KNOCK COMBUSTION IN DUAL FUEL TURBOCHARGED COMPRESSION IGNITION ENGINES

Andrzej Różycki

Radom Technical University
Institute of Maintenance of Vehicles and Machines
Chrobrego Av. 45, 26-600 Radom, Poland
tel.: +48 3617662, fax: +48 3617644
e-mail: andrzej.rozycki@pr.radom.pl

Abstract

The paper describes some results of examination of dual fuel turbocharged compression ignition engine, which verify possibility of occurring of knock combustion. The first stage of examination was done with the use of standard fuel system. Dual fuel system was used in the second stage. Diesel provided by common rail system was used for ignition of natural gas, which was treated as a main fuel. The fluctuation of the cylinder pressure and engine head vibration was registered for characteristic points of engine run (maximum torque, maximum power, maximum engine efficiency).

The spectrum of vibration of engine head was analyzed. Analysis is based on application of Fast Fourier Transform for calculation of characteristic frequency and maximum values of module of transform. Moreover the factors of knock intensity were calculated.

The results of analysis confirmed previous results which shown that during combustion in CI engine fluctuation of pressure appear. The fluctuation cause vibration of engine head but frequency of the vibration is characteristic for knock combustion. Characteristic frequency doesn't depend on gas fuel rate in total fuel, which is provided to the cylinder. The magnitude, which changes is maximum of amplitude of vibration.

The results of calculation of knock combustion intensity factor, which is based on maximum of amplitude of engine head vibration shown its suitability for identification of knock combustion.

Keywords: *knocking combustion, gaseous fuel, dual-fuel compression ignition engine, cylinder head vibrations*

SPALANIE STUKOWE W TURBODOŁADOWANYM DWUPALIWOWYM SILNIKU O ZAPŁONIE SAMOCZYNNYM

Streszczenie

W artykule opisano wyniki badań weryfikujących możliwość wystąpienia spalania stukowego przy dwupaliwowym zasilaniu pełnogabarytowego turbodoładowanego silnika o ZS. Pierwszy etap badań przeprowadzony był przy standardowym zasilaniu silnika. W drugim etapie badań silnik zasilany był układem dwupaliwowym. Paliwem inicjującym samozapłon ładunku był olej napędowy podawany przez układ common rail. Paliwem podstawowym był gaz ziemny (CNG). Rejestrowane były zmiany ciśnienia w cylindrze i drgania głowicy w charakterystycznych punktach pracy silnika (maksymalny moment, maksymalna moc i maksymalna sprawność silnika).

Analizie poddano widma drgań głowicy w okresie spalania. Analiza polegała na zastosowaniu szybkiej transformaty Fouriera do obliczenia charakterystycznych częstotliwości i wartości maksymalnych modułu transformaty. Ponadto wykonano obliczenia wskaźników intensywności stuku.

Wyniki analiz potwierdziły wcześniejsze badania, z których wynikało, że w silniku o zapłonie samoczynnym w okresie spalania występują pulsacje ciśnienia wywołujące drgania głowicy o częstotliwości charakterystycznej dla spalania stukowego. Częstotliwość ta występuje niezależnie od udziału paliwa gazowego w ładunku dostarczanym do cylindra. Wielkością, która ulega zmianie jest maksymalna amplituda pulsacji.

Wyniki obliczenia wskaźnika intensywności spalania stukowego opartego na maksymalnej amplitudzie drgań głowicy wykazały jego przydatność do identyfikacji spalania stukowego.

Słowa kluczowe: *spalanie stukowe, dwupaliwowy silnik o zapłonie samoczynnym, amplituda drgań głowicy, sprężony gaz ziemny*

1. Wstęp

Dużo większe zasoby gazu naturalnego w stosunku do prognozowanych ilości ropy naftowej w eksploatowanych złożach, są powodem intensywnego rozwoju konstrukcji silników spalinowych pozwalających na efektywne spalanie tego gazu. Ponadto zastosowanie sprężonego gazu ziemnego (CNG) do zasilania tłokowych silników spalinowych niesie za sobą korzyści w postaci zwiększenia sprawności i obniżenia emisji (głównie NOx i zadymienia spalin). Należy również nadmienić, że zasilanie silników stacjonarnych paliwami gazowymi pozwala na wyeliminowanie zbiorników paliwa ciekłego lub znaczne wydłużenie pracy miedzy ich tankowaniami.

W chwili obecnej układy zasilania paliwami gazowymi silników o ZI są już szeroko stosowane. Rozwój ich konstrukcji ukierunkowany jest (podobnie jak przy zasilaniu paliwami ciekłymi) na zwiększenie sprawności i obniżenie emisji.

W przypadku silników o ZS szeroko stosowane rozwiązania polegają na zmniejszeniu stopnia sprężania i wprowadzeniu układu zapłonowego.

Najnowsze rozwiązania bazują na zasilaniu dwupaliwowym, polegającym na spalaniu homogenicznego lub uwarstwionego ładunku CNG-powietrze i niewielkiej dawki oleju napędowego wtryskiwanego do cylindra, która ulega samozapłonowi inicjując spalanie. Dawka inicjująca oleju napędowego dostarczana jest do cylindra za pomocą standardowego układu zasilania. Paliwo gazowe może być dostarczane za pomocą wtrysku pośredniego (ładunek homogeniczny) lub wtrysku bezpośredniego (ładunek uwarstwiony). Sterowanie mocą silnika odbywa się poprzez zmiany ilości paliwa gazowego (zmiany składu mieszaniny paliwo gazowe - powietrze).

Podstawowym problemem przy tego typu zasilaniu jest właściwe dobranie dawki inicjującej oleju napędowego. Zbyt mała dawka może doprowadzić do uszkodzenia wtryskiwaczy oleju napędowego na skutek ich przegrzania (mała intensywność chłodzenia końcówek wtryskiwacza przy dużych obciążeniach). Z drugiej strony duży udział paliwa gazowego prowadzi do nadmiernych wzrostów ciśnień w cylindrze i może doprowadzić do wystąpienia spalania stukowego.

Istota zjawiska spalania stukowego jest celem badań od początku istnienia silnika spalinowego o zapłonie iskrowym. Duża intensywność występowania tego typu spalania jest podstawowym ograniczeniem w zwiększaniu stopnia sprężania. Istnieje wiele opracowań przedstawiających obliczenia oceniające możliwość wystąpienie spalania stukowego [1]. Stwarza to możliwości odpowiedniego doboru parametrów sterujących i konstrukcyjnych oraz składu mieszaniny palnej dostarczanej do cylindra. Należy nadmienić jednak, że w pełni zjawisko to nie jest jeszcze wyjaśnione.

Zwiększanie stopnia wysilenia silników o zapłonie samoczynnym, zwiększanie jego szybkoobrotowości oraz wprowadzanie zasilania dwupaliwowego powoduje, że zjawisko spalania stukowego w silniku o zapłonie samoczynnym zaczyna być jednym z czynników ograniczających te działania. Dlatego też staje się ono celem badań i analiz. Istnieją już konstrukcje silników, które podobnie jak silniki o ZI wykorzystują czujniki spalania stukowego w algorytmach sterowania.

Podstawowym celem niniejszego artykułu jest przedstawienie wyników pomiarów i analiz pulsacji ciśnienia w cylindrze i drgań głowicy w okresie spalania turbodoładowanego silnika o zapłonie samoczynnym, wyposażonym w układ CR (common rail) i wtrysk pośredni gazu CNG. Do analiz wykorzystano wyniki filtracji wąskopasmowej i widma sygnałów uzyskanych za pomocą Szybkiej Transformaty Fouriera (FFT) .

Bazując na wcześniejszych opracowaniach [2, 3, 4] główną uwagę skupiono na wykorzystaniu wskaźnika intensywności stuku (WISG) do określania udziału CNG w ładunku. Daną do obliczeń była maksymalna amplituda drgań głowicy pojawiająca się w okresie spalania. Pod uwagę brane były wszystkie cylindry silnika.

Wyniki analiz mogą być wykorzystane w budowie zintegrowanego sterownika obsługującego jednocześnie: układ common rail, pośredni wtrysk gazu CNG i inne układy wspomagające pracę badanego silnika (np. układ recyrkulacji spalin, układ regulujący ilość powietrza dostarczanego do cylindra).

2. Stanowisko badawcze

Badania przeprowadzono na stanowisku hamulcowym, wyposażonym w silnik o zapłonie samoczynnym Andoria ADCR i hamulec elektrowirowy Wibrometer 3WB15. Parametry techniczne silnika przedstawiono w Tab. 1.

Tab. 1. Dane techniczne silnika ADCR
Tab. 1. Technical data of the ADCR engine

Rodzaj silnika	Wysokoprężny, z Common-Rail, turbodoładowany z intercoolerem
Liczba i układ cylindrów	4, rzędowy, pionowy
Tryb spalania	4-ro suwowy z wtryskiem bezpośrednim
Średnica cylindra	94 mm
Skok tłoka	95 mm
Objętość skokowa	2636 cm^3
Stopień sprężania	17,5
Układ zasilania – olej napędowy	Common rail
Układ zasilania – CNG	Wtrysk gazu w fazie ciekłej
Moc nominalna	11 kW/2200 obr/min

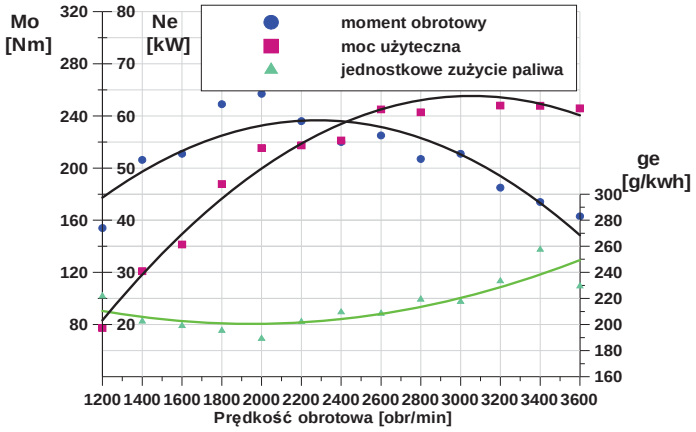
Do pomiaru parametrów szybkozmiennych użyto systemu pomiarowego, opisanego w [5], wyposażonego w kartę przetwornika analogowo-cyfrowego KPCI 3110 o szybkości próbkowania równej 1,25 MHz firmy Keythley oraz w tory pomiarowe: ciśnienia w cylindrze silnika z piezokwarcowym czujnikiem 8Qp500c firmy AVL, dwukanałowego znacznika kąta obrotu wału korbowego (wyzwalanie pojedynczego pomiaru co 0,7° OWK i cyklu pomiarowego znacznikiem GMP), toru pomiarowego drgań głowicy z czujnikiem DR 190 8092-2F firmy OPEL.

3. Przebieg badań

W celu określenia dopuszczalnego poziomu pulsacji ciśnienia, wywołanego spalaniem stukowym, przeprowadzono dwa etapy badań. W pierwszym etapie silnik był zasilany standardowo poprzez fabryczny układ CR. W drugim etapie zastosowano zasilanie dwupaliwowe, składające się z układu CR i wielopunktowego wtrysku pośredniego gazu CNG.

Pomiary wykonywane były w wybranych punktach charakterystyk obciążeniowych sporządzonych dla dwóch prędkości obrotowych: 2000 obr/min i 3000 obr/min (maksymalny moment i maksymalna moc Rys. 1).

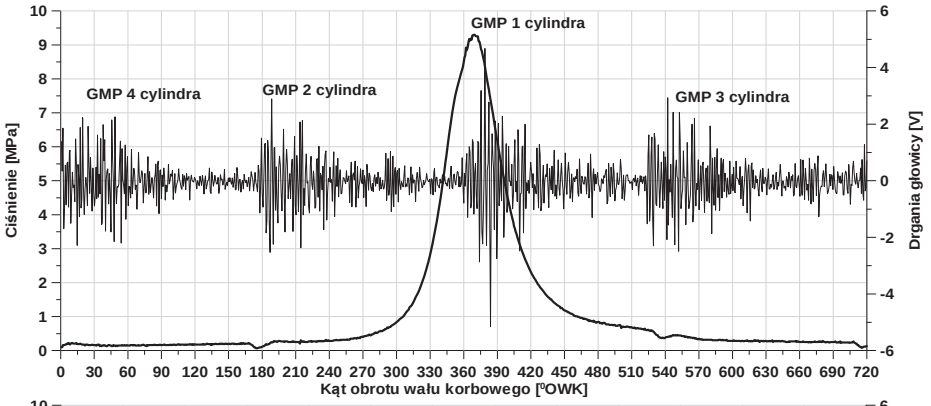
Pomiary ciśnienia wykonywane były tylko w pierwszym cylindrze. Wykorzystywane były do kontroli procesu spalania polegającej na wizualizacji pulsacji ciśnienia w okresie spalania (początku występowania pulsacji i jej amplitudy). Obliczenia wskaźników opierały się tylko na wynikach pomiarów drgań głowicy, które są silnie skorelowane z pulsacjami ciśnienia w cylindrze [2-4].



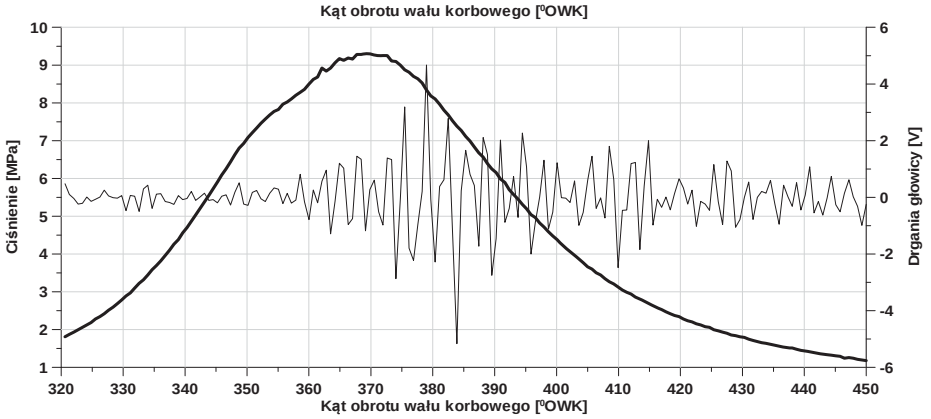
Rys. 1. Charakterystyka prędkościowa silnika ADCR
Fig. 1. The speed characteristics of the ADCR engine

Przykładowe wyniki pomiarów ciśnienia w cylindrze i drgań głowicy przy zasilaniu fabrycznym przedstawiono na Rys. 2. Rys. 2a przedstawia pełny cykl pracy dla pierwszego cylindra z zaznaczonymi GMP odpowiadającymi fazie spalania w pozostałych cylindrach. Na Rys. 2b przedstawiono te same wielkości w zakresie kąta obrotu wału korbowego obejmującego część suwu sprężania i rozprężania pierwszego cylindra.

a)



b)



Rys. 2. Przykładowe wyniki pomiarów ciśnienia i drgań głowicy przy zasilaniu fabrycznym: a) pełny cykl pracy odpowiadający pierwszemu cylindrowi, b) zakres kątowy obejmujący część suwu sprężania i suwu pracy

Fig. 2. Example-results of measurement of the pressure and head vibrations at the industrial power supply: a) the full duty cycle according to the first cylinder, b) the angle range involving the part of the compression stroke and the working stroke

Te same zależności dla zasilania dwupaliwowego przedstawiono na Rys. 4.

W celu potwierdzenia, że drgania głowicy są wywołane pulsacjami ciśnienia wykonano analizę widma drgań głowicy za pomocą szybkiej transformaty Fouriera (FFT). Analizę wykonywano we wszystkich punktach charakterystyk obciążeniowych. Przykładowe wyniki obliczeń widma drgań głowicy przedstawiono na Rys. 4. Wynika z nich, że niezależnie od sposobu zasilania (Rys. 4a – zasilanie fabryczne, Rys. 4b – zasilanie dwupaliwowe) częstotliwości charakterystyczne widma drgań zawierają się w granicach: 6 kHz-10 kHz i 16 kHz-17 kHz. Częstotliwości te mieszczą się w granicach odpowiadających pierwszej (5,9 kHz) i drugiej postaci drgań obwodowych (9,8 kHz) oraz pierwszej postaci drgań obwodowo-promieniowych (17,2 kHz). Częstotliwości te zostały obliczone wg zależności 1 [6, 7].

$$f_{m,n} = C \cdot \frac{\rho_{m,n}}{\pi \cdot D} [\text{kHz}]. \tag{1}$$

gdzie:

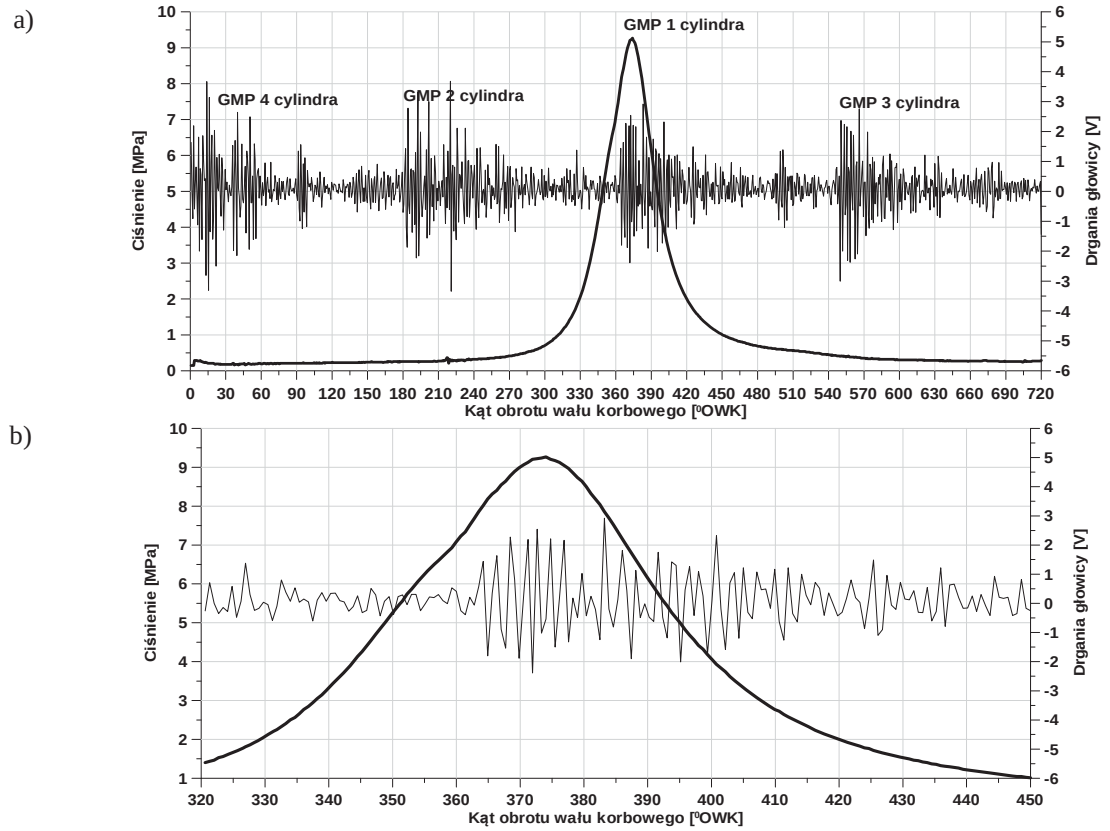
m - wskaźnik postaci obwodowych,

n - wskaźnik postaci promieniowych,

$\rho_{m,n}$ - współczynnik postaci drgań,

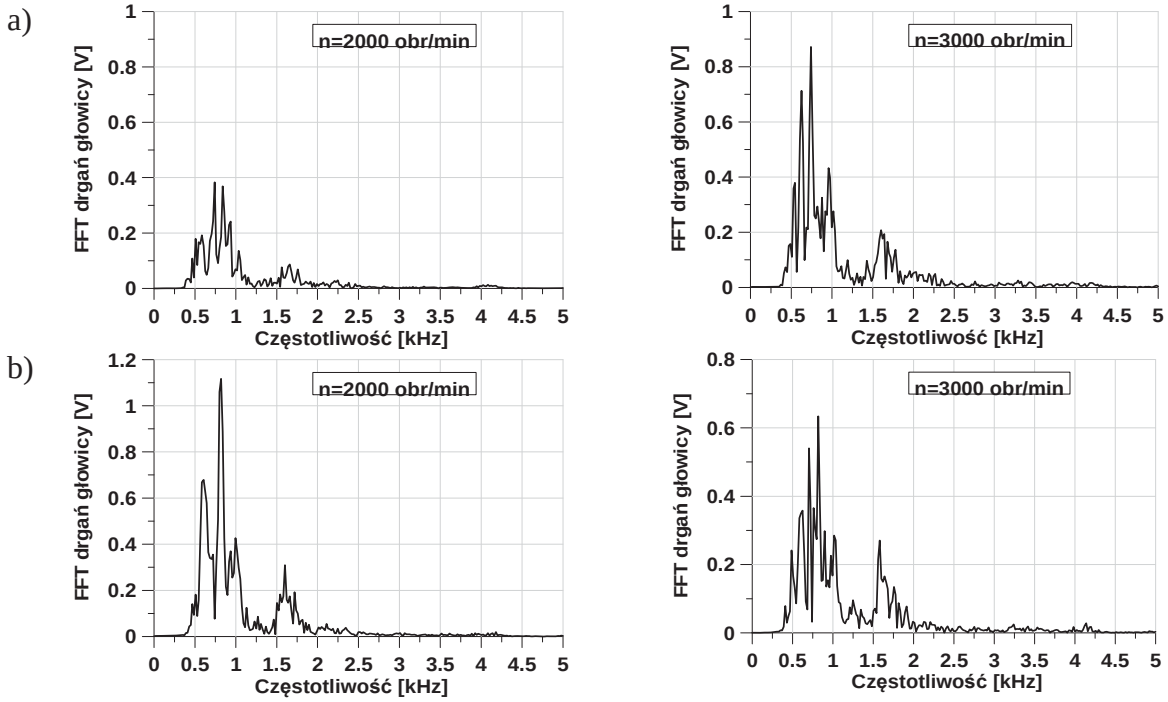
C - prędkość dźwięku [m/s],

D - średnica cylindra [m].



Rys. 3. Przykładowe wyniki pomiarów ciśnienia i drgań głowicy przy zasilaniu dwupaliwowym: a) pełny cykl pracy odpowiadający pierwszemu cylindrowi, b) zakres kątowy obejmujący część suwu sprężania i suwu pracy

Fig. 3. Example-results of measurement of the pressure and head vibrations at the two-fuel power supply: a) the full duty cycle according to the first cylinder, b) the angle range involving the part of the compression stroke and the working stroke



Rys. 4. Widma drgań głowicy w czasie spalania dla prędkości obrotowych 2000 obr/min i 3000 obr/min: a) zasilane typu common-rail, b) zasilanie dwupaliwowe

Fig. 4. Spectra of head vibrations during combustions for rotational speeds 2000 rpm and 3000 rpm: a) supplied of the common-rail type , b)two-fuel power supply

Mogą się nieznacznie różnić od częstotliwości charakterystycznych widma drgań głowicy, ponieważ zależność 1 jest zależnością empiryczną potwierdzoną dla silnika o zapłonie iskrowym. Również może nastąpić pewne przesunięcie widma drgań głowicy w stosunku do widma pulsacji ciśnienia w cylindrze ze względu na różnice w geometrii komór spalania. Obliczenia wszystkich postaci drgań akustycznych dla średnicy cylindra silnika ADCR zamieszczono w Tab. 2.

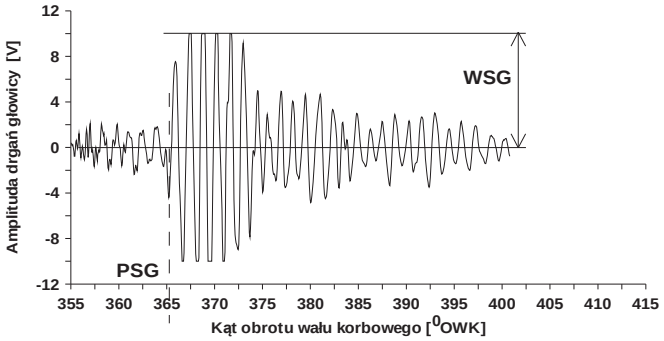
Tab. 2. Częstotliwości drgań akustycznych obwodowych, promieniowych i obwodowo-promieniowych w komorze spalania dla prędkości dźwięku c = 950 m/s
Tab. 2. Acoustic oscillation frequencies: perimetrical, radial and perimetrically-radial in combustion chamber for blast speed : c = 950 m/s

m,n	1-0	2-0	0-1	3-0	1-1
$\rho_{m,n}$	1,841	3,054	3,832	4,201	5,332
fm,n [kHz]	5,9	9,8	12,3	13,5	17,1

4. Wskaźnik intensywności spalania stukowego

Do określenia dopuszczalnego poziomu pulsacji ciśnienia w okresie spalania użyto wskaźnika WISG (wskaźnik intensywności spalania stukowego w odniesieniu do drgań głowicy) zdefiniowanego w [4]. Wskaźnik ten jest równy ilorazowi przekroczeń granicznej wartości wskaźnika WSG (Rys. 5) do dobranej doświadczalnie liczby kolejnych analizowanych cykli pracy N_{cykli}. Podobnie jak w pracy [4] do analizy intensywności stuku w silniku ADCR przyjęto $N_{cykli} = 10$.

Poziom graniczny wskaźnika WSG określono na podstawie pomiarów amplitudy drgań głowicy silnika z układem zasilania typu common-rail. Przy wyborze wartości maksymalnych uwzględniano drgania pochodzące od wszystkich cylindrów. W analizowanym zakresie obciążeń i prędkości obrotowych poziom wskaźnika WSG nie przekraczał wartości WSG_GR = 4,5 V.



Rys. 5. Drgania głowicy w czasie spalania z zaznaczonymi wskaźnikami PSG i WSG
Fig. 5. Head vibrations during combustions with noted indicators of PSG and WSG

Przekroczenia wartości granicznej występowały jedynie przy maksymalnych obciążeniach i dużych prędkościach obrotowych.

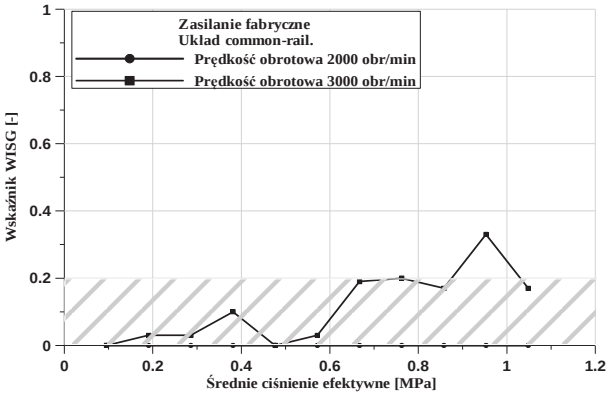
Wyniki obliczeń wskaźnika WISG według zależności 2:

$$WISG = \frac{\sum_{i=0}^{L}(WSG_i \rangle WSG_GR)}{N_{cykli}} \cdot \qquad (2)$$

gdzie:
WSG_GR - wartość graniczna wskaźnika stuku WSG,
N_{cykli} - liczba analizowanych cykli pracy,
L - ilość cykli pracy z wartością WSG przekraczająca poziom graniczny (WSG_GR) (Rys. 8)

przedstawiono na Rys. 6, 7, 8. Na Rys. 6 przedstawiono zmiany wskaźnika WISG przy zasilaniu silnika za pomocą układu common-rail. Poziom drgań głowicy reprezentowany wskaźnikiem

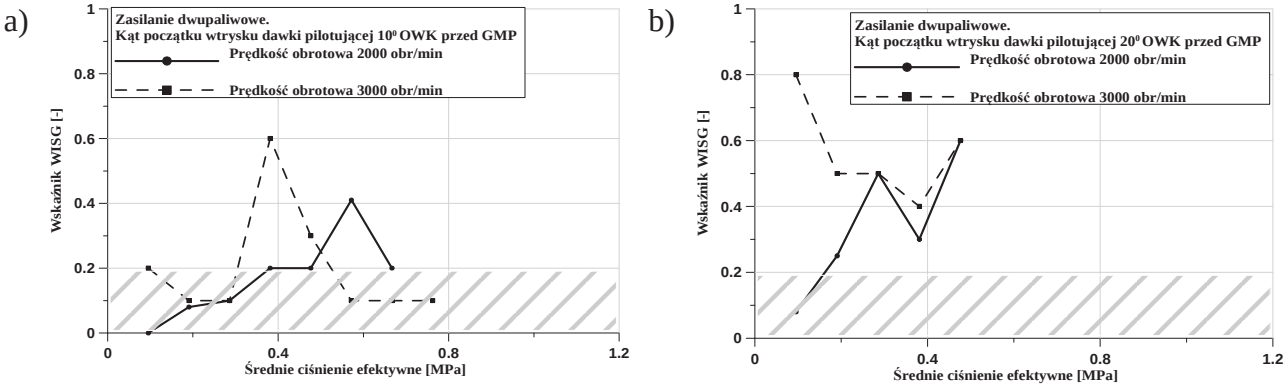
WISG tylko w zakresie obciążeń maksymalnych osiąga lub nieznacznie przekracza poziom 0,2 (podobną wartość uzyskano przy zasilaniu dwupaliwowym jednocylindrowego silnika badawczego [4]). Dlatego też można uznać poziom wskaźnika WISG = 0,2, jako poziom dopuszczalny. Praca silnika przy większej intensywności stuku może doprowadzić do uszkodzenia silnika.



Rys.6. Zależność wskaźnika WISG od obciążenia
Fig. 6. The dependence indicator WISG from load

Zależności wskaźników WISG przy zasilaniu dwupaliwowym dla kątów początku wtrysku dawki pilotującej 20° OWK i 10° OWK przed GMP przedstawiono na Rys. 7 i 8. Wynika z nich, że praca silnika ADCR przy zasilaniu dwupaliwowym cechuje się wysokim poziomem spalania stukowego niezależnie od prędkości obrotowych i obciążeń.

Przyczyną dużej intensywności występowania spalania stukowego może być brak podziału dawki pilotującej oleju napędowego oraz zbyt duży udział paliwa gazowego w ładunku.



Rys. 7. Zależność wskaźnika WISG od obciążenia przy zasilaniu dwupaliwowym: a) kąt początku wtrysku dawki pilotującej 10° OWK przed GMP, b) kąt początku wtrysku dawki pilotującej 20° OWK przed GMP
Fig. 7. The dependence of WISG indicator from load at two-fuel power supply: a) 10° CA angle of injection beginning of the dose pilotting before TDC, b) 20° CA angle of injection beginning of the dose pilotting before TDC

Nadmierny poziom intensywności spalania stukowego był też jedną z głównych przyczyn znacznego obniżenia poziomu obciążeń silnika.

5. Wnioski

Na podstawie przeprowadzonej analizy wyników badań dwupaliwowego badawczego silnika o zapłonie samoczynnym można sformułować następujące wnioski:

- jedną z głównych barier w stosowaniu dużych udziałów CNG w ładunku dostarczanym do cylindra jest zjawisko spalania stukowego wpływające destrukcyjnie na konstrukcję silnika,
- zjawisko spalania stukowego występuje pomimo dużej odporności CNG na samozapłon (liczba

oktanowa około 120),
- wskaźnik intensywności występowania spalania stukowego WISG powinien być uwzględniony w algorytmach sterowania silnikiem pełnogabarytowym,
- zastosowany wskaźnik pozwolił na zidentyfikowanie jednej z przyczyn zmniejszenia osiągów silnika ADCR zasilanego dwupaliwowego.

Literatura

[1] Szwaja, S., Jamrozik, A., *Analysis of combustion knock in the SI engine*, III Międzynarodowy Kongres Silników Spalinowych – PTNSS KONGRES 2009, PTNSS–2009–SC–046, Opole 2009.
[2] Różycki, A., *Knocking combustion intensity index in a dual-fuel compression ignition engine*, III Międzynarodowy Kongres Silników Spalinowych – PTNSS KONGRES 2009, PTNSS–2009–SC–04, PTNSS–2009–SC–165, Opole 2009.
[3] Różycki, A., *Metoda identyfikacji spalania stukowego w dwupaliwowym silniku o zapłonie samoczynnym*, Journal of KONES, Vol. 15, Warsaw 2008.
[4] Różycki, A., *Granica spalania stukowego w dwupaliwowym silniku o zapłonie samoczynnym*, Międzynarodowa Konferencja Motoryzacyjna KONMOT - Autoprogres 2008 Motoryzacja w Dobie Zrównoważonego Rozwoju Świata, Szczawnica 2008.
[5] Różycki, A., *Microkomputer system for measurement of high speed parameters for IC engines*, 8th EAEC Congres, paper No.° SAITS 01196, Bratislava 2001.
[6] Brunt, F., et. al., *Gasoline Engine Knock Analysis using Cylinder Pressure Data*, SAE 980896.
[7] Millo, F., Ferraro, C. V., *Knock in S.I. Engines: A Comparison between Different Techniques for Detection and Control*, SAE 982477, 1998.