

## DUAL-FUEL HYDROGEN-DIESEL COMPRESSION IGNITION ENGINE

**Roman Borecki, Stanisław Szwaja, Michał Pyrc**

*Czestochowa University of Technology  
Armii Krajowej Street 21, 42-200 Częstochowa, Poland  
tel. +48 034 325-05-07, fax: +48 034 325-05-55  
e-mail: rborecki@imc.pcz.czyst.pl  
e-mail: szwaja@imc.pcz.czyst.pl  
e-mail: pyrc@imc.pcz.czyst.pl*

### **Abstract**

*Investigation on a hydrogen fuelled engine has been conducted all over the world for several years. Hydrogen-diesel bi-fuelling application to a compression ignition (CI) engine is also of the interest.*

*A test bed, which provides opportunities for both hydrogen combustion and diesel-hydrogen co-combustion research in the CI engine, has been built in the Institute of Internal Combustion Engines and Control Engineering of Czestochowa University of Technology. A classic direct injection system has been applied for fuelling the engine. Hydrogen can be delivered to the engine combustion chamber in two different ways: by a port fixed hydrogen injector or by a mixer, installed in the inlet manifold just pass the injector. Main parts of the test bed are as follows: 2 in-line air-cooled compression ignition (CI) engine FL511 made by Deutz and a synchronous generator of power output of 20 kVA.*

*Tests were carried out for the hydrogen fuelled engine. Hydrogen was self-ignited due to high compression ratio of the engine. Additionally, there were tests of combustion of hydrogen, ignited by a diesel dose directly injected into the cylinder under proportion of 50/50% concerning energy share of the ach fuel.*

*The research, presented in the paper, contains results of in-cylinder pressure analysis with respect to combustion knock intensity and mass fraction burnt (MFB) location against crank angle. There is also comparison made between these two tests and the test conducted for an original diesel engine.*

**Keywords:** *internal combustion engine, dual-fuel, diesel, hydrogen*

## DWUPALIWOWY SILNIK WYSOKOPRĘŻNY ZASILANY OLEJEM NAPEĐOWYM I WODOREM

### **Streszczenie**

*Od wielu lat w ośrodkach naukowych na całym świecie prowadzone są badania nad zasilaniem wodorem silników pojazdów mechanicznych. Prowadzone są także próby spalania wodoru w silniku dwupaliwowym zasilanym dodatkowo olejem napędowym.*

*W Instytucie Maszyn Tłokowych i Techniki Sterowania Politechniki Częstochowskiej zbudowano stanowisko badawcze umożliwiające spalanie wodoru w silniku wysokoprężnym, który był dodatkowo zasilany olejem napędowym wtryskiwanym bezpośrednio do cylindra. Natomiast wodór doprowadzany był do silnika poprzez układ wtryskowy zamontowany na kolektorze dolotowym lub poprzez mieszalnik. Stanowisko zbudowano na bazie silnika wysokoprężnego firmy DEUTZ typ FL511 napędzającego prądnicę synchroniczną o mocy 20 kVA.*

*W artykule przedstawiono przykładowe wyniki eksperymentalne badań silnika zasilanego dwupaliwowo olejem napędowym i wodorem o proporcji 50/50% pod względem udziału energetycznego oraz silnika zasilanego wyłącznie wodorem, którego zapłon inicjowany był samoczynnie. Wyniki badań przedstawiają przebiegi ciśnienia w cylindrze, składową zmienną tego ciśnienia, rozkłady statystyczne położenia 10, 50 i 90% spalonego ładunku (MFB) oraz charakterystykę spalania stukowego.*

**Słowa kluczowe:** *dwupaliwowy silnik spalinowy, olej napędowy, wodór*

### **1. Wstęp**

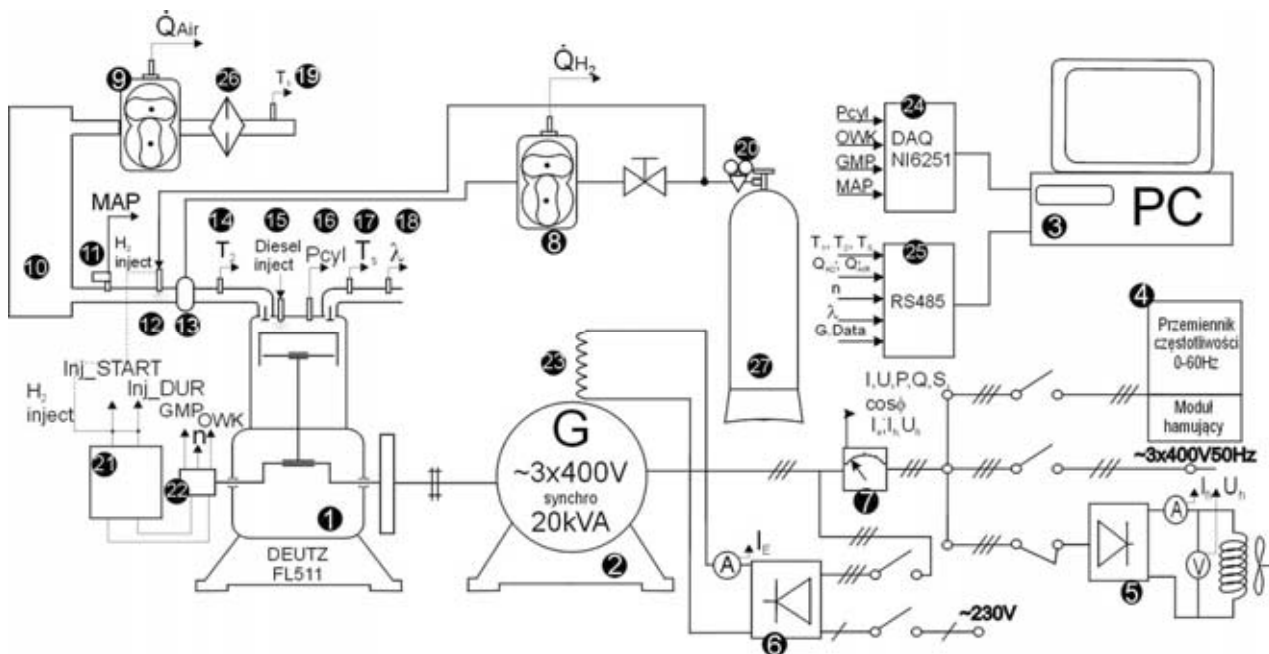
Konieczność ciągłego obniżania emisji toksycznych składników spalin oraz gazów uznawanych za gazy cieplarniane wymusza poszukiwanie paliw, których spalanie szczególnie

w silnikach trakcyjnych nie będzie negatywnie oddziaływać na środowisko naturalne. Od wielu lat na całym świecie prowadzone są badania nad zasilaniem silników pojazdów mechanicznych wodorem. Prowadzone są także badania nad spalaniem wodoru w silnikach dwupaliwowych zasilanych paliwami tradycyjnymi z dodatkową dawką wodoru. Badanie te głównie dotyczą silników stacjonarnych zasilanych gazami bogatymi w wodór, powstającymi w procesie zgazowania biomasy i węgla, ale można także doszukać się informacji dotyczących stosowania wodoru jako paliwa dodatkowego do trakcyjnych silników wysokoprężnych [1]. Wodór jest gazem o relatywnie bardzo dużej prędkości spalania w porównaniu do innych znanych paliw silnikowych, szerokich granicach palności i o bardzo dużym współczynniku dyfuzji. Pozwala to na przyjęcie wstępnych założeń, że jako dodatkowe paliwo dodawane do benzyny lub oleju napędowego powinien poprawić homogeniczność takiej mieszanki palnej oraz poszerzyć granice palności mieszanek ubogich i uczynić ich spalanie bardziej stabilnym i krótszym w czasie zbliżając się do przebiegu spalania izochorycznego.

W Instytucie Maszyn Tłokowych i Techniki Sterowania zbudowano stanowisko badawcze do prowadzenia badań w zakresie spalania wodoru i jego współspalania z olejem napędowym w silniku wysokoprężnym.

## 2. Opis stanowiska badawczego

Stanowisko badawcze przedstawione na rysunku 1 zbudowane zostało na bazie silnika wysokoprężnego firmy DEUTZ typ FL511 (1) który został zaadaptowany do pracy na wodrze. Silnik napędza prądnicę synchroniczną o mocy 20 kVA (2). Stanowisko zostało wyposażone w system sterowania umożliwiający kontrolowany rozruch zespołu za pomocą przemiennika częstotliwości (4) o mocy 18,5 kVA z modułem hamującym 6 kW.

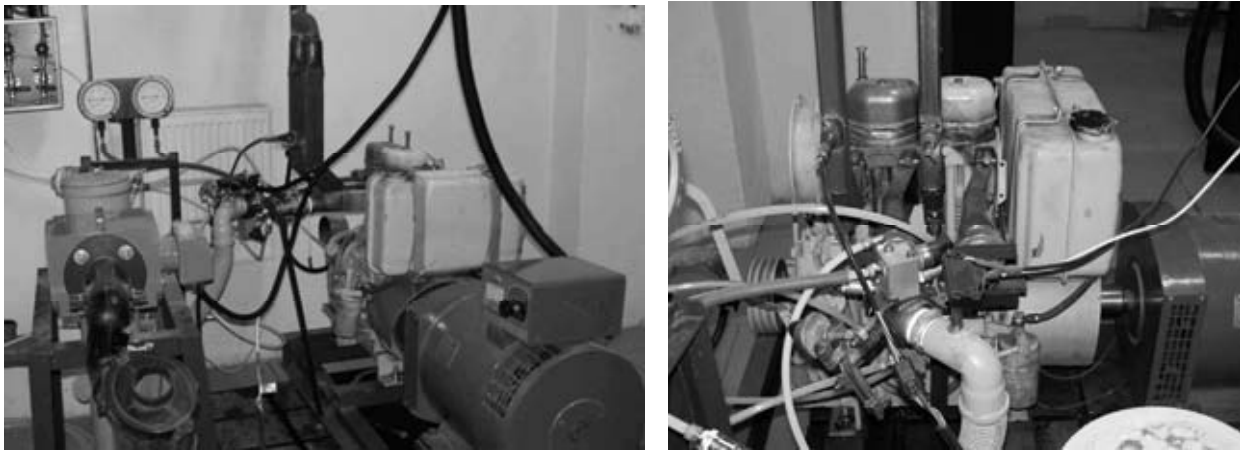


Rys. 1. Schemat stanowiska badawczego silnika wielopaliwowego zasilanego olejem napędowym i wodorem  
Fig. 1. Diagram of the test bed

1- silnik tłokowy DEUTZ FL511, 2- generator synchroniczny 3x400V, 20 kVA, 3- Zestaw komputerowy PC do rejestracji, 4- przemiennik częstotliwości 18,5 kVA z modułem hamującym 6kW, 5,6 - zespoły prostownikowe, 7 miernik parametrów prądu generowanego, 8,9- gazomierze CGR-01, 10- zbiornik do tłumienia pulsacji w układzie dolotowym silnika, 11- Czujnik MAP, 12- wtryskiwacz wodoru, 13- mieszalnik, 14,17,19- czujniki temperatury, 15- wtryskiwacz oleju napędowego 18- czujnik UEGO, 20- butlowy reduktor gazu, 21- elektroniczny moduł sterujący wtrysku H<sub>2</sub>, 22- enkoder, 23- uzwojenie wzbudzenia generatora, 24- przetwornik A/C NI 625, 25- karta interfejsu RS485, 26- filtr powietrza, 27- butla z wodorem.

Głównym elementem stanowiska jest 2-cylindrowy, chłodzony powietrzem, wysokoprężny silnik spalinowy F2L511 wyprodukowany przez Deutza. Kanał dolotowy silnika wyposażono w mieszalnik gazów i wtryskiwacz wodoru. Olej napędowy dostarczany jest bezpośrednio do cylindra za pomocą standartowej instalacji wtryskowej z wtryskiwaczem 6-otworem. Stopień sprężania silnika wynosi 17, skok tłoka - 105 mm, średnica cylindra - 100 mm, a pojemność skokowa - 1650 cm<sup>3</sup>.

Elementem generującym moment oporowy na wale silnika jest sprzężona z nim prądnica synchroniczna o mocy 20 kVA i napięciu wyjściowym 3x400 V. Moc elektryczna wytwarzana przez prądnicę może być oddawana do sieci lub tracona w module hamującym wchodzącym w skład przemiennika częstotliwości. Przemiennik częstotliwości służy do częstotliwościowego rozruchu prądnicy. Po osiągnięciu przez prądnicę znamionowej prędkości obrotowej 1500 obr/min może być ona zsynchronizowana z siecią energetyczną. Rozruch silnika spalinowego odbywa się poprzez napędzanie go prądnicą. Prądnica może także pracować po odłączeniu od sieci lub przemiennika częstotliwości, wówczas elementem stratnym dla energii elektrycznej wytwarzanej przez prądnicę jest zestaw rezystorów o mocy regulowanej w zakresie 0-8 kW.



Rys. 2. Widok stanowiska badawczego  
Fig. 2. Test bed view

Stanowisko zostało skonstruowane w celu przeprowadzania indykowania silnika zasilanego różnorodnymi paliwami ciekłymi i gazowymi w zakresie obciążeń od biegu jałowego do pełnej mocy wyjściowej.

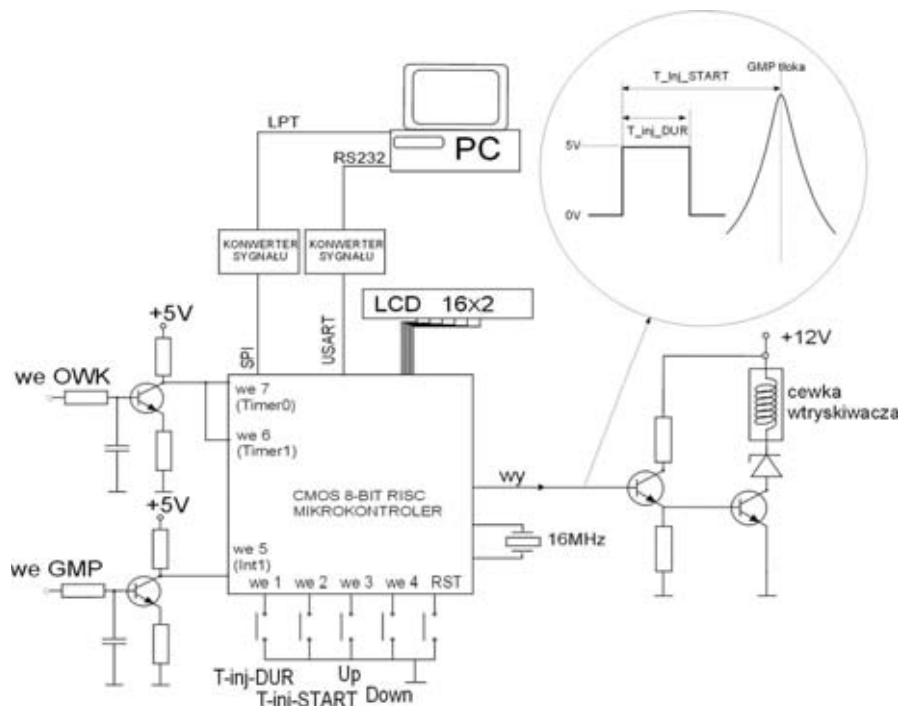
Aparatura pomiarowa składa się z następujących elementów:

- piezoelektryczny przetwornik ciśnienia spalania Piezotronics PCB 145A1 lub Kistler 6061,
- przetwornik ciśnienia absolutnego MAP zamontowany na kanale dolotowym silnika,
- przetworniki temperatury:
  - powietrza w kanale dolotowym silnika,
  - spalin,
  - głowicy silnika,
- znacznika kąta obrotu wału korbowego (OWK) i górnego martwego punktu (GMP) tłoka,
- szerokopasmowej sondy lambda NTK zamocowanej w kanale wydechowym,
- modułu pomiarowego N14T do rejestracji parametrów napięcia generowanego przez prądnicę,
- gazomierzy rotorowych CGR-01 do pomiaru wydatku powietrza i wodoru,
- modułu sterowania wtryskiwaczem wodoru,
- przetwornika a/c NI USB 6251 do rejestracji przebiegów szybkozmiennych,
- modułów komunikacyjnych RS 232 i 485.

Aparatura pomiarowa stanowiska pozwala na pomiar zużycia paliwa gazowego i powietrza, natomiast dawka paliwa ciekłego może być wyznaczona na podstawie pomiaru zawartości tlenu

w spalinach lub na podstawie krzywej kalibracji danego wtryskiwacza.

Na Rys. 2 zaprezentowano układ sterowania wtryskiem wodoru. Jest to rozwiązanie autorskie wykonane przez jednego z autorów tego artykułu. Układ został zbudowany w oparciu o 8-bitowy mikrokontroler w architekturze RISC. Mikrokontroler po zaprogramowaniu umożliwia sterowanie początkiem lub końcem wtrysku wodoru oraz czasem jego trwania. Obydwa parametry można ustawiać z dokładnością do 0,5 deg OWK. Połączenie mikrokontrolera poprzez interfejs RS485 pozwala na dokonywanie zmian nastaw wtryskiwacza w trakcie pracy silnika.



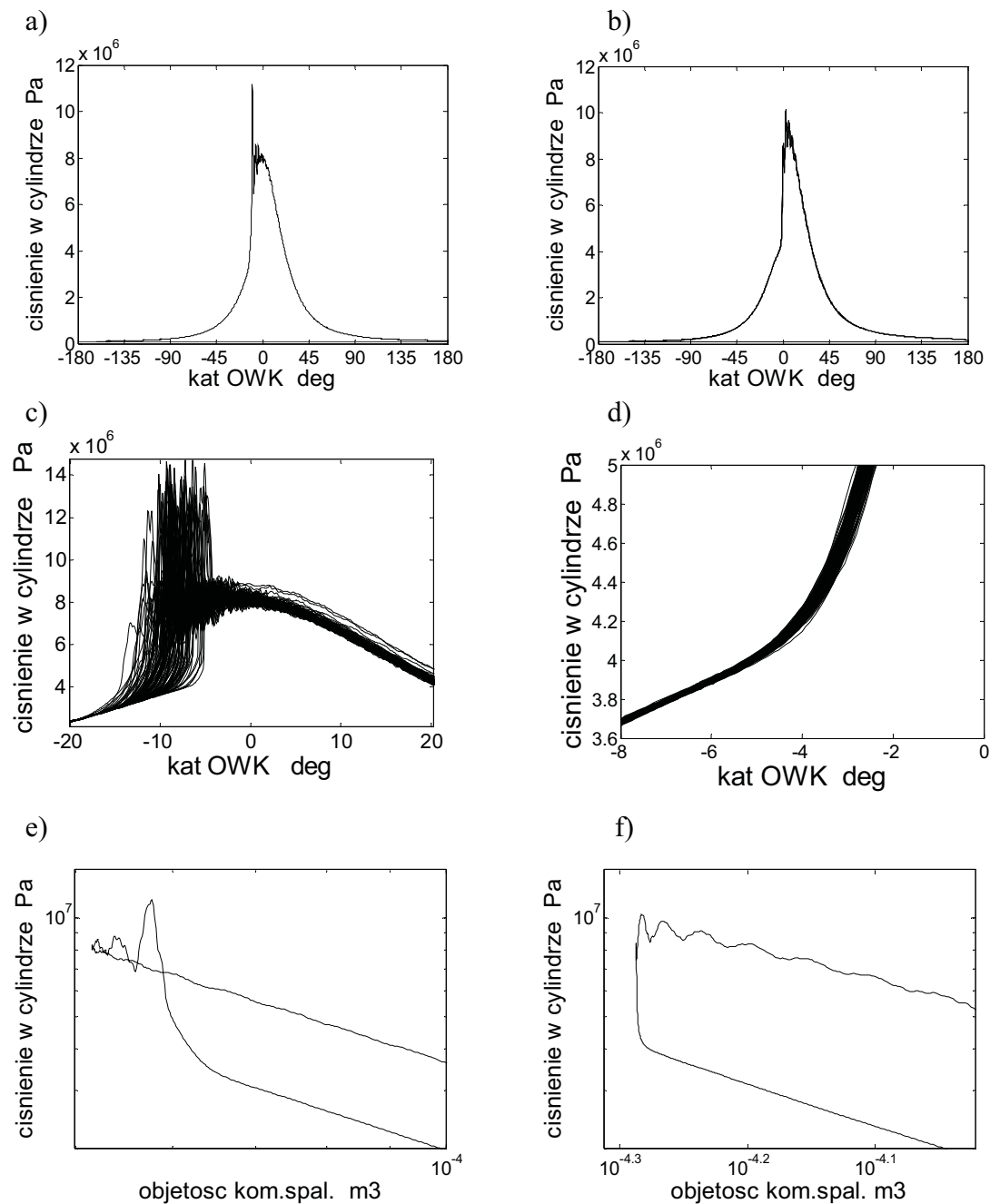
Rys. 3. Schemat układu sterowania wtryskiem wodoru

Fig. 3. Scheme of the electronic control unit for hydrogen injection

### 3. Wyniki badań, ich analiza i dyskusja

Na stanowisku przeprowadzono badania w zakresie spalania czystego wodoru inicjowanego przez jego samozapłon w technologii HCCI (Homogeneous Charge Compression Ignition). Ponadto przeprowadzono również badania silnika zasilanego wodorem z zapłonem inicjowanym przez dawkę oleju napędowego. W tym przypadku, wielkość dawki oleju napędowego była pod względem udziału energetycznego w przybliżeniu równa połowie całkowitej dawki spalanej w cylindrze. Na Rys. 4 dokonano porównania przebiegów ciśnienia spalania dla obydwu serii badawczych (kolumna lewa - samozapłon czystego wodoru, kolumna prawa - współspalanie wodoru z olejem napędowym). Rys. 4a,b przedstawia przebieg ciśnienia w cylindrze dla przykładowego pojedynczego cyklu pracy silnika. Na Rys. 4.c przedstawiono przebieg ciśnienia w cylindrze podczas samozapłonu czystego wodoru w funkcji kąta obrotu wału korbowego (OWK) dla 125 kolejnych cykli pracy silnika. Ostre „szpilki” osiągające wartość do 14MPa są objawem intensywnego spalania stukowego. Ponadto, widoczna jest bardzo duża rozbieżność położenia początku spalania dla poszczególnych cykli względem GMP tłoka. Dla porównania na Rys. 4d przedstawiono przebieg ciśnienia w cylindrze w chwili początku spalania oleju napędowego z wodorem w proporcji 50/50%. W celu zobrazowania tej rozbieżności początku spalania na Rys. 5a,b,c przedstawiono odpowiednio histogramy funkcji gęstości prawdopodobieństwa występowania położenia (względem GMP) 10%, 50% i 90% udziału spalonego ładunku MFB (Mass Fraction Burnt) dla samozapłonu wodoru z Rys. 4.c. Przedstawiono także rozkład 10% MFB (Rys. 5d) dla spalania oleju napędowego z wodorem

z Rys. 4d. Dla rozkładów z Rys. 5 b,c,d) daje się zauważyć podobieństwo powyższych rozkładów do rozkładu normalnego, czego nie można powiedzieć o rozkładzie z Rys. 5a. Analiza, jak wspomniano, dotyczyła populacji o wielkości 125 próbek.

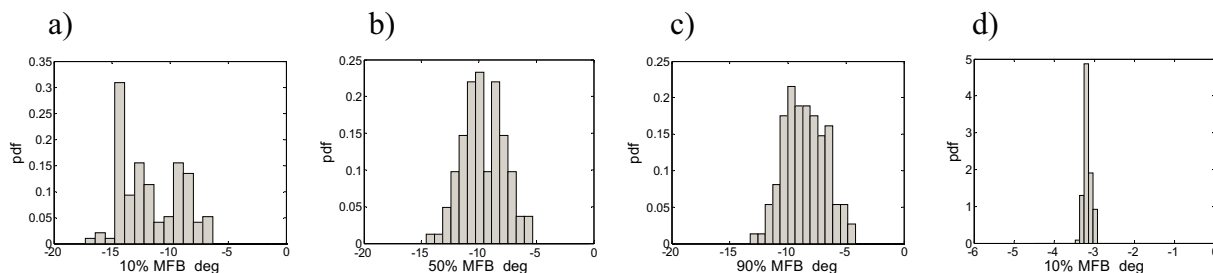


Rys. 4. Przebiegi ciśnienia w cylindrze w funkcji kąta OWK (a, b), powiększenie obszaru ciśnienia w cylindrze w pobliżu GMP (c, d), fragment wykresu p-V w układzie współrzędnych logarytmicznych (e, f). Z lewej strony: silnik zasilany czystym wodorem, z prawej strony: silnik zasilany dwupaliwowo.

Fig. 4. In-cylinder pressure vs crank angle focused on the TDC (c,d), p-V diagrams (e,f). On the left: hydrogen CI engine, on the right: 50/50% hydrogen-diesel fueled engine

Na zamkniętym wykresie indykatorowym (p-V) w układzie współrzędnych logarytmicznych (Rys. 4.e,f) wyraźnie widoczny jest zbyt wczesny zapłon mieszanki wodorowo-powietrznej (Rys. 4.e), co prowadzi do dużego spadku średniego ciśnienia indykowanego  $p_i$  i sprawności indykowanej, która wynosiła zaledwie 16%. W prawej kolumnie, w celu porównania, zamieszczono analogicznie sporządzone wykresy dotyczące spalania paliwa złożonego z dawki

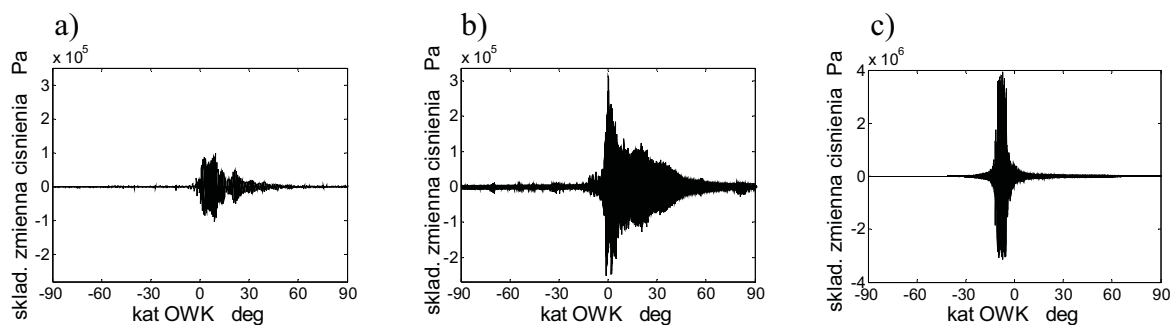
oleju napędowego i wodoru w proporcji 50/50% udziału energetycznego każdego z nich w całkowitej dawce paliwa. Dla obydwu serii utrzymywano ten sam współczynnik nadmiaru powietrza  $\lambda$  równy ok. 1,1. Stąd, jest oczywistym, że ilość wodoru dostarczona do cylindra w obydwu tych przypadkach była różna, co również miało wpływ na intensywność stuku zaobserwowanego w obydwu przypadkach.



Rys. 5. Histogram rozkładu 10% MFB, 50% MFB, 90% MFB dla silnika zasilanego wodorem (a,b,c) i 10% MFB dla silnika zasilanego dwupaliwowo olejem napędowym i wodorem (d)

Fig.5. 10, 50 and 90% of MFB distribution for the hydrogen CI engine (a,b,c) and for the 50/50% hydrogen-diesel fueled engine (d)

W celu określenia intensywności stuku, który wyraźnie był słyszalny podczas przeprowadzania badań, założono, że jest on bezpośrednio skorelowany z oscylacjami ciśnienia o dużej częstotliwości nałożonymi na przebieg ciśnienia w cylindrze [2, 3, 8]. Aby wyodrębnić składową zmienną, przebieg ciśnienia w cylindrze poddano filtracji cyfrowym, górnoprzepustowym filtrem „Butterwortha” o częstotliwości granicznej 3 kHz. W ten sposób uzyskano przebiegi składowej zmiennej ciśnienia spalania odpowiednio dla oleju napędowego (Rys. 6a), wodoru z olejem napędowym (Rys. 6b) i czystego wodoru poddanego samozapłonowi (Rys. 6c). Największa amplituda składowej zmiennej ciśnienia (ok. 4 MPa) występuje dla samozapłonu wodoru (Rys. 6c) i jest ona ponad 10-krotnie większa od maksymalnej amplitudy z przebiegu z Rys. 6b zarejestrowanego podczas spalania 50/50% wodoru z olejem napędowym.

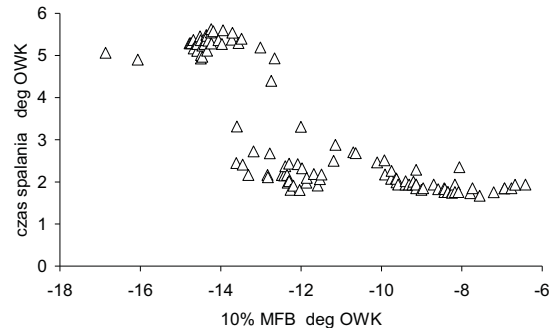


Rys. 6. Składowa zmienna ciśnienia w cylindrze silnika a) zasilanego olejem napędowym, b) 50/50% olejem napędowym i wodorem, c) 100% wodorem

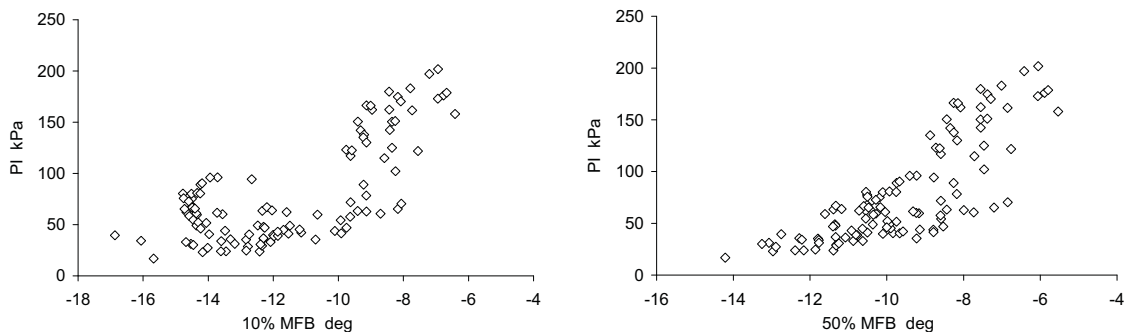
Fig.6. Fluctuating in-cylinder pressure component vs crank angle for a) the diesel engine, b) the 50/50% hydrogen-diesel fueled engine, c) the only hydrogen fueled engine

Ze względu na dużą intensywność spalania stukowego, powstającego podczas spalania wodoru inicjowanego przez jego samozapłon, interesującym okazało się wyznaczenie czasu trwania tego spalania. Czas ten obliczono jako różnicę pomiędzy wartościami 90% MFB i 10% MFB. Dla prędkości obrotowej silnika równej 1500 obr/min czas spalania wynosił od ok. 0,17 do 0,65 ms i odpowiadał obrotowi wału korbowego o kąt odpowiednio od 1,5 do 5,5 deg. Na Rys. 7 przedstawiono tak obliczony czas spalania w funkcji położenia 10% MFB dla każdego ze 125 cykli pracy silnika. Porównując Rys. 7 z Rys. 8, na którym przedstawiono intensywność spalania

stukowego PI również w funkcji położenia 10% MFB, można zauważyć, że intensywniejszemu przebiegowi stuku towarzyszy krótszy czas spalania. Ponadto, zaobserwowano, że intensywność stuku rośnie, gdy położenie 10% MFB znajduje się bliżej GMP tłoka, co można wytłumaczyć odpowiednio mniejszą objętością komory spalania.



Rys. 7. Czas spalania w silniku ZS zasilanym wyłącznie wodorem w funkcji położenia 10% MFB  
Fig. 7. Combustion duration of hydrogen vs location of 10% of MFB in the CI engine



Rys. 8. Intensywność spalania stukowego w silniku ZS zasilanym wyłącznie wodorem w funkcji położenia 10% MFB  
Fig. 8. Combustion knock intensity PI against location of 10% of MFB in the hydrogen fueled CI engine

Intensywność spalania stukowego PI zdefiniowano jako średnią z wartości bezwzględnej ze składowej zmiennej ciśnienia w cylindrze według [3].

#### 4. Wnioski

W ramach badań wstępnie rozpoznano możliwość zastosowania technologii spalania HCCI dla wodoru w silniku o stopniu sprężania 17. Spalaniu czystego wodoru inicjowanemu jego samozapłonem w silniku tłokowym z wysokim stopniem sprężania towarzyszy silny stuk i duża niepowtarzalność cykli pracy silnika. Aby zmniejszyć intensywność stuku i poprawić stabilność spalania należałoby przede wszystkim opóźnić samozapłon wodoru na tyle, aby położenie 50% MFB znajdowało się za GMP tłoka. W tym celu należałoby zastosować szereg przedsięwzięć m.in. recyrkulację spalin [4], zasilanie silnika ubogimi mieszankami wodoru z powietrzem oraz wtrysk wody do cylindra. Przy wdrażaniu technologii HCCI dla silnika zasilanego czystym wodorem, należy zwrócić uwagę na następujące aspekty:

- Początek spalania wywołany samozapłonem wodoru występuje bardzo nieregularnie względem GMP tłoka. Samozapłon wodoru jest bardzo wczesny (dla silnika użytego do badań zawierał się w przedziale od -16 do -6 deg OWK przed GMP a czas spalania zawierał się w przedziale ok. 1,5...5,5 deg OWK i odpowiednio - od 0,17 do 0,65 ms.) Stąd, maksymalne ciśnienie w cylindrze występuje przed GMP tłoka. Powoduje to dużą stratę średniego ciśnienia indykowanego  $p_i$  i sprawności indykowanej oraz nadmierne obciążenie mechanizmu tłokowo-korbowego silnika.

- Spalaniu wodoru w takich warunkach towarzyszy stuk o bardzo dużej intensywności. Intensywność tę można zdefiniować jako wartość średnią obliczoną z czasowego przebiegu składowej zmiennej ciśnienia podczas spalania po uprzednim przekształceniu jej do wartości bezwzględnej (zmiana znaku dla wartości ujemnych). Tak zdefiniowana intensywność stuku PI może osiągać wartości powyżej 200 kPa. Natomiast amplituda składowej zmiennej ciśnienia spalania może dochodzić do 4 MPa. Dla porównania można wspomnieć, że w silniku benzynowym stuk o intensywności PI rzędu 20 kPa [3, 8] można już uznać za szkodliwy.

Silnik zasilany dwupaliwowo wodorem i olejem napędowym w proporcji 50/50% udziału energetycznego, w porównaniu do silnika ZS zasilanego wyłącznie wodorem w tych samych warunkach, charakteryzuje się znacznie mniejszą intensywnością spalania stukowego, wyższą stabilnością początku spalania wyrażoną położeniem 10% MFB i brakiem samozapłonu wodoru.

Zauważono, że intensywność spalania stukowego występującego podczas spalania wodoru inicjowanego jego samozapłonem wzrasta wraz ze zbliżaniem się położenia 50% MFB do GMP tłoka. Wynika stąd, że na intensywność stuku ma wpływ objętość komory spalania. Im mniejsza komora, tym stuk jest intensywniejszy. Ponadto potwierdza to tezę, że w przypadku spalania wodoru w klasycznym silniku tłokowym, objawy spalania stukowego można obserwować tuż po zapłonie w przeciwieństwie do silników benzynowych, w których stuk generowany jest zazwyczaj w końcowej fazie spalania.

Badania zrealizowano w ramach grantu badawczego Nr N502 029 31/3535

## Literatura

- [1] Fountain, S., *ITM to explore the potential of diesel-hydrogen hybrid*, BusinessWeekly.,co.uk, March 14, 2008.
- [2] Heywood, J. B., *Internal Combustion Engines Fundamentals*, McGraw Hill Inc, 1988.
- [3] Naber, J. D., Blough, J. R., Frankowski, D., Goble, M., Szpytman, J. E., *Analysis of Combustion Knock Metrics in Spark-Ignition Engines*, SAE Transactions Journal of Engines, V. 115.
- [4] Nande, A. M., Szwaja, S., Naber, J. D., *Impact of EGR on combustion processes in a hydrogen fuelled SI engine*, SAE Paper No. 2008-01-1039, 2008.
- [5] Saravanan, N., Nagarajan, G., *An experimental investigation of hydrogen-enriched air induction in a diesel engine*, Int. Journal of Hydrogen Energy 33(2008), pp. 1769-1775.
- [6] Senthil, M., Kumar, A., Ramesh, B., Nagalingam, *Use of hydrogen to enhance the performance of a vegetable oil fuelled compression ignition engine*, Int. Journal of Hydrogen Energy 28, pp. 1143-1154, 2003.
- [7] Szwaja, S., Bhandary, K., Naber, J. D., *Comparison of Hydrogen and Gasoline Combustion Knock in a Spark Ignition Engine*, 2007, Int. J. of Hydrogen Energy, Vol. 32/18, pp. 5076-5087.
- [8] Tsujimura, T., Mikami, S., Achiha, N., Takunaga, Y., Senda, J., Fujimoto, H., *A Study of Direct Injection Diesel Engine Fueled with Hydrogen*, SAE Paper No. 2003-01-0761, 2003.
- [9] Welch, A. B., Wallace, J. S., *Performance characteristic of hydrogen-fueled diesel engine with ignition assist*, SAE Paper No. 902070.