

HYDROGEN-DIESEL CO-COMBUSTION ANOMALIES IN A CI ENGINE

Karol Grab-Rogaliński, Stanisław Szwaja

Czestochowa University of Technology
Armii Krajowej Street 21, 42-200 Czestochowa, Poland
tel.: +48 034 3250507, fax: +48 034 3250555
e-mail: grab@itm.pcz.czyst.pl,

Abstract

Hydrogen as an engine fuel has tendency to generate knock, which starts from ignition in a combustion chamber under unfavorable conditions. In the CI engine such the unfavorable condition is high compression ratio (CR). Anyway, knock effect should be reduced. Burning lean air-fuel mixture is the effective method to achieve combustion without knock. Furthermore, burning diesel with hydrogen should increase the engine indicated efficiency due to increase of a combustion speed, which can be expressed by the mass fraction burnt (MFB). Hydrogen addition should also reduce the PM emission in the exhaust. The experimental results of indicating a compression ignition (CI) direct injection engine, in which hydrogen with diesel was co-combusted, are presented in the paper. Hydrogen was delivered to the engine cylinder by an injector mounted on an intake manifold. Hydrogen was injected at amount in the range of 0 to few percent of its energy share in relation to the entire energy of both diesel and hydrogen doses. Investigation was performed for lean air-hydrogen-diesel combustible mixture. The experimental data analysis makes it possible to find several correlations as follows: mass fraction burnt (MFB), coefficient of variation of indicated mean effective pressure (COV_{p_i}) and combustion knock intensity with the hydrogen energy share. The results of investigation obtained by authors induce to continue research on hydrogen as fuel not only for the SI engine but also for the CI engine, where hydrogen would assist diesel or it would be considered as basic fuel ignited by a diesel pilot.

Keywords: hydrogen, compression ignition engine, combustion knock, indicated efficiency

ANOMALIE PRZEBIEGU SPALANIA WODORU Z OLEJEM NAPĘDOWYM W SILNIKU WYSOKOPRĘŻNYM

Streszczenie

W artykule przedstawiono eksperymentalne wyniki z indykowania silnika wysokoprężnego z wtryskiem bezpośrednim oleju napędowego, w którym wodór współspalano z olejem napędowym. Wodór do silnika był doprowadzany przez urządzenie wtryskowe zamontowane na kolektorze dolotowym. Następnie poddano analizie przebiegi ciśnień podczas współspalania wodoru, którego udział energetyczny w całkowitej dawce paliwa wahał się od zera do kilkunastu procent. Pomiary przeprowadzono dla mieszanek ubogich. Analiza numeryczna danych eksperymentalnych pozwoliła uzyskać odpowiedzi na następujące zagadnienia: prędkość spalania, przebieg wydzielania ciepła i spalanie stukowe. Przy niesprzyjających warunkach wodór jako paliwo silnikowe ma skłonności do generowania tzw. „stuku” począwszy już od chwili jego zapłonu w komorze spalania silnika. Takim niesprzyjającym warunkiem w silniku wysokoprężnym jest wysoki stopień sprężania. Z drugiej strony efekt spalania stukowego można złagodzić spalając mieszkę palną przy dużym nadmiarze powietrza, co zostało zaobserwowane w silniku z zapłonem iskrowym zasilanym wodorem. Ponadto, współspalanie wodoru z olejem napędowym w silniku wysokoprężnym powinno przynieść korzyści w postaci zwiększenia sprawności indykowanej silnika, ze względu na przyspieszenie procesu spalania oraz niższą emisję cząstek stałych PM ze względu na lepsze ujednorodnienie mieszanki palnej. Uzyskane przez autorów rezultaty skłaniają do kontynuacji badań w zakresie wykorzystania wodoru jako paliwa, nie tylko dla silnika z zapłonem iskrowym, ale również dla silnika z zapłonem samoczynnym, w którym zapłon inicjowany byłby pilotową dawką oleju napędowego.

Słowa kluczowe: wodór, silnik z zapłonem samoczynnym, spalanie stukowe, sprawność indykowana

1. Wstęp

Jednym z głównych paliw alternatywnych mogących w przyszłości zastąpić kopalne paliwa węglowodorowe, wykorzystywane do zasilania silników spalinowych stacjonarnych

i trakcyjnych, jest wodór. Wodór jako paliwo silnikowe odznacza się pewnymi, specyficznymi właściwościami, m.in. takimi jak: relatywnie duża szybkość spalania, szerokie granice palności, mała wartość energii zapłonu [2, 8, 9], które odróżniają go od innych powszechnie stosowanych paliw. Silniki z zapłonem iskrowym bez większych modyfikacji mogą być zasilane wodorem, natomiast silniki z zapłonem samoczynnym jest trudno zasilać czystym wodorem ze względu na niewielką energię zapłonu oraz ze względu na wysoką temperaturę samozapłonu, która wynosi w warunkach normalnych $T = 858K$ [2, 5, 10, 11] co powoduje, że spalanie wodoru przebiega w sposób bardzo niestabilny i aby ustabilizować przebieg spalania w silniku z zapłonem samoczynnym inicjacja spalania wodoru powinna być kontrolowana za pomocą świecy żarowej [7], pilotowej dawki oleju napędowego lub w przypadku silników zapłonem iskrowym świecą zapłonową [2]. Bardzo często niekontrolowanym źródłem zapłonu wodoru są gorące pozostałości w cylindrze. Wodór jest paliwem, które odpowiednio spalane umożliwia uzyskanie niższych wartości toksycznych składników spalin, do których zalicza się niespalone węglowodory HC, tlenek węgla CO, tlenki azotu NO_x oraz cząstki stałe PM [6, 7]. Z powodu obostrzeń norm emisji spalin intensywnie prowadzone są obecnie badania nad zastosowaniem wodoru jako paliwa silnikowego. Stosowanie wodoru jako paliwa może zwiększyć emisję tlenków azotu NO_x ze względu na wyższą temperaturę spalania w zakresie mieszanek stechiometrycznych. Jednak podwyższoną emisję tlenków azotu można skutecznie obniżyć przez zastosowanie recyrkulacji spalin [5], lub przez spalanie mieszanek ubogich. Oprócz zalet związanych z obniżeniem emisji toksycznych składników spalin, spalanie wodoru może wpływać na wzrost sprawności indykowanej silnika [6, 10]. W przypadku silników ZS (Zapłon Samoczynny) zastosowanie wodoru jako paliwa dodatkowego wpłynąć może na zmianę czasu trwania zwłoki samozapłonu. Niepożądanym zjawiskiem towarzyszącym spalaniu wodoru w silniku tłokowym jest jego duża skłonność do generowania spalania stukowego, które negatywnie wpływa na trwałość elementów układu korbowo-tłokowego silnika, a szczególnie tłoka [1, 4].

2. Metodyka pomiarów i opis stanowiska badawczego

Badania zostały wykonane w Instytucie Maszyn Tłokowych i Techniki Sterowania Politechniki Częstochowskiej na silniku wysokoprężnym Deutz FL511 przystosowanym do współspalania wodoru z olejem napędowym. Elementem generującym moment oporowy i jednocześnie odbierającym energię z wału silnika jest prądnica synchroniczna o mocy 20 kVA połączona z silnikiem za pomocą sprzęgła podatnego. Szczegółowy opis stanowiska zamieszczony został w odrębnym artykule.

Podczas pomiarów silnik, po zsynchronizowaniu prądnicy z siecią, pracował z prędkością obrotową $n=1500$ obr/min.

Wielkości podlegające pomiarom to:

- ciśnienie w cylindrze,
- zawartość tlenu w spalinach,
- ciśnienie w kolektorze dolotowym,
- prędkość obrotowa silnika,
- kąt obrotu wału korbowego,
- położenie GMP (Górny Martwy Punkt),
- wydatek powietrza pobieranego przez silnik,
- wydatek zużywanego wodoru podczas pracy na mieszalniku,
- temperatura i ciśnienie otoczenia.

Uruchomienie silnika spalinowego następowało po jego rozpędzeniu do prędkości 1500 obr/min za pomocą prądnicy synchronicznej, która jako maszyna odwracalna mogła pracować jako silnik elektryczny, zasilany z przemiennika częstotliwości o regulowanej częstotliwości i napięciu.

Po rozpedzeniu silnika do 1500 obr/min dokonywano synchronizacji prądnicy z siecią. Następnie dopiero uruchamiano silnik na paliwie. Pomiar ciśnienia w cylindrze realizowano za pomocą piezoelektrycznego przetwornika ciśnienia PCB Piezotronic 145A1. Do pomiaru kąta obrotu wału korbowego silnika wykorzystano optyczny przetwornik kąta o rozdzielczości 1024 impulsów na 1 obrót wału. W systemie ciągłej rejestracji zbierano również sygnał z przetwornika ciśnienia absolutnego, umieszczonego w kanale dolotowym silnika. Znajomość ciśnienia w kanale dolotowym ułatwiała wyznaczenie składowej stałej sygnału ciśnienia w cylindrze mierzonego przez przetwornik piezoelektryczny. Na potrzeby badań powyższe sygnały rejestrowano w czasie 10s pracy silnika, co odpowiadało kolejno po sobie następującym 125 cyklom pracy silnika. Rejestracji dokonywano z częstotliwością próbkowania 100 kHz za pomocą przetwornika analogowo-cyfrowego NI USB 6251 w środowisku oprogramowania LabView.

Badania przeprowadzono dla silnika zasilanego olejem napędowym wtryskiwanym bezpośrednio do cylindra i wodorem, który mógł być dostarczany do cylindra poprzez jego wtrysk pod ciśnieniem do kolektora dolotowego lub poprzez układ mieszalnikowy. Do badań wykorzystano układ mieszalnikowy, przez który dozowano wodór w takiej ilości, jaka pod względem energetycznym zawierała się w przedziale 0-18% energii zawartej w całkowitej dawce obydwu paliw dostarczonych do cylindra.

Pomiar wydatku wodoru i powietrza odbywał się za pomocą gazomierzy rotorowych o dokładnościach odpowiednio 1% i 0,5% wartości mierzonej.

Dawkę oleju napędowego mierzono pośrednio poprzez pomiar tlenu w spalinach za pomocą szerokopasmowej sondy „lambda” (NTK/NGK z modułem pomiarowym UEGO TC 6300A). Dodatkowo, po zakończonej serii pomiarów mierzono wydatek oleju napędowego z wymontowanego z głowicy wtryskiwacza zachowując takie samo położenie dźwigni regulacyjnej na pompie wtryskowej jak podczas badań przeprowadzonych na tym silniku.

3. Analiza składowej zmiennej ciśnienia w cylindrze

Na podstawie analizy zebranych wyników wyznaczono następujące zależności:

- składową zmienną ciśnienia w cylindrze w funkcji kąta obrotu wału korbowego,
- charakterystykę widmową składowej zmiennej ciśnienia w cylindrze,
- średnią wartość maksymalnej amplitudy ze składowej zmiennej ciśnienia w cylindrze dla pojedynczej serii pomiarowej,
- współczynnika nadmiaru powietrza w funkcji energetycznego udziału wodoru,
- położenia 10, 50 i 90% udziału spalonego ładunku (MFB) w funkcji energetycznego udziału wodoru,
- współczynnika niepowtarzalności kolejnych cykli pracy silnika COV_{p_i} w funkcji energetycznego udziału wodoru, zdefiniowanego poniżej przez zależność (1),

$$COV_{p_i} = \frac{\sigma_{p_i}}{\overline{p_i}}, \quad (1)$$

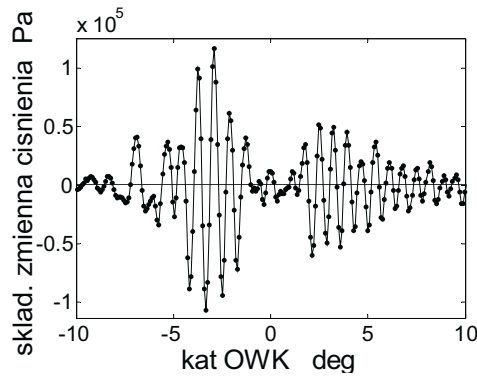
gdzie:

σ_{p_i} - odchylenie standardowe dla p_i ,

$\overline{p_i}$ - średnia wartość ze 125 wartości średniego ciśnienia indykowanego p_i .

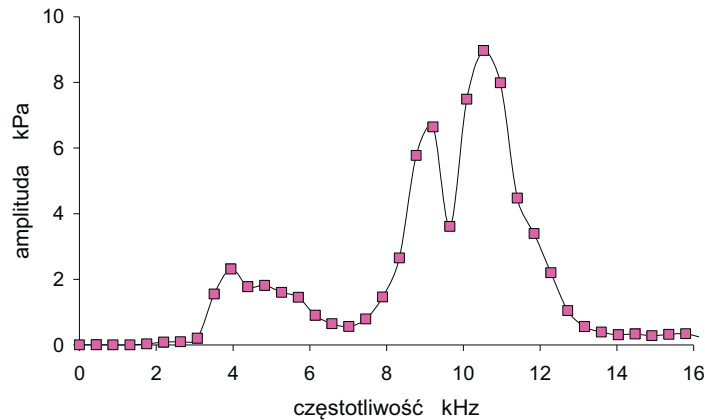
- sprawności indykowanej w funkcji energetycznego udziału wodoru.

Na Rys. 1 przedstawiono przebieg składowej zmiennej ciśnienia w cylindrze, który uzyskano po odfiltrowaniu przebiegu ciśnienia cyfrowym filtrem górnoprzepustowym „Butterwortha” o częstotliwości granicznej 3kHz. Przyjęto założenie, że przebieg ten będzie w miarodajny sposób odzwierciedlał występowanie spalania stukowego.



Rys. 1. Przebieg zmiany składowej zmiennej ciśnienia w funkcji kąta obrotu wału korbowego
 Fig. 1. Fluctuating component of in-cylinder pressure vs crank angle

Na Rys. 2 przedstawiono charakterystykę widmową amplitudy z czasowego przebiegu składowej zmiennej ciśnienia w cylindrze, wyznaczoną metodą dyskretniej transformacji Fouriera w przedziale od -15 do 20 deg obrotu wału korbowego (OWK), odpowiednio przed i po GMP tłoka podczas spalania. Stwierdzono występowanie 3 maksimów występujących dla częstotliwości 4, 9 i 11 kHz.

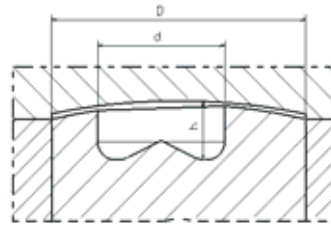


Rys. 2. Charakterystyka widmowa składowej zmiennej ciśnienia w cylindrze
 Fig 2. FFT of in cylinder fluctuating pressure component

Częstotliwości te mogą być częstotliwościami drgań własnych gazów w cylindrze. Na Rys. 3 przedstawiono przekrój poprzeczny komory spalania. Występują tutaj 3 charakterystyczne wymiary: średnica D cylindra, średnica d komory w tłoku oraz głębokość h komory w tłoku. Jeśli przyjąć, że w przestrzeni określonej wymiarem D i d powstają fale stojące o długościach równych odpowiednio $2D$ i $2d$ a na odcinku h - fala o długości równej $4h$, to istnieje zadowalająca zbieżność częstotliwości wyznaczonych z eksperymentu z częstotliwościami obliczonymi teoretycznie. Wyniki przedstawiono w Tab. 1. Przyjęto, że temperatura gazów w komorze wynosi 2300°C .

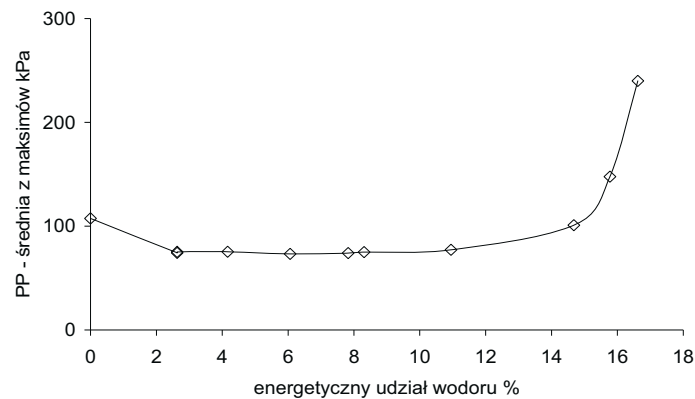
Tab. 1. Teoretycznie i eksperymentalnie wyznaczone częstotliwości drgań własnych gazów w cylindrze
 Tab. 1. Theoretically and experimentally determined free vibration frequencies of in-cylinder gases

Charakterystyczny wymiar	Częstotliwość drgań własnych podstawowej składowej harmonicznej		
	Postać fali stojącej	Wyznaczone eksperymentalnie	Wyznaczone teoretycznie
		kHz	
$D=100$ [mm]	Pół fali	4	5,08
$d=50$ [mm]	Pół fali	9	10,2
$h=23$ [mm]	Pół fali	nie stwierdzono	22
	Ćwierć fali	11	11



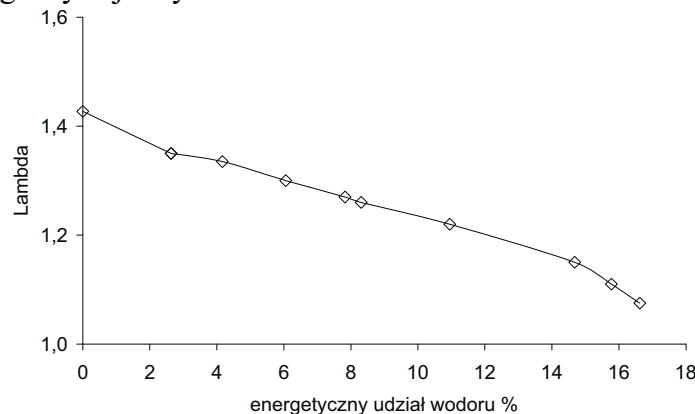
Rys. 3. Wymiary charakterystyczne komory spalania i cylindra
Fig. 3. Combustion chamber cross-section

Z przebiegu składowej zmiennej ciśnienia można określić intensywność spalania stukowego. Jako wielkość określającą tę intensywność przyjęto maksymalną wartość z amplitud składowej zmiennej ciśnienia w cylindrze [3, 4]. Dla tej wielkości wyznaczono wartość średnią ze 125 cykli pracy silnika. Przebieg tak zdefiniowanej intensywności spalania stukowego w funkcji dawki wodoru przedstawia Rys. 4. Z rysunku tego wynika, że gwałtowny wzrost intensywności spalania stukowego występował po przekroczeniu wartości ok. 15% dla dawki wodoru pod względem jego energetycznego udziału w całkowitej dawce paliwa.

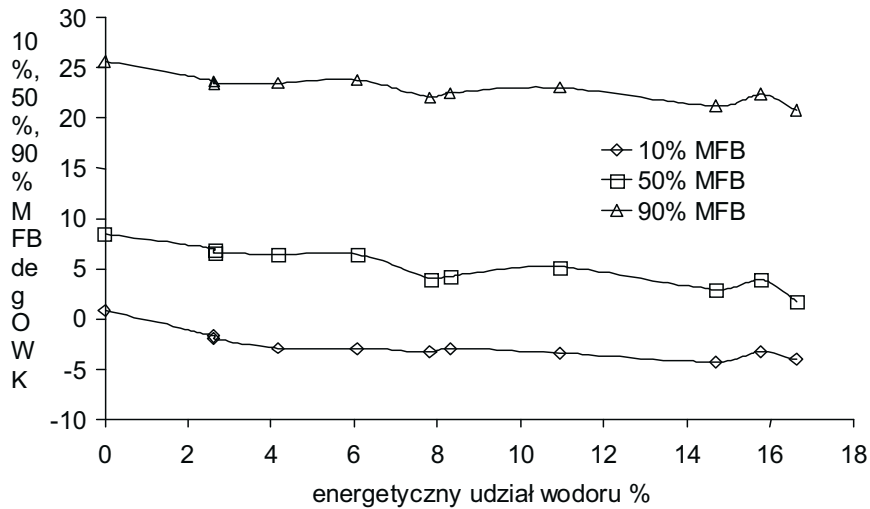


Rys. 4. Przebieg średniej maksymalnej wartości amplitudy ze składowej zmiennej ciśnienia w funkcji energetycznego udziału wodoru przy stałej dawce oleju napędowego i niezmiennym kącie początku wtrysku
Fig. 4. Peak pressure mean of fluctuating component of in-cylinder pressure vs hydrogen energy share for fixed both injection timing and diesel dose

Silnik zasilany wyłącznie olejem napędowym pracował przy współczynniku nadmiaru powietrza $\lambda = 1,43$. Wraz ze wzrostem dawki wodoru zmniejszał się współczynnik nadmiaru powietrza wyznaczony dla całkowitej dawki obydwu paliw, zbliżając się do składu stechiometrycznego (Rys. 5), dla udziału wodoru na poziomie ok. 18%. Można ponadto zauważyć, że intensywność spalania stukowego wzrastała, gdy skład mieszanki palnej zbliżał się do składu stechiometrycznego, co również miało wpływ na przebieg krzywej z Rys. 4.



Rys. 5. Współczynnik nadmiaru powietrza w funkcji energetycznego udziału wodoru przy stałej dawce oleju napędowego i niezmiennym kącie początku wtrysku
Fig. 5. Excess air number lambda vs hydrogen energy share for fixed both injection timing and diesel dose

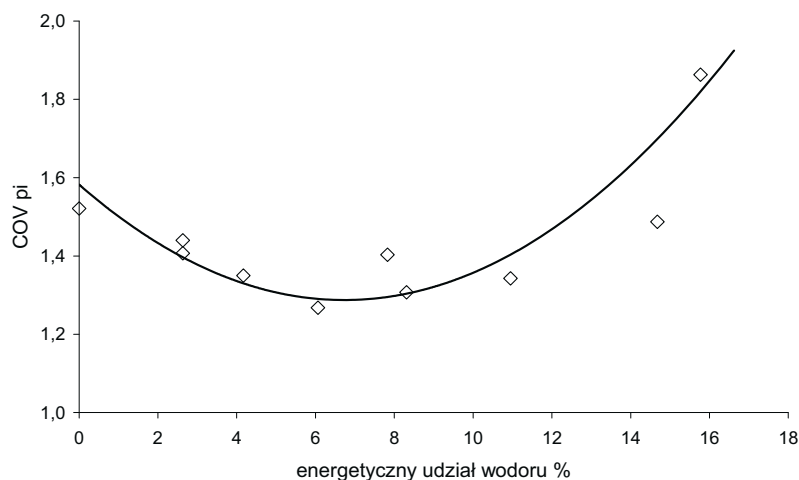


Rys. 6. Lokalizacja 10, 50 i 90% udziału spalonego ładunku (MFB) w funkcji energetycznego udziału wodoru przy stałej dawce oleju napędowego i niezmiennym kącie początku wtrysku

Fig. 6. 10, 50 and 90% MFB vs hydrogen energy share for fixed both injection timing and diesel dose

Rys. 6 przedstawia położenie, względem GMP, odpowiednio 10, 50 i 90% spalonej mieszanki palnej (MFB - Mass Fraction Burnt). Można zauważyć wyraźne, wcześniejsze położenie 10% MFB, co może być spowodowane skróceniem zwłoki zapłonu oleju napędowego wskutek dodatkowo dostarczonego wodoru.

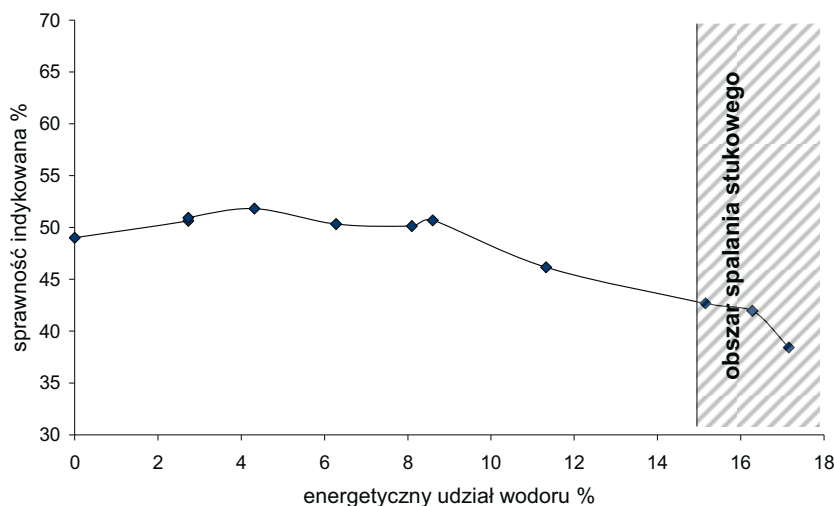
Ponadto, można zauważyć, że niewielka dawka wodoru wpływa na poprawę stabilności spalania, co można wyrazić za pomocą współczynnika wariancji dla średniego ciśnienia indykowanego COV_{pi} wyznaczonego na podstawie 125 kolejno po sobie następujących cykli pracy silnika. Przyjmuje on najmniejsze wartości dla silnika zasilanego olejem napędowym z niewielką dawką wodoru w granicach 5-10% jego udziału energetycznego w całkowitej dawce paliwa dostarczanego do cylindra, co przedstawione zostało na Rys. 7.



Rys. 7. Współczynnik niepowtarzalności cyklu pracy obiegu w funkcji energetycznego udziału wodoru przy stałej dawce oleju napędowego, i niezmiennym kącie początku wtrysku

Fig. 7. COV_{pi} against hydrogen energy share for fixed both injection timing and diesel dose

Na Rys. 8 pokazano zależność sprawności indykowanej η_i od dawki wodoru. Przy dawkach wodoru powyżej 10% obserwuje się wyraźny spadek sprawności indykowanej. Badania prowadzone były przy niezmiennym kącie początku wtrysku. Ze wzrostem dawki wodoru, położenie 50% MFB następowało coraz wcześniej, co miało decydujący wpływ na zmniejszenie p_i a tym samym na spadek η_i .



Rys. 8. Przebieg sprawności indykowanej silnika w funkcji energetycznego udziału wodoru przy stałej dawce oleju napędowego, i niezmiennym kącie początku wtrysku

Fig. 8. Indicated efficiency vs hydrogen energy share for fixed both injection timing and diesel dose

4. Podsumowanie

Stosowanie wodoru jako dodatkowego paliwa dla silnika wysokoprężnego zasilanego olejem napędowym jest uzasadnione m.in. poprzez wyniki szeregu dotychczas zrealizowanych prac badawczych. Dodatkowym argumentem za stosowaniem wodoru jako paliwa silnikowego jest brak emisji CO_2 wśród produktów jego spalania.

Na podstawie badań dotyczących silnika wysokoprężnego zasilanego olejem napędowym i niewielką dawką wodoru można wyciągnąć następujące wnioski:

- dodanie niewielkiej ilości wodoru do silnika wysokoprężnego nie wywołuje spalania stukowego. Maksymalna dawka wodoru mierzona jego udziałem energetycznym w całkowitej dawce oleju napędowego i wodoru, która nie powodowała wzrostu stuku wynosiła około 15%. Dawka ta została wyznaczona dla konkretnego typu silnika o stopniu sprężania $\text{CR} = 17$, stąd dla innego typu silnika i innej wartości stopnia sprężania CR może być inna.
- niewielka ilość wodoru pozytywnie wpływa na poprawę biegu silnika, określonego za pomocą COV_{p_i}
- dodając wodór do silnika zasilanego olejem napędowym konieczna jest optymalizacja początku wtrysku oleju napędowego z powodu przyspieszenia zapłonu.
- dodając wodór do silnika można jednocześnie obniżyć zużycie oleju napędowego, przyczyniając się tym samym do mniejszej emisji CO_2 do atmosfery.

Praca wykonana w ramach grantu badawczego nr N502 029 31/3535

Literatura

- [1] Heywood, J. B., *Internal Combustion Engines Fundamentals*, McGraw Hill Inc, 1988.
- [2] Karim, G. A., *Hydrogen as a spark ignition engine fuel*, International Journal of Hydrogen Energy 28, pp. 569-577, 2003.
- [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, Vol. 115, pp. 223-243, 2007.
- [4] Naber, J. D., Szwaja, S., *Statistical Approach To Characterise Combustion Knock In The Hydrogen Fuelled SI Engine*, 33th European Congress Kones 2007, European Science Society of Powertrain and Transport, Journal of Kones Powertrain and Transport, Vol. 14, No. 3, pp. 443-450, Warsaw 2007.

- [5] 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.
- [6] Saravanan, N., Nagarajan, G., *An experimental investigation of hydrogen-enriched air induction in a diesel engine system*, International Journal of Hydrogen Energy Vol. 33, pp. 1769-1775, 2008.
- [7] Senthil Kumar, M., Ramesh, A., Nagalingam, B., *Use of hydrogen to enhance the performance of a vegetable oil fuelled compression ignition engine*, International Journal of Hydrogen Energy Vol. 28, pp. 1143-1154, 2003.
- [8] Szwaja, S., Bhandary, K. R., Naber, J. D., *Comparison of Hydrogen and Gasoline Combustion Knock in a Spark Ignition Engine*, Int. J. of Hydrogen Energy, Vol. 32/18, pp. 5076-5087, 2007.
- [9] Welch, A. B., Wallace, J. S., *Performance characteristic of hydrogen-fueled diesel engine with ignition assist*, SAE Paper No. 902070.
- [10] White, C. M., Steeper, R. R., Lutz, A. E., *The hydrogen-fueled internal combustion engine, a technical review*, International Journal of Hydrogen Energy Vol. 31, pp. 1292-1305, 2006.