internal gas recirculation and a negative valves overlap (NVO). The technical approach used in the engine allowed an autonomous HCCI operation at variable loads and engine speeds without the need of a spark discharge. Experiments were conducted at a wide range of valve timings providing data which allowed an assessment of a volumetric efficiency and exhaust gas recirculation (EGR) rate. Permissible range of air excess coefficient, providing stable and repeatable operation has also been identified. The use of direct gasoline injection benefited in the improvement of the start of the combustion (SOC) and heat release rate control via the injection timing.

Key words: combustion process, gasoline engine, HCCI, controlled auto-ignition, negative valves overlap

Badania benzynowego silnika HCCI

Kontrolowany samozapłon mieszanki paliwowo-powietrznej jest obecnie dominującym kierunkiem rozwoju silników benzynowych. Zastosowanie tego nowego systemu spalania pozwoli na spełnienie przyszłych norm emisji toksycznych składników spalin oraz dwutlenku węgla. W artykule przedstawiono konstrukcję silnika badawczego umożliwiającego realizację obiegu roboczego HCCI z wewnętrzną recyrkulacją spalin uzyskaną przez ujemne współotwarcie zaworów. Zastosowane rozwiązania techniczne umożliwiły autonomiczną pracę silnika w trybie HCCI przy zmiennych obciążeniach i prędkościach obrotowych, bez konieczności wspomaganie zapłonu wyładowaniem iskrowym. Przeprowadzenie badań w szerokim zakresie zmian faz rozrządu pozwoliło na ocenę możliwości regulacji napełnienia cylindra i współczynnika reszty spalin. Określono także zakres współczynnika nadmiaru powietrza, w którym uzyskiwana jest stabilna i powtarzalna praca silnika. Zastosowanie bezpośredniego wtrysku benzyny do cylindra pozwoliło na rozszerzenie możliwości kontroli chwili samozapłonu i szybkości wywiązywania się ciepła przez regulację kąta początku wtrysku.

Słowa kluczowe: proces spalania, silnik benzynowy, HCCI, kontrolowany samozapłon, ujemne współotwarcie zaworów

1. Introduction

A combustion system which utilizes auto-ignition of homogeneous in-cylinder charge (HCCI) is a combination of two well known basic principles of internal combustion engines operation. Feeding a cylinder with homogeneous mixture, typical of spark ignition engines, and its compression ignition, typical of Diesel engines, allowed to develop a third combustion system. The application of this novel combustion technique resulted in uncompromising improvement of working cycle efficiency and reduction of engine-out emissions of nitrogen oxides as well as particulates. Nowadays, development of HCCI technology seems to be the only solution for the combustion engines which is capable of complying with future legislations concerning carbon dioxide and exhaust emissions.

Great advantages of this combustion system were discovered accidentally during a research into knock combustion phenomenon in the seventies of the last century. The first research results were presented by Onishi et al. in 1979 [10]. A combustion system called ATAC (*Active Thermo-Atmosphere Combustion*) was implemented in a two-stroke gasoline engine. Najt and

1. Wstęp

System spalania wykorzystujący samozapłon jednorodnej mieszanki paliwowo-powietrznej (HCCI) stanowi połączenie dwóch stosowanych dotychczas sposobów realizacji obiegów roboczych w silnikach spalinowych. Kombinacja zasilania silnika mieszanką jednorodną (charakterystycznego dla silników o zapłonie iskrowym) oraz samozapłon tej mieszanki (typowy dla silników o zapłonie samoczynnym) umożliwiła powstanie trzeciego systemu spalania. Zastosowanie tej nowatorskiej techniki spalania pozwoliło na uzyskanie znacznej poprawy sprawności obiegu roboczego wraz z osiągnięciem radykalnej redukcji emisji tlenków azotu oraz cząstek stałych. W obecnym czasie rozwój silników HCCI wydaje się jedynym rozwiązaniem, które jest w stanie spełnić przyszłe normy emisji dwutlenku węgla oraz toksycznych składników spalin.

Wielkie możliwości tego systemu spalania zostały przypadkowo odkryte podczas prowadzenia badań nad spalaniem stukowym w latach 70. ubiegłego wieku. Pierwsza praca badawcza na ten temat została zaprezentowana w 1979 r. przez Onishi'ego i in. [10]. System spalania nazwany ATAC (*Active Thermo-Amosphere Combustion*)

Foster [8] in 1983 presented the first results of a 4-stroke gasoline HCCI engine.

Compression ignition can initiate a combustion of all commonly used fuels. In case of Diesel fuel this combustion technique is already in applied in practice [2]. Elsewhere, the application of ethanol, methanol [15], natural gas [6], hydrogen [13], DME [15] and numerous blends of fuels have been deeply investigated. Although each fuel has a unique auto-ignition characteristics, in general they can be divided into two groups: single-stage and two-stage ignition. For single-stage ignition fuels (e.g. gasoline, ethanol, natural gas) the combustion reactions commence when the in-cylinder charge temperature reaches 950–1050 K [11]. In the case of two-stage ignition fuels, cold blue flames appear about 10–20° CA prior to reaching a fast heat release stage. For such fuels blue flames appear at the temperature about 760–880 K [12]. Two-stage ignition is typical of Diesel fuel and also occurs with lighter fuels, such as kerosene [5].

In engines operated in the HCCI combustion mode, in order to obtain a required level of in-cylinder charge temperature it is necessary to provide additional energy before the beginning of the compression process. One of commonly applied methods is heating up of the intake air by an external heater. However, in order to reach self-ignition of single-stage ignition fuels in engines with compression ratios typical of gasoline engines, it is necessary to boost the intake air temperature up to 600 K [9]. In general, fuels which are single-stage ignition require providing more energy to the intake air or using higher compression ratios in comparison to fuels whose combustion starts with blue flames. In investigations of controlled auto-ignition very good results are obtained for blends of fuels with different modes of self-ignition (e.g. gasoline and Diesel fuel). Results of in-depth investigation of numerous fuels and their blends were presented in Combustion Engines No 1/2006 by Wyszyński and Xu [14].

Energy required for auto-ignition can be provided by enthalpy of the exhaust gases. The use of exhaust gases from the previous engine cycle for heating of the air-fuel mixture allows gasoline auto-ignition at a compression ratio typical of spark ignition engines. Exhaust gas can be provided in several ways:

- a) hot exhaust gas re-circulation,
- b) exhaust gas re-breathing by opening exhaust valve during intake stroke and
- c) exhaust trapping by negative valves overlap (NVO) and reduced lift of the valves.

However, substantial dilution of the in-cylinder load by re-circulated exhaust provides reduction of volumetric efficiency, and therefore limitation of high load boundary in the HCCI combustion mode. Moreover, engine operation in the HCCI mode at loads above 0.5 MPa of indicated mean effective pressure (IMEP) is associated with high mechanical and thermal loads of combustion chamber parts [1]. Mechanical loads are the result of relatively high pressure rise rate. Thermal loads are increased by higher mean in-cylinder temperatures due to a large amount of re-circulated exhaust.

realizowany był w dwusuwowym silniku benzynowym. W roku 1983 Najt i Foster [8] przedstawili wyniki badań 4-suwowego benzynowego silnika HCCI.

Kontrolowany samozapłon może być realizowany dla wszystkich stosowanych paliw silnikowych. Przy stosowaniu oleju napędowego ta technika spalania znalazła się już w produkcji [2]. Wykorzystanie do zasilania silników HCCI etanolu, metanolu [15], gazu ziemnego [6], wodoru [13], DME [15] oraz ich różnych mieszanin jest przedmiotem licznych prac. Mechanizmy samozapłonu różnią się dla różnych paliw, jednak generalnie można podzielić je na dwie grupy: zapłon jednostopniowy i zapłon dwustopniowy. Dla paliw o jednostopniowym mechanizmie samozapłonu (np. benzyny, etanolu, gazu ziemnego) reakcje spalania rozpoczynają się po osiągnięciu w cylindrze temperatury na poziomie 950–1050 K [11]. Dla paliw o dwustopniowym mechanizmie samozapłonu około 10–20° OWK przed rozpoczęciem szybkiego wywiązywania się ciepła pojawiają się tzw. zimne płomienie. Dla takich paliw temperatura pojawiania się zimnych płomieni wynosi ok. 760–880 K [12]. Dwustopniowe spalanie jest typowe dla oleju napędowego oraz lżejszych paliw, takich jak np. nafta [5].

Aby osiągnąć wymagany poziom temperatury ładunku w cylindrze, w silniku pracującym według koncepcji HCCI konieczne jest dostarczenie energii do ładunku przed rozpoczęciem procesu jego sprężania. Jednym ze sposobów jest podgrzewanie powietrza w układzie dolotowym z zewnętrznego źródła. Jednakże, aby osiągnąć samozapłon paliw o jednostopniowym mechanizmie spalania w silnikach o stopniach sprężania typowych dla silników benzynowych, konieczne jest podgrzanie ładunku do temperatury nawet 600 K [9]. Generalnie w przypadku paliw o jednostopniowym mechanizmie samozapłonu do inicjalizacji procesu spalania wymagane jest większe podgrzanie ładunku lub większe stopnie sprężania niż przy stosowaniu paliw, dla których występują zimne płomienie. W badaniach kontrolowanego samozapłonu dużo lepsze wyniki uzyskuje się dla mieszanin paliw o różnych mechanizmach samozapłonu (np. oleju napędowego i benzyny). Zastosowanie różnych paliw oraz ich mieszanin w wyczerpujący sposób zostało przedstawione w Silnikach Spalinowych nr 1/2006 w pracy Wyszyńskiego oraz Xu [14].

Dostarczenie energii do samozapłonu może odbywać się także przez wykorzystanie entalpii spalin. Podgrzanie ładunku przez spaliny z poprzedniego cyklu pracy silnika umożliwia samozapłon benzyny przy stopniach sprężania typowych dla silników o zapłonie iskrowym. Dostarczanie spalin może odbywać się kilkoma różnymi sposobami:

- a) przez zewnętrzną recyrkulację gorących spalin,
- b) zasysanie spalin z układu wylotowego podczas suwu dolotu oraz
- c) zatrzymywanie spalin z poprzedniego cyklu z wykorzystaniem ujemnego współotwarcia zaworów.

Jednak znaczne rozrzedzenie ładunku recyrkulowanymi spalinami powoduje obniżenie napełnienia cylindra, a co za tym idzie ograniczenie górnego zakresu pracy silnika w trybie HCCI. Ponadto praca w trybie HCCI przy obciążeniach

In the case of negative valves overlap, in-cylinder charge is compressed twice during a single engine cycle.

Nevertheless, HCCI engine operated with NVO technique nowadays seems to be the best alternative for spark ignition gasoline engines.

This paper presents the results of the research of gasoline controlled auto-ignition engine which uses negative valves overlap technique. The research was held in the Laboratory of Combustion Engines at Lublin University of Technology on a specially designed test stand. It should be noted that, to date, the presented work has been the first of this kind carried out in Poland.

2. Experimental test stand

The examinations were carried out using a SB 3.5 single cylinder research engine (Fig. 1). The main engine parameters are specified in Table 1.

Table 1. SB 3.5 single cylinder research engine specifications

Tabela 1. Dane techniczne jednocylindrowego silnika badawczego SB 3.5

Displacement/objętość skokowa	498.5 cm ³
Bore/średnica cylindra	84 mm
Stroke/skok tłoka	90 mm
Compression ratio/stopień sprężania	11.7
No of valves/liczba zaworów	2
Intake cam profile/profil krzywki zaworu dolotowego	9.4 mm, 235° CA/ 9,4 mm, 235° OWK
Intake valve lift/wznios zaworu dolotowego	2.4...9.4 mm
Exhaust cam profile/profil krzywki zaworu wylotowego	9.2 mm, 235° CA/ 9,2 mm, 235° OWK
Exhaust valve lift/wznios zaworu wylotowego	2.2...9.2 mm
Fuel injector/wtryskiwacz paliwa	Solenoid actuated inwardly opening pressure – swirl/elektromagnetyczny z końcówką generującą zawirowanie
Fuel pressure/ciśnienie paliwa	40...110 bar
Fuel/paliwo	Gasoline 95 RON/benzyna LO B 95

All valvetrain parameters could be changed independently for the intake and exhaust valves during engine operation [7]. Variable valve lift was achieved with the use of a hydraulic device with manual control, extensively described in [4, 7].

The research engine had a bowl shaped combustion chamber located in the engine head. The piston face was protruding on its perimeter and approached the cylinder head closely at top dead center (TDC), which generated some amount of squish (Fig. 2). During the experiments Bosch solenoid injector type HDEV was used. It was an inwardly opening pressure-swirl injector providing fuel directly into the combustion chamber. The injector was located in the engine head with an inclination of 38° against the cylinder axis. The cone of the fuel stream with the angle of approx. 67° was injected in the direction tangential to the swirl generated by the intake port shape.

powyżej 0,5 MPa średniego ciśnienia indykowanego wiąże się z dużymi obciążeniami mechanicznymi oraz cieplnymi elementami komory spalania [1]. Obciążenia mechaniczne są skutkiem nagłego przyrostu ciśnienia w cylindrze, natomiast obciążenia cieplne są wynikiem większej średniej temperatury ładunku ze względu na duży współczynnik recyrkulacji spalin. W sytuacji ujemnego przekroczenia zaworów w jednym cyklu pracy silnika dwukrotnie następuje sprężanie i osiągnięcie wysokich temperatur czynnika roboczego.

Mimo wszystko silnik HCCI o ujemnym przekrociu zaworów wydaje się obecnie najlepszym rozwiązaniem dla benzynowych silników o zapłonie iskrowym. Silnik taki pracuje w trybie HCCI w zakresie małych i średnich obciążeń i prędkości obrotowych, a poza tym zakresem – jako silnik o zapłonie iskrowym.

W niniejszym artykule przedstawiono wyniki badań benzynowego silnika HCCI wykorzystującego wewnętrzną recyrkulację spalin. Badania przeprowadzono w Laboratorium Silników Spalinowych Politechniki Lubelskiej na specjalnie do tego celu zbudowanym stanowisku. Należy podkreślić, że jest to pierwsza tego typu praca badawcza zrealizowana w Polsce.

2. Stanowisko badawcze

Badania eksperymentalne przeprowadzono na jednocylindrowym silniku badawczym SB 3.5 (rys.1). Dane techniczne silnika zestawiono w tabeli 1.

Silnik posiada mechanizm niezależnej regulacji wzniosów zaworów oraz faz rozrządu zaworów dolotowego i wylotowego. Zmiany nastaw układu rozrządu mogą być dokonywane podczas pracy silnika [7]. Zmianę wzniosu zaworów uzyskano za pomocą mechanizmu hydraulicznego szczegółowo opisanego w pracach [4, 7].

Silnik badawczy posiada kulistą komorę spalania w głowicy. Denko tłoka w GMP znacznie wystaje ponad płaszczyznę podziału cylindra i głowicy silnika, zbliżając się na obwodzie do ścianek komory spalania w głowicy (rys. 2). Dzięki temu uzyskiwany jest efekt wyciskania powodujący zwiększenie zawirowań ładunku w cylindrze. Do zasilania silnika paliwem wykorzystano wtryskiwacz typu HDEV produkcji firmy Bosch podający paliwo bezpośrednio do cylindra. Umieszczono go w głowicy silnika pod kątem 38° do osi cylindra. Struga paliwa o kącie stożka równym 67° podawana jest stycznie do kierunku zawirowania, generowanego przez ukształtowanie kanału dolotowego.

Wszystkie elementy osprzętu silnika napędzane były przez zewnętrzne urządzenia. Olej smarujący podawany był przez pompę elektryczną poprzez układ zaworów przelewowych zapewniających utrzymanie ciśnienia oleju dostarczanego do łożysk ślizgowych silnika na poziomie 4,5 bar oraz właściwe ciśnienie oleju zasilającego hydrauliczny mechanizm wzniosu zaworów. Układ wodnego chłodzenia silnika wyposażony był w elektryczną pompę obiegową, grzałkę oraz wymiennik ciepła, dzięki czemu silnik był rozgrzewany jeszcze przed rozpoczęciem pracy.

Nisko- i wysokociśnieniowa pompa paliwa były napędzane przez silniki elektryczne w celu zapewnienia stałego ciśnienia paliwa, niezależnie od prędkości obrotowej silnika. Żądane ciśnienie paliwa ustawiane było za pomocą zaworu przelewowego.

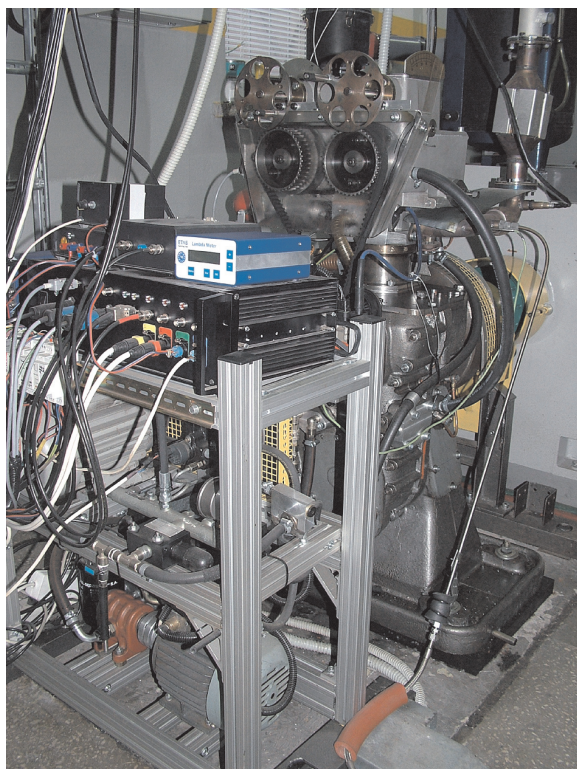


Fig. 1. SB 3.5 research engine

Rys. 1. Silnik SB 3.5

All engine aggregates were driven by external devices. Lubricating oil was supplied by an electric oil pump and a set of pressure valves in order to provide oil for slide bearings at the pressure of 4.5 bar and a sufficient pressure to fill the hydraulic valve lift system. The cooling system was fitted with an electrical heater and an external circulation pump, providing accurate control of water and oil temperature.

Low- and high-pressure fuel pumps were electrically driven in order to obtain constant pressure independent of the engine speed. The desired fuel pressure was set by a hydraulic overpressure valve with an electronic pressure monitoring.

The research engine was coupled to a DC current dynamometer, which allowed a motored engine operation.

The engine control system was based on a microprocessor timing module controlled by a personal computer with a real-time software. Dedicated injection and ignition timing module was designed in order to allow an accurate and repeatable fuel dosage and spark discharge generation. So as to avoid control errors resulting from engine speed fluctuations, crankshaft angle domain procedures (injection and ignition timing) were controlled based on the signals from the crankshaft encoder with an angular resolution of 0.1° CA. The same timing signal was used for triggering of the A/D converter for the recording of the in-cylinder pressure and other signals acquired in the crankshaft angle domain.

Two accelerometers were mounted additionally on the cylinder head. Their signals were used to verify the timing of the valves. Accurate calculation of the valve opening and closing angles based on the geometrical relationship was a difficult task due to internal leakages of the hydraulic

Silnik badawczy połączony był z hamulcem w postaci maszyny prądu stałego umożliwiającej napęd silnika z obcego źródła.

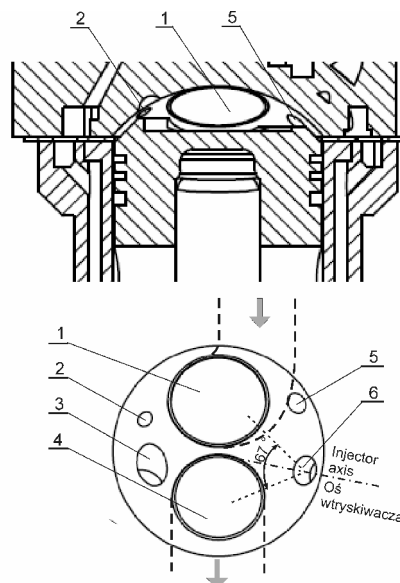


Fig. 2. Cross-section and schematic view of SB 3.5 engine combustion chamber: 1 – intake valve, 2 – in-cylinder pressure sensor, 3 – spark plug seat, 4 – exhaust valve, 5 – supplementary sensor seat, 6 – injector seat

Rys. 2. Przekrój oraz schemat komory spalania silnika BS 3.5: 1 – zawór dolotowy, 2 – czujnik ciśnienia w cylindrze, 3 – gniazdo świecy zapłonowej, 4 – zawór wylotowy, 5 – gniazdo na dodatkowy czujnik, 6 – gniazdo wtryskiwacza

Układ sterowania silnika oparto na mikroprocesorowym module czasu rzeczywistego, zarządzanym przez komputer osobisty z dedykowanym oprogramowaniem. Moduł czasu rzeczywistego umożliwiał precyzyjne i powtarzalne sterowanie dawką paliwa oraz kątem początku wtrysku i kątem zapłonu. Aby uniknąć błędów kąta wynikających z wahań chwilowej prędkości obrotowej silnika, procedury realizowane w funkcji kąta obrotu (kątem początku wtrysku i kątem zapłonu) były realizowane na podstawie sygnału enkodera położenia wału korbowego z rozdzielczością kątową $0,1^\circ$ OWK. Ten sam sygnał wykorzystany był do wyzwolenia przetwornika analogowo-cyfrowego układu rejestracji ciśnienia indykowanego i innych sygnałów rejestrowanych w dziedzinie kąta obrotu wału korbowego.

Na głowicy silnika zainstalowano dodatkowo dwa akcelerometry. Ich sygnały wykorzystano do weryfikacji faz rozrządu. Dokładne określenie kątów otwierania i zamykania zaworów na podstawie zależności geometrycznych byłoby trudnym zadaniem ze względu na wewnętrzne przecieki układu hydraulicznego. Jednak przy zredukowanym wzniosie zaworów zarówno otwarcie, jak i zamknięcie zaworu generuje łatwy do zidentyfikowania sygnał wibroakustyczny. Otwieranie zaworów było identyfikowane jako chwila zetknięcia się tłoka akumulatora hydraulicznego ze zderzakiem. Zamykanie zaworów dawało silny sygnał drganiowy ze względu na dużą prędkość osiadania zaworu w gnieździe przy zredukowanym wzniosie.

Współczynnik nadmiaru powietrza obliczany był z wykorzystaniem równania bilansu węgla [3], gdzie frakcje

system, however at reduced valves lifts both opening and closing events were clearly identified with the use of vibration signals. Opening of the valves was identified as the point when the piston of the hydraulic accumulator reached its end position. Closing of the valves gave a strong vibration signal due to relatively high speed of the valve at reduced lift.

Air excess coefficient was calculated with the use of a carbon balance equation [3], where molar fractions of the components were provided by the "wet" exhaust analysis. The composition of the exhaust gases was measured with FTIR multi-component analytical system. The mass of the trapped exhaust gases was calculated using gas state equation based on the volume, pressure and temperature at the exhaust valve closing. In order to avoid errors in the measured pressure signal due to vibrations at the exhaust valve closing (EVC), the pressure at EVC was calculated with the use of a recompression model obtained by fitting of the measured pressure with a polytropic curve. The exhaust temperature was provided by a thermocouple located in the exhaust port close to the valve. The EGR rate was calculated as a fraction of re-circulated exhaust mass and fresh intake air mass. The intake air mass was measured with the use of a mass flow meter. Fuel consumption was measured via a fuel balance with a measurement time of 30 s. Additionally, the fuel dose was calculated on the basis of the injector delivery rate characteristics. The net, indicated specific fuel consumption (ISFC) was calculated as a fraction of the fuel dose per single engine cycle and indicated work. Exhaust emissions were also presented as the indicated specific values. The indicated mean effective pressure (IMEP), heat release rate and mass fraction burnt (MFB) were calculated on the basis of in-cylinder pressure traces.

3. Experimental research

3.1. Results of indicator measurements

The aim of the research was to evaluate the possibility of auto-ignition control in the research engine described above. All tests were performed at constant valve lifts and constant opening phases. The opening phase of the intake valve was 130° CA with the lift of 2.8 mm, and the opening phase of the exhaust valve was 130° CA with the lift of 2.4 mm. In this study combustion characteristics were analyzed at variable valve timings, engine speed, air-fuel ratio and injection timing. The engine was fuelled with commercial gasoline (95 RON) from a single batch. Fuel pressure was constant and set to 100 bar. All experiments were held with the spark ignition system switched off.

Figure 3 presents p-V diagrams of the engine operated in the spark ignition (SI) and HCCI combustion modes under the same conditions. Engine speed was 1500 rpm, IMEP – 0,35 MPa and the air excess coefficient (λ) – 1.05. During SI operation the ignition advance was 25° CA before TDC.

The realization of an almost ideal Otto cycle in the case of HCCI combustion (Fig. 3b) resulted in an increase in the thermal efficiency of the engine. The ISFC in HCCI modes were 293 g/kW·h, whereas at SI operation – 328 g/kW·h. The exhaust temperature at HCCI combustion was only 604°C and was 170°C lower than for spark ignited mixture. At air-

molowe poszczególnych składników spalin określone były przez analizę składu spalin „mokrych”. Skład spalin mierzono za pomocą wieloskładnikowego systemu analitycznego typu FTIR. Masa wewnętrznie recykulowanych spalin była określana z wykorzystaniem równania stanu gazu w chwili zamknięcia zaworu wylotowego na podstawie objętości nad tłokiem, ciśnienia w cylindrze i temperatury gazów wylotowych. Aby uniknąć błędów pomiaru ciśnienia w chwili zamykania zaworu spowodowanych drganiem przy zamykaniu zaworu wylotowego, ciśnienie obliczano za pomocą politropowego modelu sprężania. Temperaturę gazów wylotowych mierzono za pomocą termopary umieszczonej bezpośrednio za zaworem wylotowym. Współczynnik recyrkulacji spalin obliczano jako stosunek masy spalin pozostałych z poprzedniego cyklu do masy świeżego powietrza dopływającego do cylindra. Masę świeżego powietrza określano na podstawie natężenia przepływu mierzonego termooptomierzem. Zużycie paliwa mierzono za pomocą miernika masowego, w każdym punkcie pracy przez okres 30 s. Dodatkowo dawka paliwa była obliczana na podstawie znanej charakterystyki wydatku wtryskiwacza paliwa. Indykowane jednostkowe zużycie paliwa obliczano jako stosunek masy wtryskniętego w cykl paliwa do pracy indykowanej. Średnie ciśnienie indykowane oraz przebiegi wywiązywania się ciepła i przebiegi stopnia wypalenia dawki paliwa obliczano na podstawie krzywych ciśnienia indykowanego w cylindrze.

3. Badania eksperymentalne

3.1. Wyniki pomiarów indykatorowych

Celem badań eksperymentalnych była ocena możliwości realizacji systemu spalania HCCI w opisanym wyżej silniku. Badania przeprowadzono przy stałych wzniosach zaworów oraz stałych kątach otwarcia. Wznios zaworu dolotowego wynosił 2,8 mm przy kącie otwarcia 130° OWK, natomiast wznios zaworu wylotowego wynosił 2,4 mm przy kącie otwarcia 120° OWK. Podczas badań zmieniano niezależnie fazy zaworu dolotowego i wylotowego. Zbadano także zmiany napełnienia cylindra i współczynnika reszty spalin przy zmiennej prędkości obrotowej. Sporządzono także charakterystyki regulacyjne składu mieszanki dla dwóch nastaw układu rozrządu. Ponadto określono wpływ kąta początku wtrysku paliwa na przebieg spalania.

Silnik zasilany był handlową benzyną LO 95 pochodzącą z jednej dostawy. Paliwo podawano do cylindra w pojedynczej dawce pod ciśnieniem 100 bar. Wszystkie pomiary wykonano podczas pracy silnika z wyłączonym układem zapłonowym.

Na rysunku 3 przedstawiono zamknięte wykresy indykatorowe silnika pracującego w trybie ZI i HCCI w tych samych warunkach. Prędkość obrotowa wynosiła 1500 obr/min, średnie ciśnienie indykowane 0,35 MPa, a współczynnik nadmiaru powietrza $\lambda = 1,05$. W przypadku pracy przy zapłonie iskrowym kąt zapłonu wynosił 25° OWK przed GMP.

Realizacja niemal idealnego cyklu Otto w przypadku spalania HCCI (rys. 3b) skutkuje zwiększeniem sprawności cieplnej silnika. Jednostkowe indykowane zużycie paliwa w cyklu HCCI wynosiło 293 g/kW·h, podczas gdy przy zapłonie iskrowym zużycie paliwa wynosiło 328 g/kW·h. Temperatura spalin przy samozapłonie wynosiła 604°C i była

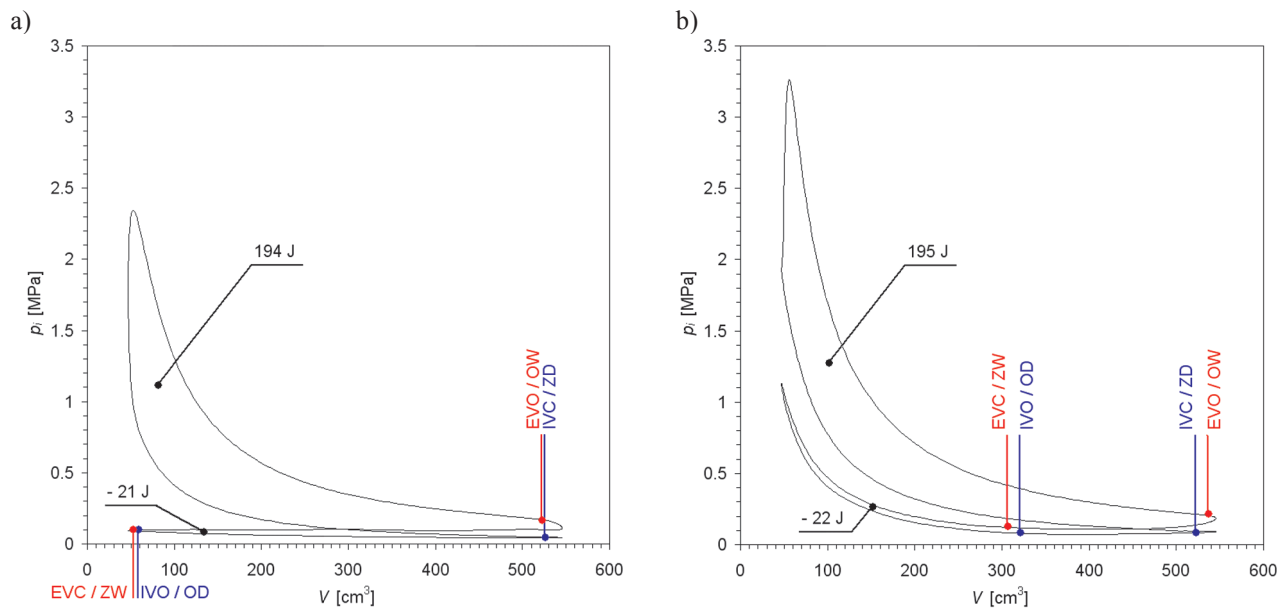


Fig. 3. Indicated pressure versus in-cylinder volume: a) SI cycle, b) HCCI cycle

Rys. 3. Ciśnienie indykowane w funkcji objętości nad tlokiem: a) cykl ZI, b) cykl HCCI

-gasoline mixture auto-ignition maximum heat release rate was $62 \text{ J}^\circ \text{ CA}$ and the combustion angle, calculated for 5–95% of mass fraction burnt, was 12° CA , while at spark ignition the heat release rate was $12 \text{ J}^\circ \text{ CA}$ with the combustion duration of 50° CA . The combustion chamber walls heating during the recompression of the exhaust in the NVO period causes some heat losses, however it is comparable with the work losses during charge exchange at throttled SI operation (Fig. 4).

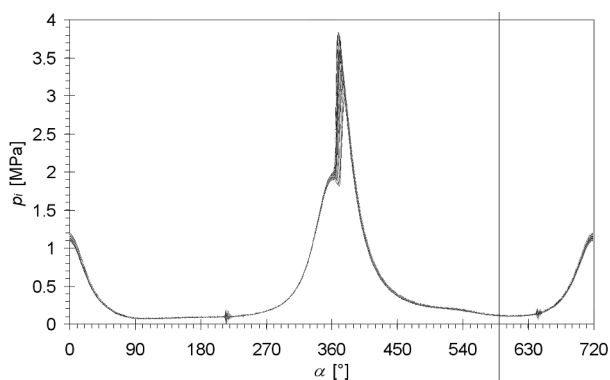


Fig. 4. Indicated pressure for 100 consecutive cycles of engine operation in HCCI mode

Rys. 4. Przebiegi ciśnienia indykowanego ze 100 kolejnych cykli pracy silnika w trybie HCCI

HCCI combustion process, despite a lack of external control of ignition timing, is characterized by a good cycle-to-cycle stability. Figure 4 presents the in-cylinder pressure curves for 100 consecutive engine cycles at the engine speed equal to 1500 rpm, IMEP – 0.37 MPa and the air excess coefficient – 1.07. The coefficient of variation in IMEP was only 2.8%.

3.2. Valve timings

In order to analyze the possibilities of engine load control with the use of valves timings, valvetrain settings were varied

o ponad 170° niższa niż dla zapłonu iskrowego. Przy samozapłonie benzyny maksymalna prędkość wywiązywania się ciepła wynosiła $62 \text{ J}^\circ \text{ OWK}$, a kąt spalania obliczony dla wypalenia od 5 do 95% dawki paliwa wynosił 12° OWK . Dla porównania, przy zapłonie iskrowym wartości te wynosiły odpowiednio $12 \text{ J}^\circ \text{ OWK}$ oraz 50° OWK . Intensywna wymiana ciepła podczas sprężania i rozprężania spalin przy ujemnym współotwarciu zaworów wiąże się z pewnymi stratami ciepła. Jednakże straty ciepła pętli rekompresji porównywalne są ze stratami pętli wymiany ładunku podczas pracy w trybie ZI i regulacji napełnienia za pomocą przepustnicy (rys. 4).

Proces spalania w trybie HCCI, pomimo braku zewnętrznego mechanizmu kontroli zapłonu, charakteryzuje się dużą powtarzalnością kolejnych cykli. Na rysunku 4 przedstawiono krzywe ciśnienia indykowanego dla 100 kolejnych cykli pracy silnika przy prędkości obrotowej 1500 obr/min, średnim ciśnieniu indykowanym 0,37 MPa oraz współczynniku nadmiaru powietrza $\lambda = 1,07$. Współczynnik wariancji średniego ciśnienia indykowanego wynosił 2,8%.

3.2. Fazy rozrządu

W celu zbadania możliwości regulacji obciążenia silnika pracującego w trybie HCCI sporządzono charakterystykę regulacyjną faz rozrządu. Kąt zamknięcia zaworu wylotowego zmieniano w zakresie od 627° do 646° OWK , natomiast kąt otwarcia zaworu dolotowego w zakresie od 77° do 99° OWK . Wszystkie fazy rozrządu podane są w orientacji takiej, jak na rys. 4.

Analizując proces regulacji napełnienia cylindra za pomocą zmian faz rozrządu, zaobserwowano, że współczynnik napełnienia cylindra znacznie bardziej zależy od fazy zaworu wylotowego niż fazy zaworu dolotowego (rys. 5a). Związane jest to z dużą ilością wewnątrznie recyrkulowanych spalin. Porównując współczynnik napełnienia i współczynnik recyrkulacji spalin (rys. 5a i b), można zauważyć, że wielkości te są odwrotnie zależne od siebie. Całkowita masa ładunku

independently for the intake and exhaust valves. Exhaust valve closing (EVC) was regulated in a range from 627° CA to 646° CA, whereas intake valve opening (IVO) phase was varied between 77° CA and 99° CA. All valvetrain phases are oriented according to Fig. 4.

The analysis of the intake process at variable valve timings allowed to observe that volumetric efficiency depended on EVC in much higher extent than on IVO (Fig. 5a). This was associated with the amount of internally re-circulated exhaust. The comparison of volumetric efficiency and EGR rate (Figs. 5a and b) showed that both values are oppositely dependent. The entire in-cylinder mass was changed insignificantly, while the fractions of fresh air and re-circulated exhaust were varied.

w cylindrze ulega zmianie w niewielkim zakresie, natomiast zmienia się proporcja pomiędzy ilością świeżego powietrza i spalin pozostałych z poprzedniego cyklu. Prawie w całym zakresie zmiany faz zaworu wylotowego największe napełnienie uzyskiwane jest przy wczesnych otwarciach, nawet jeżeli występują przepływy zwrotne spalin do kolektora dolotowego. Zależność średniego ciśnienia indykowanego (rys. 5c) była podobna do charakterystyki napełnienia. Zaobserwowano jednak silny wpływ fazy zaworu dolotowego na maksymalną szybkość wywiązywania się ciepła (rys. 5d). Znaczny spadek szybkości wywiązywania się ciepła przy zbyt wczesnych i zbyt późnych otwarciach zaworu dolotowego związany jest z przepływami zwrotnymi na początku suwu

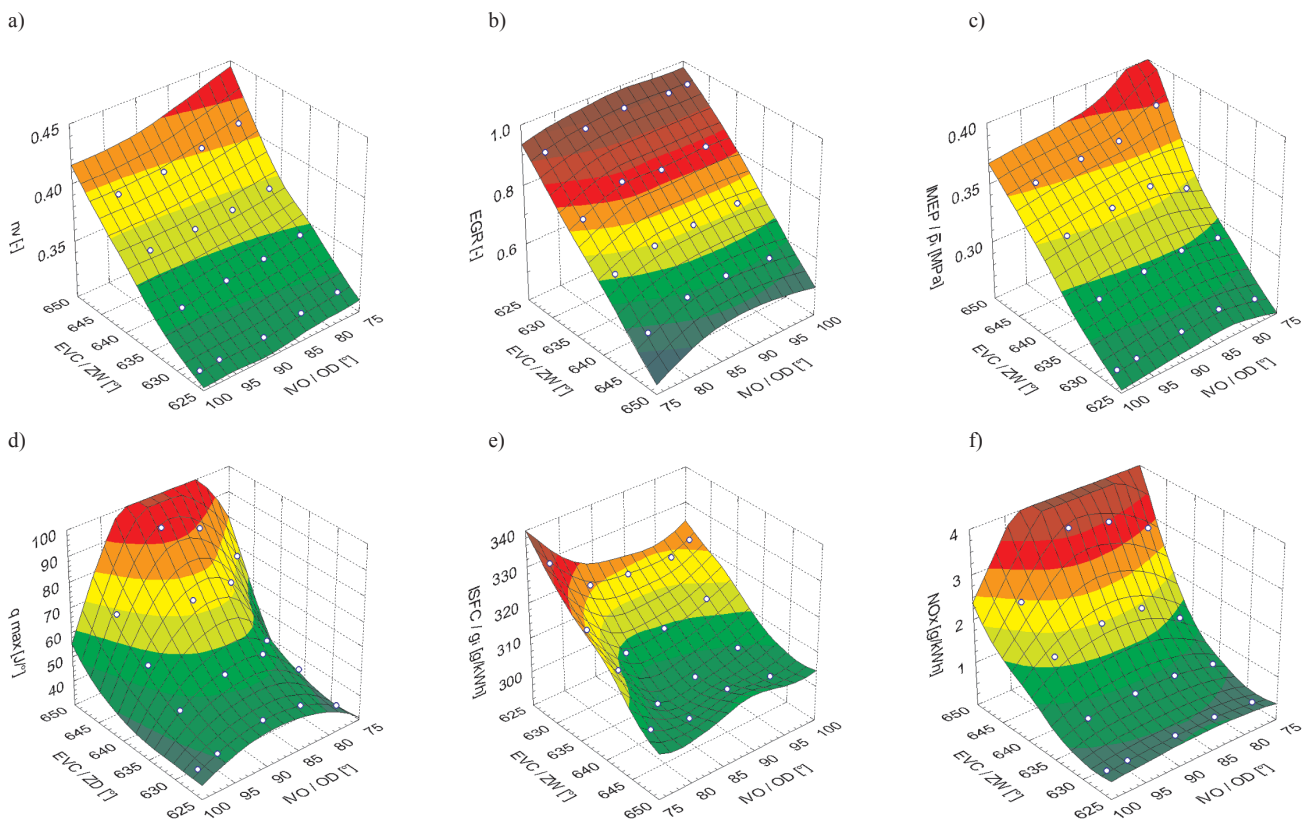


Fig. 5. Valves timing regulation characteristic ($n = 1500$ rpm, $\lambda = 1.08$): a) volumetric efficiency, b) exhaust gas re-circulation rate, c) indicated mean effective pressure, d) maximum heat release rate, e) indicated specific fuel consumption, f) indicated specific NO_x emission (note inverted axes in figures b and e)

Rys. 5. Charakterystyka regulacyjna faz rozrządu ($n = 1500$ obr/min, $\lambda = 1,08$): a) współczynnik napełnienia cylindra, b) współczynnik reszty spalin, c) średnie ciśnienia indykowane, d) maksymalna szybkość wywiązywania się ciepła, e) jednostkowe indykowane zużycia paliwa, f) jednostkowa indykowana emisja NO_x (należy zwrócić uwagę na odwrócone osie na wykresach b i e)

In general, in the whole range of EVC angles the highest volumetric efficiency was obtained at early IVO, even if it resulted in backflows of the mixture to the intake manifold. The characteristics of IMEP (Fig. 5c) was similar to the one of volumetric efficiency. However, IVO angle was found as the value which determines the heat release rate (Fig. 5d). A significant decrease in the maximum heat release rate at an early or late IVO was a result of backflows through the intake valve at its opening or closing. Backflows of exhaust or mixture to the intake manifold resulted in cooling down of the in-cylinder load, thus leading to an increase in the combustion time. The minimum values of

dolotu bądź pod jego koniec. Zawrótne spalin lub mieszaniny spalin do kolektora dolotowego powoduje ochłodzenie ładunku i w związku z tym wydłużenie procesu spalania. Natomiast minimalna wartość jednostkowego zużycia paliwa przypada dla faz zaworu dolotowego podążających za fazami zaworu wylotowego. Aby uzyskać minimum zużycia paliwa, wcześniejsze zamykanie zaworu wylotowego wymaga opóźnienia otwarcia zaworu dolotowego, przy czym zamiana fazy wylotu o 20° OWK wymaga zmiany fazy dolotu o 10° OWK. Zbyt wczesne otwarcie zaworu dolotowego powoduje większy wzrost jednostkowego zużycia paliwa niż otwarcie zbyt

the indicated specific fuel consumption (ISFC) were observed for IVO following EVC in order to provide symmetrical valve phases at NVO. However, for the advance of EVC by 20° CA IVO should be delayed by 10° CA. An early IVO resulted in an increase in the fuel consumption in comparison to late IVO (Fig. 5e), despite higher value of the volumetric efficiency in the first case. However, as for the NO_x emission, a late IVO provides lower content of this toxic component (Fig. 5f).

3.3. Injection timing

In order to provide homogeneous in-cylinder charge, fuel was injected during the expansion of re-compressed exhaust, before beginning of the fresh air intake. Beside such high injection advance, the start of the combustion process was found to be very sensitive to the angle of the start of the injection (SOI) (Fig. 6). Measurements were done at the engine speed of 1500 rpm and a volumetric efficiency of approximately 0.34.

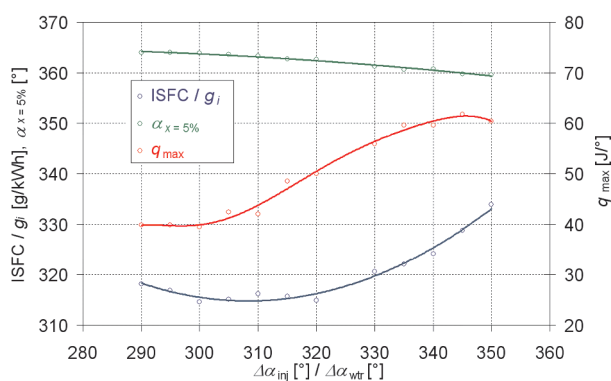


Fig. 6. Indicated specific fuel consumption, angle of 5% mass fraction burnt and maximum heat release rate with respect to injection timing ($\lambda = 1.1$)

Rys. 6. Jednostkowe indykowane zużycie paliwa, kąt wypalenia 5% dawki paliwa oraz maksymalna szybkość wywiązywania się ciepła w funkcji kąta wyprzedzenia początku wtrysku ($\lambda = 1,1$)

The advance of SOI in a range from 290 to 350° CA before TDC provided an advance of 5% MFB by 5° CA. At the same time, maximum heat release rate was increased from 40 to 60 J/° CA. It should be observed that the relation between the injection timing and the heat release rate was sigmoid. In the investigated range of SOI, EGR rate was varying between 0.8 and 0.85 due to the temperature changing of the re-circulated exhaust. The lowest values of ISFC were obtained at a delayed SOI. Figure 7 presents indicated specific NO_x emission with respect to the maximum heat release rate. It was found that the lower the heat release is, the lower the NO_x emission is generated by the combustion process. Thus, emission of nitrogen oxides and fuel consumption can be reduced simultaneously by the injection timing control.

3.4. Air excess coefficient

Air excess coefficient (λ) adjustment characteristics were obtained at the engine speed of 1500 rpm, for two valvetrain settings. At lower load the volumetric efficiency was 0.29, while the EGR rate was close to 1. At higher load the above values were 0.33 and 0.85 respectively.

The courses of the air excess coefficient characteristics at the HCCI combustion mode (Fig. 8) are similar to those

późne (rys. 5e), pomimo iż napełnienie cylindra jest większe w pierwszym przypadku. Jednak z punktu widzenia minimalizacji emisji tlenków azotu korzystniejsze jest stosowanie późnego otwarcia zaworu dolotowego (rys. 5f).

3.3. Kąt wtrysku paliwa

Aby zapewnić jednorodną mieszankę paliwowo-powietrzną w cylindrze, paliwo podczas pracy w trybie HCCI było wtryskiwane podczas rozprężania spalin przed rozpoczęciem dolotu świeżego powietrza. Pomimo zastosowania tak dużego wyprzedzenia zaobserwowano silny wpływ kąta początku wtrysku na przebieg spalania (rys. 6). Charakterystyka została wykonana przy prędkości obrotowej 1500 obr/min i współczynnika napełnienia około 0,34.

Wraz z wyprzedzaniem początku wtrysku od 290 do 350° OWK przed GMP w suwie pracy wyprzedzeniu uległ także kąt wypalenia 5% dawki paliwa. W badanym zakresie kąt ten zmienił się o 5° OWK. Równocześnie wzrastała maksymalna szybkość wywiązywania się ciepła od 40 do około 60 J/° OWK. Należy zauważyć, że zależność ta miała przebieg sigmoidalny. W badanym zakresie kąta wtrysku, ze

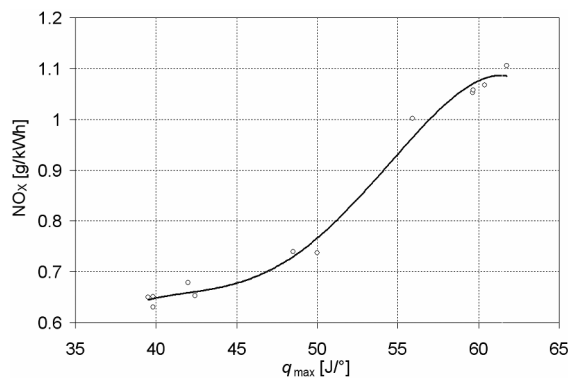


Fig. 7. Indicated specific NO_x emission with respect to maximum heat release rate ($\lambda = 1.1$)

Rys. 7. Jednostkowa indykowana emisja NO_x w funkcji maksymalnej szybkości wywiązywania się ciepła ($\lambda = 1,1$)

względem na zmiany temperatury spalin, zmieniał się także współczynnik recyrkulacji spalin od 0,8 do 0,85. Najmniejsze wartości jednostkowego zużycia paliwa występowały dla późniejszych kątów wtrysku paliwa. Na rysunku 7 przedstawiono zależność jednostkowej indykowanej emisji tlenków azotu od szybkości wywiązywania się ciepła. Przy mniejszych szybkościach wywiązywania się ciepła, uzyskanych przez opóźnienie wtrysku, zaobserwowano także najmniejszą emisję tlenków azotu.

3.4. Współczynnik nadmiaru powietrza

Charakterystyki regulacyjne składu mieszanki sporządzono przy prędkości obrotowej 1500 obr/min, dla dwóch ustawień faz rozrządu. Przy mniejszym obciążeniu silnika współczynnik napełnienia wynosił 0,29, natomiast współczynnik reszty około 1. Przy większym obciążeniu wartości te wynosiły odpowiednio 0,33 oraz 0,85.

Przebieg charakterystyk regulacyjnych składu mieszanki silnika pracującego w trybie HCCI (rys. 8) wskazuje, że są one podobne do typowych charakterystyk silników ZI zasilanych mieszanką homogeniczną. Maksymalny współczynnik nadmia-

of homogeneous charge spark ignited engines. The lean limit of the mixture strength was established at the level of $\lambda = 1.2$. Above this value the coefficient of variation in the IMEP exceeded 5%. The minimum of ISFC took place at the mixture strength (λ) between 1.05 and 1.1. At higher engine load the optimal λ range was shifted towards leaner mixtures. At a slightly lean mixture the highest values of NO_x emission were observed (Fig. 9), however they were rapidly dropping at increasing λ values, allowing to obtain 2-digit ppm molar fractions. The operation at lean mixture and lower load allowed a cylinder-out NO_x emission reduction to the excellent level of 16 ppm. The unburned hydrocarbons emission was slightly rising with the air excess coefficient. The CO emission dropped rapidly above the stoichiometric point with its minimum achieved at a slightly lean mixture. Above $\lambda = 1.15$ an insignificant increase of CO was noticed.

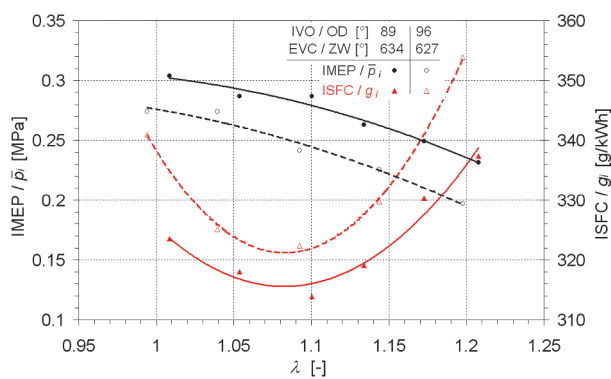


Fig. 8. Indicated mean effective pressure and indicated specific fuel consumption with respect to air excess ratio for two valvetrain settings [4]
Rys. 8. Średnie ciśnienie indykowane i indykowane jednostkowe zużycie paliwa w funkcji współczynnika nadmiaru powietrza dla dwóch różnych ustawień faz rozrządu [4]

3.5. Engine speed

Figure 10 presents the speed characteristic of the engine in the HCCI mode of combustion. The presented characteristic was made at an EVC angle of 640° CA and IVO 83° CA. The air excess coefficient was kept at the level of $\lambda = 1.05$ by the correction of the mass of the fuel injected.

The analysis of the speed characteristic reveals a strong influence of the flow discharge during the charge exchange process due to reduced valve lifts and relatively short opening angles (Fig. 10a). The increase in the engine speed caused a significant drop in the volumetric efficiency and rise of the EGR rate. It should be noticed that the dynamic phenomena at charge exchange resulted in a non-monotonous course of the recirculated exhaust fraction. Although volumetric efficiency and IMEP were dropping with the increase in the engine speed, ISFC was decreasing too. This relationship was ascribed to lower heat losses at elevated speeds. Lowering of the engine load also resulted in a decrease of NO_x emission. However, the content of this component is related to a heat release rate (Fig. 10b). At higher engine speeds, the emission of NO_x dropped to $1 \text{ g/kW}\cdot\text{h}$ (about 200 ppm), while for low speeds and high loads emissions typical of spark ignition engines were observed (about 900 ppm). It should be noted that the engine was operated at air excess coefficient of $\lambda = 1.05$, at which the maximum emission of NO_x

przebiega, przy którym współczynnik wariancji średniego ciśnienia indykowanego nie przekracza 5% wynosił około 1,2. Minimum jednostkowego zużycia paliwa przypadało na zakres współczynnika nadmiaru powietrza 1,05 do 1,1, przy czym dla większego obciążenia optymalna wartość λ była nieznacznie większa. Maksymalna emisja tlenków azotu występowała przy lekko zubożonej mieszance (rys. 9). Natomiast przy dalszym zubożaniu mieszanki szybko spadała, osiągając dwucyfrowe stężenia molowe. W przypadku mniejszego obciążenia i współczynnika nadmiaru powietrza $\lambda = 1,2$ osiągnięto znakomitą wartość stężenia NO_x na poziomie 16 ppm. Przy zubożaniu mieszanki od punktu stechiometrycznego jednostkowa emisja niespalonych węglowodorów monotonicznie wzrastała. Emisja tlenku węgla szybko spadała przy zubożaniu mieszanki, osiągając minimum w zakresie mieszanek lekko ubogich. Powyżej współczynnika nadmiaru powietrza 1,15 odnotowano niewielki wzrost emisji tego składnika.

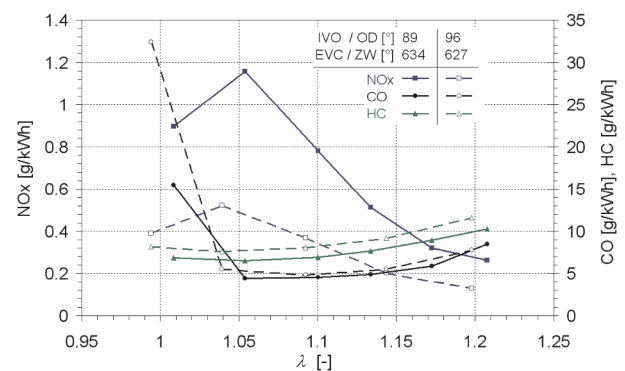


Fig. 9. Indicated specific emission of exhaust toxic components with respect to air excess ratio for two valvetrain settings [4]

Rys. 9. Indykowana jednostkowa emisja toksycznych składników spalin w funkcji współczynnika nadmiaru powietrza dla dwóch różnych ustawień faz rozrządu [4]

3.5. Prędkość obrotowa silnika

Na rysunku 10 przedstawiono charakterystykę prędkościową silnika pracującego w trybie HCCI. Kąt zamknięcia zaworu wylotowego wynosił 640° OWK, natomiast kąt otwarcia zaworu dolotowego wynosił 83° OWK. Współczynnik nadmiaru powietrza utrzymywany był przez korektę czasu wtrysku paliwa na stałym poziomie $= 1,05$.

Zredukowane wnioski oraz krótkie kąty otwarcia zaworów spowodowały, że na charakterystyce prędkościowej obserwowany był silny wpływ oporów przepływu podczas wymiany ładunku (rys. 10a). Wraz ze zwiększaniem prędkości obrotowej nastąpił wyraźny spadek napełnienia cylindra i wzrost współczynnika recyrkulacji spalin. Należy jednak zauważyć, że zjawiska dynamiczne podczas wymiany ładunku spowodowały, że zmiana współczynnika recyrkulacji spalin nie była monotoniczna. Wraz ze wzrostem prędkości obrotowej, mimo iż obciążenie silnika malało, zmniejszeniu ulegało także jednostkowe indykowane zużycie paliwa. Działo się tak ze względu na mniejsze straty ciepła. Wraz ze zmniejszaniem się obciążenia silnika przy wzrastającej prędkości obrotowej malała także emisja tlenków azotu. Jednakże emisja tego składnika była także ściśle związana z szybkością wywiązywania się ciepła w cylindrze (rys.

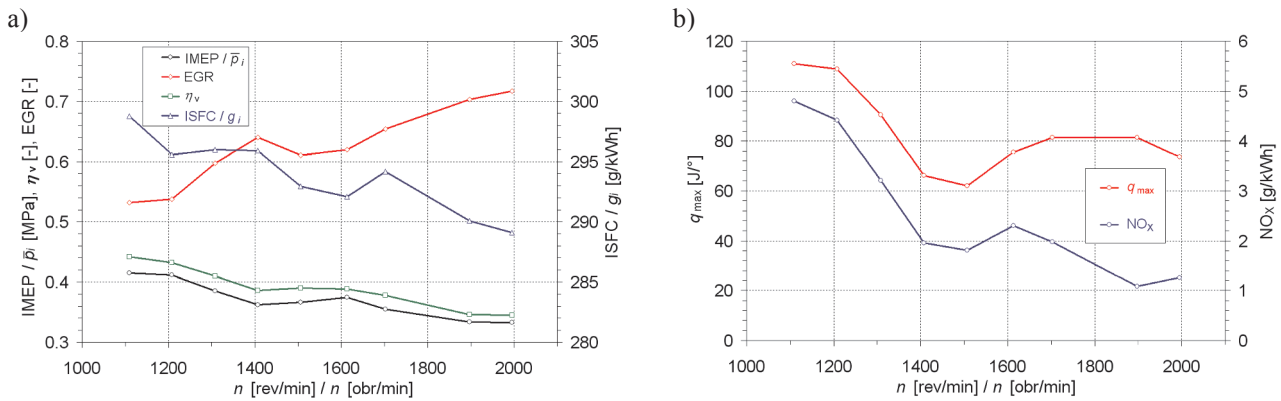


Fig. 10. Speed characteristic of engine in HCCI operation mode

Rys. 10. Charakterystyka prędkościowa silnika pracującego w trybie HCCI

takes place. At high loads the HCCI mode of combustion could be continued at a stoichiometric mixture. Thus, the tailpipe emission of NO_x would be reduced by the 3-way catalytic converter maintaining the benefit of lower fuel consumption in the HCCI combustion mode in comparison to spark ignition operation.

4. Conclusions

The design of a research engine presented in this paper let the authors realize an extensive research into gasoline controlled auto-ignition. It should be noted that its all components, beside valve lift adjustment mechanism, were typical of a spark ignition engine. It allowed the authors to obtain a technical solution for the HCCI engine at minimum modifications and a compression ratio of a spark ignition engine.

At the adjustment of the cylinder volumetric efficiency via the valvetrain settings it was stated that the exhaust valve timing determines the fresh air intake, while the intake valve timing has a much smaller effect. However, intake valve timing has an impact on the heat release rate, and therefore has influence on the specific fuel consumption and nitrogen oxides emission.

Direct injection offered additional benefits to the combustion process control in the HCCI engine. The start of the injection influenced both the self-ignition timing and the heat release rate. It was stated that the HCCI engine does not show the "Diesel problem". An optimum injection advance provided a reduction of nitrogen oxides emission and fuel consumption at the same time.

The highest thermal efficiency of the engine was obtained at the air excess coefficient λ between 1.05 and 1.1. However, it was possible to lower the low load limit at leaner mixtures. At air excess coefficient $\lambda = 1.2$ the indicated mean effective pressure below 0.2 MPa was achieved at a satisfactory level of cycle-to-cycle variability.

At constant valvetrain settings the volumetric efficiency dropped and EGR rate rose rapidly with the engine speed due to the limitations of gas flow through partially open valves and short opening durations. Keeping a constant EGR rate and volumetric efficiency at variable engine speed would require changing of the timings and lifts of the valves.

Acknowledgements

The authors wish to thank doctor Andrzej Muszyński, Head of Automotive Industry Institute for providing the re-

10b). Przy większych prędkościach obrotowych emisja NO_x spadała do poziomu 1 g/kW·h (ok. 200 ppm), natomiast przy małych prędkościach i dużych obciążeniach były to wartości typowe dla silników ZI (ok. 900 ppm). Należy jednak pamiętać, że silnik pracował przy współczynniku nadmiaru powietrza $\lambda = 1,05$, czyli w zakresie, w którym emisja NO_x jest największa. W zakresie większych obciążeń tryb spalania HCCI mógłby być kontynuowany przy zasilaniu silnika mieszaną stechiometryczną. Dzięki temu tlenki azotu byłyby zredukowane przez trójfunkcyjny reaktor katalityczny przy zachowaniu korzyści wynikających z obniżonego zużycia paliwa w porównaniu z systemem spalania ZI.

4. Wnioski

Przedstawiona w artykule konstrukcja silnika badawczego umożliwiła przeprowadzenie wszechstronnych badań silnika o kontrolowanym samozapłonie benzyny. Na uwagę zasługuje fakt, że wszystkie elementy silnika poza układem regulacji wzniosu zaworów są typowe dla silnika o zapłonie iskrowym. Dzięki temu uzyskano rozwiązanie techniczne silnika HCCI przy minimalizacji zmian konstrukcyjnych i stopniu sprężania typowym dla silnika o zapłonie iskrowym.

Przy regulacji napełnienia cylindra przez zmiany faz rozrzędu przy stałych wzniosach zaworów decydujący wpływ ma faza zaworu wylotowego, a znacznie mniejszy faza zaworu dolotowego. Natomiast faza zaworu dolotowego silnie wpływa na szybkość wywiązywania się ciepła w cylindrze, a co za tym idzie na jednostkowe zużycie paliwa oraz emisję tlenków azotu.

Zastosowanie bezpośredniego wtrysku benzyny rozszerza możliwości kontroli chwili samozapłonu oraz szybkości wywiązywania się ciepła. Stwierdzono znaczny wpływ kąta początku wtrysku na wyżej wymienione wielkości. Przeprowadzone badania dowiodły, że dla silnika pracującego w trybie HCCI nie występuje tzw. „problem Diesla”. Optymalny kąt początku wtrysku zapewnia jednoczesną minimalizację jednostkowego zużycia paliwa oraz emisji tlenków azotu.

Silnik pracujący w trybie HCCI osiąga największą sprawność cieplną w zakresie współczynnika nadmiaru powietrza od 1,05 do 1,1. Jednakże zubażenie mieszanki pozwala na obniżenie dolnej granicy obciążenia silnika. Przy współczynniku

search engine SB 3.5 for the tests. This work would have not been completed without the valvetrain mechanism designed by doctor Wiesław Kozaczewski let alone his invaluable contribution in building of the test stand.

The laboratory equipment used for the realization of the investigation was financed by Polish Ministry of Science and Higher Education, grant no N502 047 32/3679 realized in the years 2007-2009.

Paper reviewed/Artykuł recenzowany

Bibliography/Literatura

- [1] Blaxill H., Cairns A.: Production-Feasible Controlled Auto-Ignition. *Auto Technology*, vol. 7, pp. 28-31, 2007.
- [2] Hasegawa R., Yanagihara H.: HCCI Combustion in DI Diesel Engine. SAE Tech. Paper No. 2003-01-0745, 2003.
- [3] Heywood J.: *Internal Combustion Engine Fundamentals*, McGraw-Hill Book Company, 1988.
- [4] Hunicz J., Kordos P.: Experimental Study of the Gasoline Engine Operated in Spark Ignition and Controlled Auto-Ignition Combustion Modes. SAE Tech. Paper No. 2009-01-2667, 2009.
- [5] Hwang W., Dec J., Sjöberg M.: Spectroscopic and Chemical-Kinetic Analysis of the Phases of HCCI Autoignition and Combustion for Single- and Two-Stage Ignition Fuels. *Combustion and Flame*, vol. 154, pp. 387-409, 2008.
- [6] Jun D., Iida N.: A Study of High Combustion Efficiency and Low CO Emission in a Natural Gas HCCI Engine. SAE Tech. Paper No. 2004-01-1974, 2004.
- [7] Kozaczewski W.: Zmienne fazy rozrządu – nowe rozwiązania i silnik badawczy do badania ich wpływu. *Journal of KONES Combustion Engines*, vol. 8, No. 3-4, pp. 182-187, 2001.
- [8] Najt P., Foster D.: Compression-ignited Homogeneous Charge Combustion. SAE Tech. Paper No. 830264, 1983.
- [9] Oakley A., Zhao H., Ladommatos N., Ma T.: Experimental Studies on Controlled Auto-ignition (CAI) Combustion of Gasoline in a 4-Stroke Engine. SAE Tech. Paper No. 2001-01-1030.
- [10] Onishi S., Jo S., Shoda K., Jo P., Kato S.: Active Thermo-Atmosphere Combustion (ATAC) – a New Combustion Process for Internal Combustion Engines. SAE Tech. Paper No. 790501, 1979.
- [11] Sjöberg M., Dec J.: Comparing late-cycle autoignition stability for single- and two-stage ignition fuels in HCCI engines. *Proceedings of the Combustion Institute*, vol. 31, pp. 2895–2902, 2007.
- [12] Sjöberg M., Dec J.: EGR and Intake Boost for Managing HCCI Low-Temperature Heat Release over Wide Ranges of Engine Speed. SAE Tech. Paper No. 2007-01-0051, 2007.
- [13] Stenlaas O., Egnell R., Johansson B., Mauss F. Hydrogen as Homogeneous Charge Compression Ignition Engine Fuel. SAE Tech. Paper No. 2004-01-1976, 2004.
- [14] Wyszynski M., Xu H.: HCCI with Standard and Alternative Fuels at Moderate Compression Ratios. *Combustion Engines* No. 1/2006 (124), pp. 3-20, 2006.
- [15] Yao M., Zheng Z., Chen Z., Zhang B.: Experimental Study on HCCI Combustion of Dimethyl Ether (DME)/Methanol Dual Fuel. SAE Tech. Paper No. 2004-01-2993, 2004.

Prof. Andrzej Niewczas, DSc., DEng. – professor in the Faculty of Mechanical Engineering at Lublin University of Technology.

Prof. dr hab. inż. Andrzej Niewczas – profesor na Wydziale Mechanicznym Politechniki Lubelskiej.

e-mail: a.niewczas@pollub.pl



nadmiaru powietrza równym 1,2 uzyskano średnie ciśnienie indykowane poniżej 0,2 MPa przy zachowaniu zadowalającej powtarzalności kolejnych cykli pracy silnika.

Ze względu na znaczne opory przepływu przez zawory pracujące z niewielkimi wzniosami, przy zmianie prędkości obrotowej silnika konieczna jest płynna regulacja faz rozrządu i wzniosu zaworów w celu zyskania stałych wartości współczynnika napełnienia i współczynnika recyrkulacji spalin.

Podziękowania

Autorzy pragną podziękować Panu dr. inż. Andrzejowi Muszyńskiemu Dyrektorowi Przemysłowego Instytutu Motoryzacji za udostępnienie silnika badawczego SB 3.5. Niniejsza praca nie byłaby zrealizowana bez wykorzystania konstrukcji układu rozrządu wykonanej przez dr. inż. Wiesława Kozaczewskiego, a także bez Jego bezcennych rad udzielonych podczas budowy stanowiska badawczego.

Wykorzystane do badań stanowisko laboratoryjne zostało sfinansowane przez Ministerstwo Nauki i Szkolnictwa Wyższego w ramach grantu nr N502 047 32/3679 realizowanego w latach 2007-2009.

Nomenclature/Oznaczenia

CA/OWK Crankshaft Angle/kąt obrotu wału korbowego

DME Dimethyl Ester/ester dwumetylowy

EGR Exhaust Gas Re-circulation/recyrkulacja spalin

EVC Exhaust Valve Closing/zamknięcie zaworu wylotowego

FTIR Fourier Transform Infrared/transformata Fouriera widma w podczerwieni

HCCI Homogeneous Charge Compression Ignition/samozapłon mieszanki jednorodnej

η_v Volumetric efficiency/współczynnik napełnienia cylindra

IMEP Indicated Mean Effective Pressure/średnie ciśnienie indykowane

ISFC Indicated Specific Fuel Consumption/jednostkowe indykowane zużycie paliwa

IVO Intake Valve Opening/otwarcie zaworu dolotowego

λ Air excess ratio/współczynnik nadmiaru powietrza

MFB Mass Fraction Burnt/stożek wypalenia dawki paliwa

NVO Negative Valve Overlap/ujemne współotwarcie zaworów

SI/ZI Spark Ignition/zapłon iskrowy

SOC Start of Combustion/początek spalania

SOI Start of Injection/początek wtrysku paliwa

TDC/GMP Piston Top Dead Center/górne zwrotne położenie tłoka

Mr. Jacek Hunicz, DEng. – doctor in the Faculty of Mechanical Engineering at Lublin University of Technology.

Dr inż. Jacek Hunicz – adiunkt na Wydziale Mechanicznym Politechniki Lubelskiej.

e-mail: j.hunicz@pollub.pl



Mr. Paweł Kordos, DEng. – doctor in the Faculty of Mechanical Engineering at Lublin University of Technology.

Dr inż. Paweł Kordos – adiunkt na Wydziale Mechanicznym Politechniki Lubelskiej.

e-mail: p.kordos@pollub.pl

