

# **Drgania głowicy silnika wysokoprężnego zasilanego dwupaliwowo**

**ANDRZEJ RÓŻYCKI**

Politechnika Radomska  
Wydział Mechaniczny

W artykule opisano wyniki wstępnych badań, które miały na celu sprawdzenie możliwości zastosowania typowego czujnika stuku, stosowanego w silnikach o zapłonie iskrowym, do wykrywania zjawiska stuku w silniku o zapłonie samoczynnym zasilanym dwupaliwowo. Przeprowadzona analiza porównawcza sygnałów: drgań głowicy i pulsacji ciśnienia w cylindrze wykazała, że amplituda drgań głowicy może być wykorzystana do określania granicy, do której może być zwiększany udział paliwa gazowego w mieszance. W celu prawidłowego określenia tej granicy konieczne jest analizowanie sygnału z czujnika stuku w okresie spalania ładunku w cylindrze. Warunek ten spowodowany jest tym, że w fazach przekrycia zaworów, zamykania zaworu dolotowego oraz wtrysku paliwa pojawiają się drgania głowicy o parametrach zbliżonych do drgań występujących w okresie spalania. Mogą być one spowodowane przez uderzenie zamykającego się zaworu w gniazdo zaworowe jak również przez zjawiska przepływowe: powietrza w gniazdach zaworowych i paliwa w końcówce wtryskiwacza.

## **1. Wstęp**

Jednym z kierunków rozwoju silników spalinowych jest dostosowywanie ich konstrukcji do zasilania paliwami alternatywnymi. Wśród różnego typu paliw alternatywnych coraz większego znaczenia nabierają paliwa gazowe LPG (liquefied petroleum gas) i CNG (compressed natural gas). Ze względu na zbliżone właściwości fizykochemiczne paliw gazowych do benzyny zasilanie tymi paliwami silników o ZI nie stwarza większych problemów. W chwili obecnej szeroko stosowane są już instalacje pozwalające zasilać silniki o ZI paliwem gazowym LPG. Powstaje również coraz więcej rozwiązań dostosowujących silnik o ZI do zasilania paliwem CNG.

Znacznie większe trudności występują przy zasilaniu paliwami gazowymi silników o ZS. Ze względu na duże stopnie sprężania zasilanie silnika o ZS czystym paliwem gazowym jest niemożliwe ze względu na spalanie stukowe, które prowadzi do uszkodzenia silnika. Od dawna znane są rozwiązania, które umożliwiają zasilanie silnika o ZS paliwami gazowymi. Polegają one na równoczesnym doprowadzaniu do silnika oleju napędowego i paliwa gazowego. Przy takim rozwiązaniu w pierwszej kolejności następuje samozapłon par oleju napędowego w atmosferze powietrza i paliwa gazowego (podobnie jak w silniku zasilanym tradycyjnie) a następnie płomień rozprzestrzenia się na mieszaninę powietrza i gazu. Z dotychczasowych badań nad tym sposobem zasilania wynika, że stosunkowo duży udział paliwa gazowego w stosunku do oleju napędowego może być stosowany przy obciążeniach częściowych. W miarę wzrostu obciążenia, udział paliwa gazowego powinien się zmniejszać, ponieważ zbyt duży jego udział powoduje pojawianie się w kolejnych cyklach pracy spalania stukowego. Wyeliminowanie tego zjawiska może przebiegać dwoma sposobami polegającymi na zwiększeniu udziału w mieszance oleju napędowego lub opóźnieniu początku wtrysku oleju napędowego.

Omawiane zjawisko stuku było główną przyczyną zmniejszenia trwałości silnika o ZS zasilanego olejem napędowym i LPG. Prace nad tego typu zasilaniem prowadzone były w Zakładzie Silników Spalinowych i Pojazdów Politechniki Radomskiej. Na rysunku 1 przedstawiono uszkodzenia tłoka spowodowane spalaniem stukowym [1].



Rys. 1. Uszkodzenia tłoka spowodowane spalaniem stukowym [1].  
Fig. 1. Piston damage caused by knock combustion [1].

Podobne uszkodzenia tłoka związane ze spalaniem stukowym przedstawiono w pracy [2].

Z powyższych rozważań wynika, że zjawiskiem, które powinno być wykorzystane do sterowania pracą silnika zasilanego dwoma paliwami jest spalanie stukowe. Spalanie stukowe spowodowane jest samozapłonem ładunku w reszcie niespalonej mie-

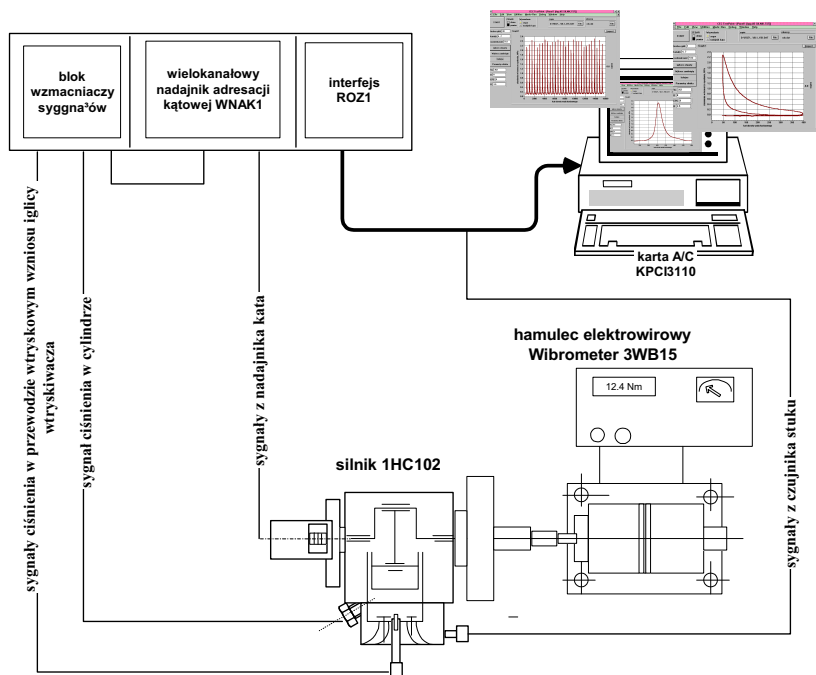
szanki [3]. Cechą charakterystyczną tego typu spalania są silne pulsacje ciśnienia w cylindrze w czasie suwu pracy. Wielkościami, którymi można opisać te pulsacje są: częstotliwość, intensywność oraz gęstość widmowa.

W niniejszej pracy przedstawiono wstępną analizę wyników uzyskanych podczas badań jednocyndrowego silnika o zapłonie samoczynnym zasilanego dwupaliwowo. Analiza była przeprowadzana w wybranych punktach charakterystyki obciążeniowej. Składała się ona z bezpośrednich porównań sygnałów pochodzących z piezokwarcowego czujnika ciśnienia w cylindrze oraz czujnika stuku mierzącego drgania głowicy. Obliczane były ponadto częstotliwości sygnałów o największej amplitudzie. Celem tych badań i analiz było sprawdzenie możliwości zastosowania typowego czujnika stuku, który jest stosowany w silniku o zapłonie iskrowym, do kontroli pojawiania się spalania stukowego w silniku wysokoprężnym zasilanym dwupaliwowo.

Z przeprowadzonych analiz wynika, że zarówno pulsacje ciśnienia w cylindrze jak również drgania głowicy silnika zamieniane w typowym czujniku stuku na pulsacje napięcia, mogą być wykorzystane do sterowania układem zasilania dwupaliwowego, w którym dawka pilotująca oleju napędowego podawana będzie przez układ typu common rail. Jednocześnie do kolektora dolotowego będzie wtryskiwane w postaci ciekłej paliwo gazowe (LPG). Algorytm sterujący wykorzystujący sygnał z czujnika stuku powinien zapewniać maksymalny udział paliwa gazowego w ładunku dostarczonym do cylindra w ilości, która nie wywoła zjawiska spalania stukowego. Dzięki zastosowaniu układu common rail możliwe będzie również sterowanie kątem początku wtrysku, który ma duży wpływ na oscylacje ciśnienia w cylindrze wywołanych spalaniem stukowym.

## 2. Stanowisko pomiarowe

Badania wstępne związane ze spalaniem stukowym przeprowadzono na stanowisku hamulcowym wyposażonym w badawczy silnik wysokoprężny 1HC102 i hamulec elektrowirowy Wibrometer 3WB15. Silnik wyposażony był w tradycyjny układ zasilania (pompa rzędowa, wtryskiwacz jednootworkowy) oraz w typowy układ zasilania gazem LPG firmy LOVATO. Do pomiaru parametrów szybkozmiennych użyto systemu pomiarowego, opisanego w [4], wyposażonego w kartę przetwornika analogowo-cyfrowego KPCI 3110 o szybkości próbkowania równej 1,25MHz firmy Keythley oraz w następujące tory pomiarowe: ciśnienia w cylindrze silnika z piezokwarcowym czujnikiem 8Qp500c firmy AVL, ciśnienia w przewodzie wtryskowym z piezokwarcowym czujnikiem QL61B firmy AVL, wzniosu iglicy wtryskiwacza z czujnikiem CL80 firmy ZEPWN Marki oraz toru pomiarowego drgań głowicy z czujnikiem DR 190 8092-2F firmy OPEL. Schemat stanowiska pomiarowego przedstawiono na rysunku 2.



Rys. 2. Schemat stanowiska pomiarowego.

Fig. 2. Diagram of the test stand.

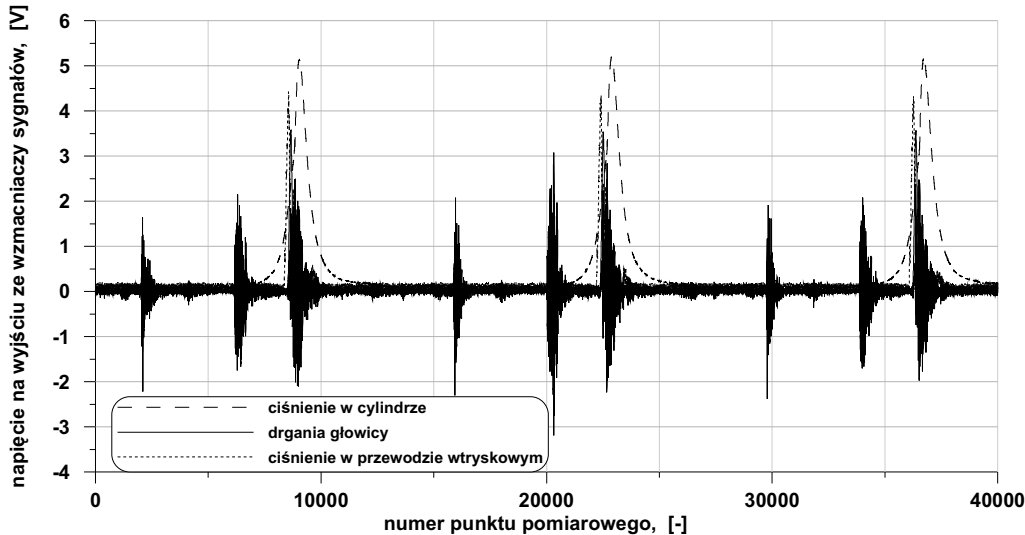
### 3. Przebieg badań

Badania stanowiskowe miały na celu:

- sprawdzenie możliwości zastosowania typowego czujnika spalania stukowego, który jest stosowany w silnikach spalinowych o ZI, do kontroli występowania zjawiska stuku w silnikach o zapłonie samoczynnym.
- określenie granicznego obciążenia silnika zasilanego dwupaliwowo, powyżej którego zwiększa się ilość cykli ze spalaniem stukowym.

Pierwsze próby zastosowania zespołu czujnika DR 190 8092-2F sprzęgniętego z modułem elektronicznym, który jest stosowany w silnikach o ZI produkowanych przez firmę Opel, nie przyniosły spodziewanych efektów, ponieważ na wyjściu z modułu elektronicznego pojawiał się sygnał wskazujący spalanie stukowe nawet przy małych obciążeniach. W celu rozpoznania przyczyn takiego działania modułu elektronicznego wykonano serię pomiarów drgań głowicy silnika za pomocą samego czujnika przykręconego do głowicy. Czas trwania pomiaru obejmował każdorazowo kilkanaście cykli pracy silnika (rys.3). W czasie trwania pomiaru rejestrowane były ponadto: ciśnienia w cylindrze, ciśnienia w przewodzie wtryskowym, wznios iglicy wtryskiwacza oraz znacznik GMP. Częstotliwość rejestracji danych wynosiła 200kHz.

Pierwszy etap badań obejmował trzy punkty charakterystyki obciążeniowej sporządzonej przy prędkości 1800 obr/min. Obciążenia silnika, przy których wykonywano pomiary wynosiły: 20Nm, 40Nm i 50Nm. Ostatni punkt charakterystyki obciążeniowej uzyskano przez dodanie do mieszanki takiej ilości paliwa gazowego, które spowodowało wyraźnie słyszalne spalanie stukowe. Zarejestrowane w tym etapie wielkości posłużyły do określenia podstawowych parametrów drgań głowicy (częstotliwości, amplitudy i gęstości widmowej) i faz cyklu pracy, w których one występują.



Rys. 3. Wybrany odcinek zarejestrowanych: zmian ciśnienia w cylindrze silnika, zmian ciśnienia w przewodzie wtryskowym i drgań głowicy.

Fig. 3. Selected fragment of registered changes in: pressure in the cylinder and in the injection pipe as well as cylinder head vibrations.

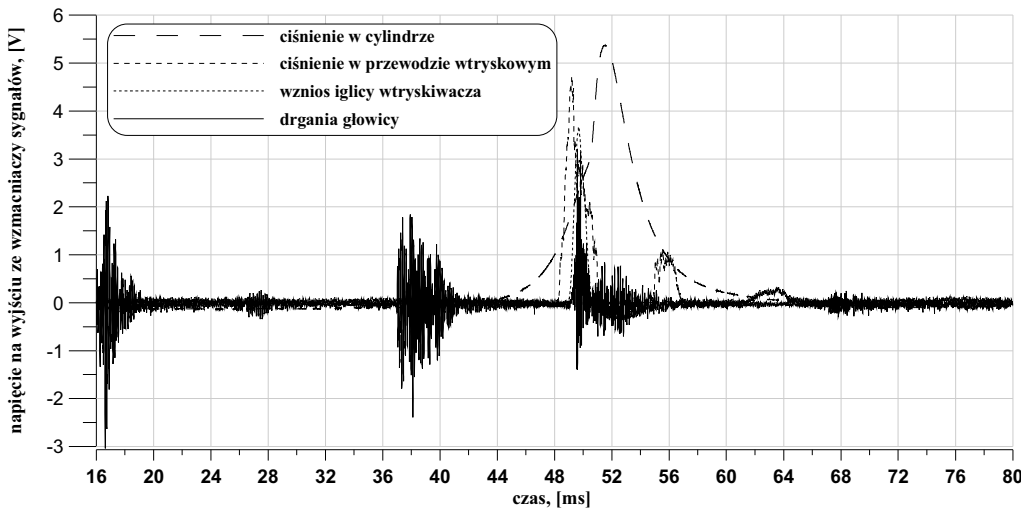
W drugim etapie zarejestrowano ww. wielkości w siedmiu punktach charakterystyki obciążeniowej wykonanej przy prędkości 1800 obr/min. Obciążenia silnika wynosiły: 20Nm, 27Nm, 34Nm, 38Nm, 42Nm, 46Nm, 50Nm. Wartości powyżej 20Nm osiągnięte były poprzez zwiększenie ilości paliwa gazowego podawanego do kolektora dolotowego.

#### 4. Wyniki analiz drgań głowicy i oscylacji ciśnienia w cylindrze

Przykładowe przebiegi zarejestrowanych sygnałów w czasie trwania pełnego cyklu pracy silnika przedstawiono na rys.4. Właściwie już z tego wykresu można wnioskować, że istnieją w zakresie jednego cyklu pracy cztery charakterystyczne przedziały czasowe, w których wyraźnie wzrasta amplituda drgań głowicy, które mogą być rozpoznawane przez moduł elektroniczny jako spalanie stukowe

Drgania głowicy pojawiające się w zakresach: 16÷20ms, 36÷42ms są spowodowane zjawiskami występującymi odpowiednio w okresach: przekrycia zaworów i zamyka-

nia zaworu dolotowego. Drgania widoczne w zakresie  $49 \div 56$  ms są spowodowane procesem wtrysku paliwa i pulsacjami ciśnienia wywołanymi typowym procesem spalania.



Rys. 4. Przykładowy przebieg zmian ciśnienia w cylindrze, ciśnienia w przewodzie wtryskowym, zmian wzniosu wtryskiwacza i sygnału z czujnika stuku obejmujące pełny cykl roboczy silnika spalowego pracującego pod obciążeniem 20Nm i z prędkością obrotową 1800 obr/min

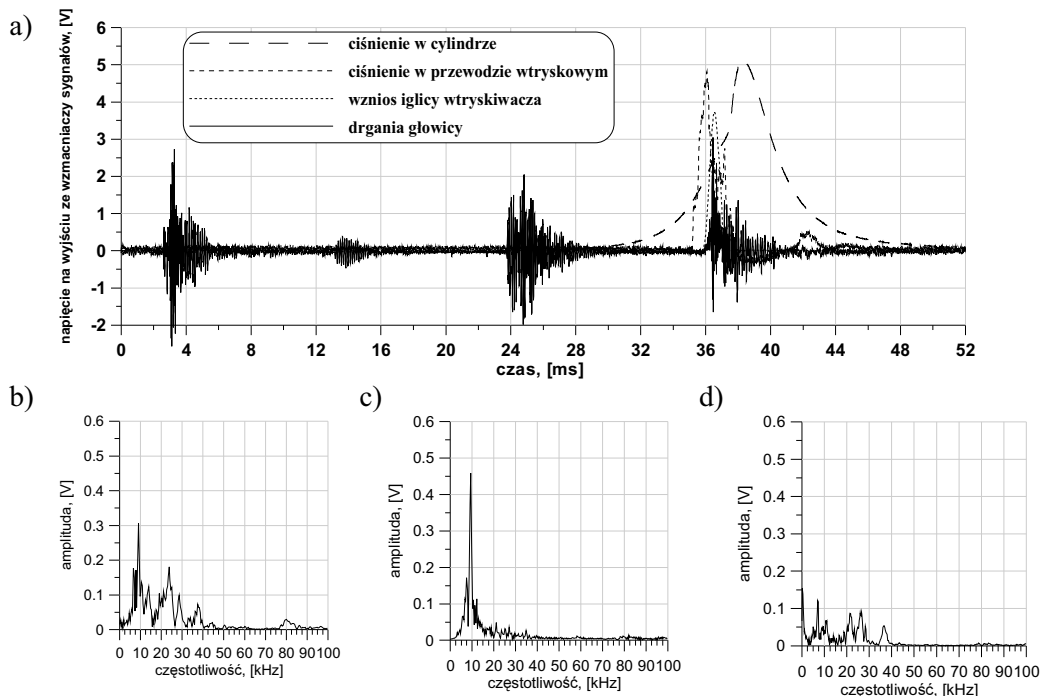
Fig. 4. An exemplary course of: pressure in the cylinder and in the injection pipe, injector needle lift changes as well as signal from knock sensor during the whole work cycle of a combustion engine working under the load of 20Nm and with the engine speed of 1800 rpm.

#### 4.1. Analiza widmowa drgań głowicy

Dokładną analizę zarejestrowanych sygnałów przeprowadzono przy użyciu programu komputerowego napisanego w środowisku programu TestPoint 4.0. Analiza polegała na obliczaniu, przy pomocy szybkiej transformaty Fouriera FFT częstotliwości i amplitudy pulsacji występujących w czasie zamykania zaworów dolotowego i wylotowego oraz w okresie od początku wtrysku do połowy suwu pracy. Wykresy przedstawiające te analizy zamieszczono na rysunku 5. Wykresy na rysunkach 6 i 7 przedstawiają analizy obejmujące tylko przedział czasowy obejmujący fazę wtrysku paliwa do cylindra i okres początku spalania.

Z wykresu na rysunku 5a wynika, że w czasie trwania jednego cyklu pracy silnika istnieją trzy odcinki czasowe charakterystyczne z punktu widzenia drgań głowicy. Pierwszy odcinek obejmuje czas od  $3 \div 4$  ms i odpowiada fazie przekrycia zaworów. Częstotliwości harmoniczne charakterystyczne dla tego przedziału mieszczą się w granicach  $8 \div 40$  kHz (rys. 5b). Drugi odcinek czasowy zawarty jest w przedziale czasowym  $24 \div 25$  ms i odpowiada fazie zamknięcia zaworu dolotowego. Częstotliwością charakterystyczną w tej fazie cyklu pracy jest częstotliwość wynosząca około 8 kHz. Ostatni odcinek czasowy mieszczący się w przedziale  $36 \div 38$  ms obejmuje

fazę wtrysku paliwa do cylindra i początkową fazę spalania. Częstotliwości charakteryzujące ten przedział czasowy są zawarte w granicach od  $6 \div 40$  kHz (rys.5d) i posiadają małą wartość amplitudy. Związane jest to zapewne z małymi pulsacjami ciśnienia w cylindrze typowymi przy niskich obciążeniach silnika. Pomiary wykorzystane w tych analizach wykonane były przy prędkości 1800 obr/min i obciążeniu 20 Nm.



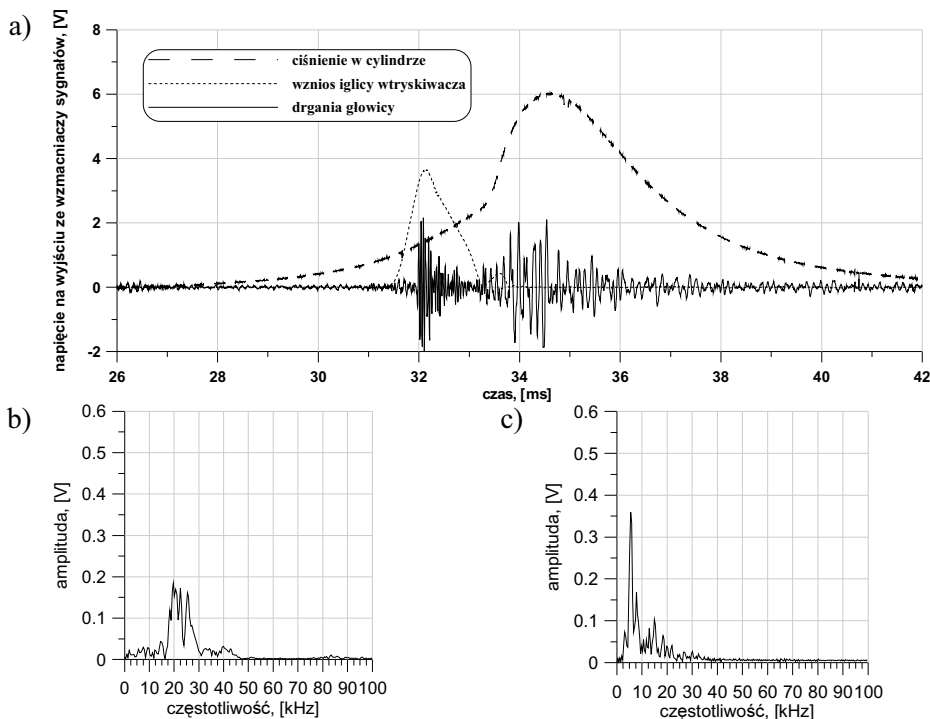
Rys. 5. Wykresy przedstawiające zarejestrowane przy prędkości obrotowej silnika 1800 obr/min i obciążeniu 20 Nm: a) zmiany ciśnienia w cylindrze, zmiany ciśnienia w przewodzie wtryskowym, przebieg wzniosu iglicy wtryskiwacza i drgania głowicy; oraz analizę widmową drgań głowicy: b) w zakresie  $3 \div 4$  ms – okres przekrycia zaworów, c) w zakresie  $24 \div 25$  ms – okres zamknięcia zaworu wylotowego, d) w zakresie  $36 \div 40$  ms – okres wtrysku i spalania.

Fig. 5. Diagrams registered at the engine speed of 1800 rpm and under the load of 20 Nm displaying: a) pressure changes in the cylinder and in the injection pipe, injector needle lift changes as well as cylinder head vibrations and cylinder head spectroscopic analysis: b) in the range  $3 \div 4$  ms – valve overlap period, c) in the range  $24 \div 25$  ms – closing exhaust valve period, d) in the range  $36 \div 40$  ms – injection and combustion period.

W celu dokładnego przyporządkowania częstotliwości charakterystycznych dla fazy wtrysku i spalania (rys.6a) wykonano analizę widmową przy pomocy szybkiej transformaty Fouriera obejmującą odcinki czasowe zawierające się w przedziale:  $32 \div 33$  ms (faza wtrysku) i  $34 \div 35$  ms (faza spalania). Analiza opierała się na pomiarach wykonanych przy obciążeniu silnika wynoszącym 40Nm i prędkości obrotowej równej 1800 obr/min. Wynika z niej, że dla fazy wtrysku paliwa częstotliwości cha-

rakterystyczne są zawarte w przedziale  $20 \div 30$  kHz (rys.6b) zaś dla fazy spalania wynoszą około 8 kHz (rys.6c). Jest to częstotliwość podobna do występującej w fazie zamykania zaworu dolotowego (rys.5). Dla dwukrotnie większego obciążenia widać wyraźny wzrost wartości amplitudy drgań głowicy wywołany przez znacznie większe pulsacje ciśnienia w cylindrze występujące w fazie spalania ( $34 \div 35$  ms).

Istnienie podobnych wartości częstotliwości i amplitudy drgań głowicy w różnych fazach cyklu pracy wyklucza zastosowanie typowego (pochodzącego z silnika o ZI) zestawu modułu elektronicznego i czujnika stuku do analizy drgań w całym cyklu pracy. W związku z powyższym do analiz należy wykorzystać sygnał obejmujący tylko okres spalania. Do synchronizacji pomiarów umożliwiających analizowanie okresu spalania może być wykorzystany sygnał z czujnika ciśnienia w przewodzie wtryskowym. Istnienie stosunkowo wysokich amplitud drgań głowicy o wysokich częstotliwościach (słychalnych przez ucho ludzkie) może być związane z tzw. twardym spalaniem, które po dodaniu zbyt dużej ilości paliwa gazowego przekształca się w spalanie stukowe.

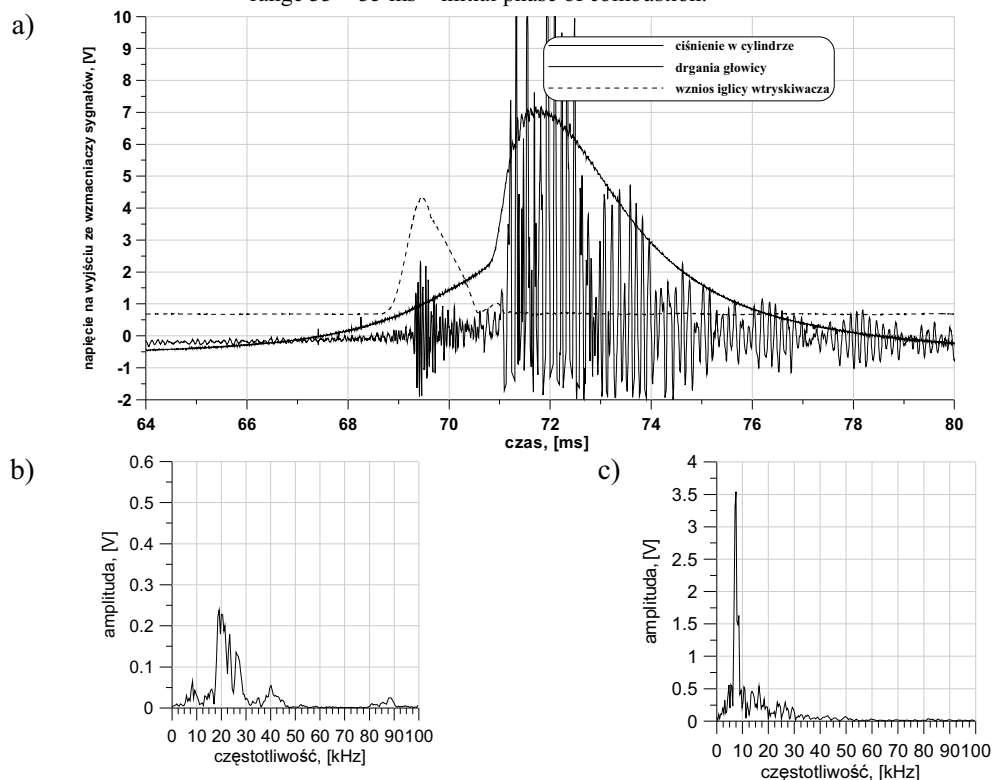


Rys. 6. Wykresy przedstawiające zarejestrowane przy prędkości obrotowej silnika 1800 obr/min i obciążeniu 40 Nm: a) zmiany ciśnienia w cylindrze, przebieg wzniosu iglicy wtryskiwacza i drgania głowicy; oraz analizę widmową drgań głowicy: b) w zakresie  $32 \div 33$  ms –okres wtrysku paliwa, c) w zakresie  $33 \div 35$  ms – faza początkowa spalania.

Fig. 6. Diagrams registered at the engine speed of 1800 rpm and under the load of 40 Nm displaying: a) pressure changes in the cylinder, injector needle lift changes as well as cylinder head vibrations and



cylinder head spectroscopic analysis: b) in the range  $32 \div 33$  ms – fuel injection period, c) in the range  $33 \div 35$  ms – initial phase of combustion.



Rys. 7. Wykresy przedstawiające zarejestrowane przy prędkości obrotowej silnika 1800 obr/min i obciążeniu, przy którym występuje zjawisko stuków: a) zmiany ciśnienia w cylindrze, zmiany ciśnienia w przewodzie wtryskowym, przebieg wzniosu iglicy wtryskiwacza i drżania głowicy; oraz analizę widmową drgań głowicy: b) w zakresie  $69 \div 71$  ms – okres wtrysku paliwa, c) w zakresie  $71 \div 73$  ms – faza początkowa spalania.

Fig. 7. Diagrams registered at the engine speed of 1800 rpm and under the load when knock occurs displaying: a) pressure changes in the cylinder and in the injection pipe, injector needle lift changes as well as cylinder head vibrations and cylinder head spectroscopic analysis: b) in the range  $69 \div 71$  ms – fuel injection period, c) in the range  $71 \div 73$  ms – initial phase of combustion.

Analizy wykonane za pomocą FFT (rys.7) zarejestrowanych sygnałów charakteryzujących pracę silnika, przy której wyraźnie słyszalne jest spalanie stukowe (silnik pracujący przy zasilaniu dwupaliwowym pod obciążeniem około 50 Nm) obejmowały okres spalania ( $69 \div 73$ ms). Identycznie jak w przypadku normalnych warunków pracy (bez wyraźnie słyszalnego spalania stukowego), w okresie wtrysku ( $69 \div 71$ ms) wystąpiła stosunkowo duża wartość amplitudy drgań głowicy o częstotliwości  $20 \div 30$ kHz (rys.7b). Również podobnie, jak w poprzednio omawianych przypadkach, w okresie odpowiadającym pierwszej fazie spalania ( $71 \div 73$ ms) pojawia się częstotliwość drgań równa 8kHz. Jednakże w warunkach spalania stukowego wartość ampli-

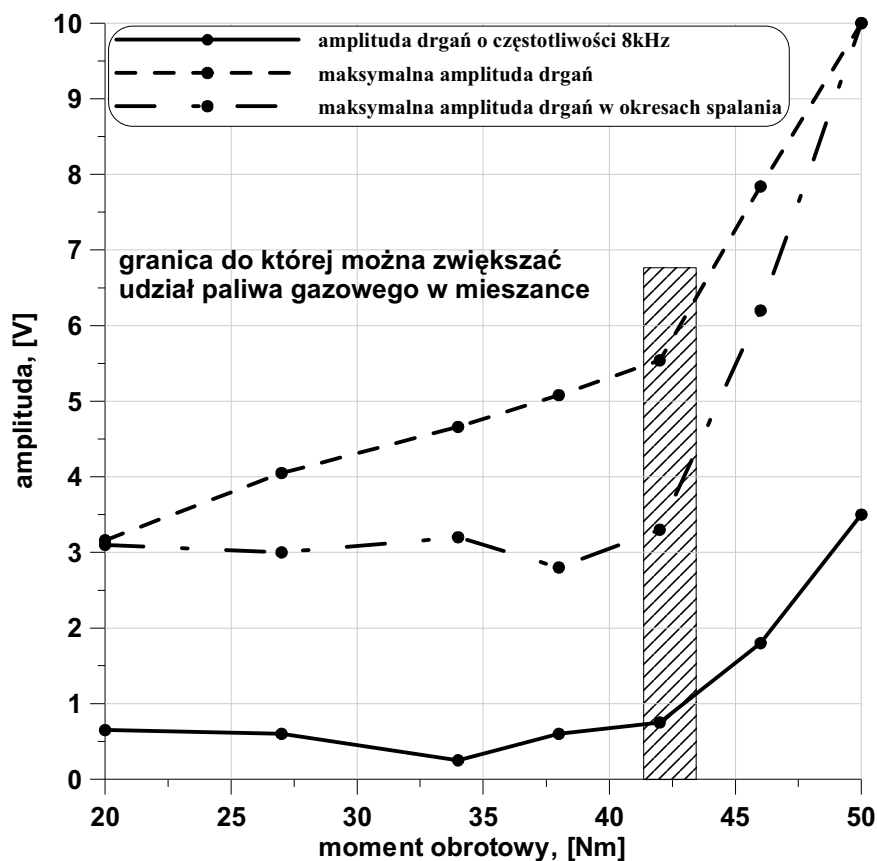
tudy drgań jest kilkakrotnie wyższa. Wynika z powyższego, że sygnał z czujnika stuku jest dobrze skorelowany z pulsacjami ciśnienia w cylindrze. Charakterystyczną cechą tego sygnału jest również efekt wygaszania drgań w fazie pomiędzy końcem wtrysku a początkiem spalania. Należałoby się spodziewać, że za pomocą czujnika stuku będzie można również rozpoznawać początek spalania. Podobne wnioski uzyskano w [5].

#### 4.2. Graniczny udział paliwa gazowego w mieszance

Badania wykonane w drugim etapie wykorzystano do obliczenia granicznego udziału paliwa gazowego w mieszance. W tym celu obliczano, dla każdego punktu charakterystyki obciążeniowej następujące wielkości:

- maksymalną amplitudę drgań głowicy dla całego zarejestrowanego sygnału obejmującego kilkanaście cykli pracy,
- maksymalną amplitudę drgań obliczaną w okresach spalania,
- amplituda drgań o częstotliwości 8kHz

Wyniki obliczeń w postaci zależności zarejestrowanego napięcia, które jest proporcjonalne do mierzonych wielkości, przedstawiono na rys.8. Wynika z nich jednoznacznie, że maksymalne amplitudy i maksymalne wartości gęstości widmowej drgań głowicy, obliczane w okresach spalania, utrzymują się na stałym poziomie do obciążenia wynoszącego około 42Nm.



Rys.8. Drgania głowicy silnika zasilanego dwupaliwowo.

Fig. 8. Cylinder head vibrations of a dual-fuelled engine.

Następnie po przekroczeniu tej wartości gwałtownie wzrastają. Związane jest to z nasilaniem się zjawiska stuku w cylindrze. W przypadku maksymalnej amplitudy drgań głowicy obliczanej z kilkunastu kolejnych (pełnych) cykli pracy widać równomierny wzrost wartości aż do obciążenia silnika 42Nm po przekroczeniu, którego wartości amplitud gwałtownie wzrastają. Stały wzrost wartości maksymalnych obliczanych z kolejnych pełnych cykli pracy jest spowodowany oddziaływaniem zjawisk występujących w okresie przekrycia zaworów i w okresie zamykania zaworu dolotowego. Zjawiska te przy małych obciążeniach silnika (do wartości około 42Nm) są zjawiskami, które mają dominujący wpływ na drgania głowicy.

Opisane w tym podrozdziale analizy drgań głowicy obejmują tylko jedną charakterystykę obciążeniową, wykonaną dla prędkości 1800obr/min (prędkość momentu maksymalnego). Wynika z nich, że możliwe jest określenie limitu drgań głowicy silnika wysokoprężnego zasilanego dwupaliwowo, powyżej którego intensywność stuku gwałtownie wzrasta. W kolejnych etapach pracy nad tego typu silnikiem przewidywa-

na jest zmiana układu zasilania polegająca na zastosowaniu układu common rail, który powinien umożliwić płynną regulację udziałów oleju napędowego i paliwa gazowego w mieszance oraz regulację kąta początku wtrysku oleju napędowego, która zapobiegnie zbyt intensywnej intensyfikacji zjawiska stuku.

## 5. Wnioski

Z przeprowadzonych badań wstępnych silnika spalinowego o ZS zasilanego standardowo i mieszaniną oleju napędowego-paliwa gazowego-powietrza, które miały na celu sprawdzenie możliwości zastosowania typowego (używane go w silnikach o ZI) czujnika przyspieszeń do wykrywania spalania stukowego wynika, że:

- w czasie jednego cyklu roboczego silnika występują trzy przedziały czasowe (faza przekrycia zaworów, faza zamykania zaworu dolotowego i faza wtrysku i spalania), w których częstotliwości i amplitudy drgań głowicy mają te same wartości,
- częstotliwości charakterystyczne w poszczególnych fazach przyjmują wartości około 8kHz (częstotliwość związana ze spalaniem stukowym) i 20 ÷ 40kHz,
- ze względu na stosunkowo duże amplitudy drgań we wszystkich charakterystycznych fazach typowy zestaw czujnika stuku i współpracującego z nim modułu elektronicznego generuje sygnały wskazujące spalanie stukowe w całym zakresie pracy silnika,
- możliwe jest określenie granicznego obciążenia silnika powyżej którego intensywność występowania spalania stukowego gwałtownie wzrasta.

## Literatura

- [1] LUFT S.: *Dwupaliwowy silnik o zapłonie samoczynnym zasilany mieszaniną gazów propan-btan (LPG) i olejem napędowym*. Politechnika Radomska, Wydawnictwo (2002).
- [2] SCHELLING H., FREIER R., Geisselbrecht M.: *Measurement of Various Influencing Factors on Piston Load During Knocking Combustion*. Technical Information. MAHLE GMBH, Stuttgart.
- [3] KOWALEWICZ A.: *Wybrane zagadnienia samochodowych silników spalinowych*. Wyższa Szkoła Inżynierska, Wydawnictwo, Radom 1996
- [4] RÓŻYCKI A.: *Niepowtarzalność kolejnych cykli pracy silnika o zapłonie iskrowym zasilanego ubogimi mieszankami*. Politechnika Radomska, Wydawnictwo (2002).
- [5] MATS JARGENSTEDT :*Detecting Start of Combustion using Knock Sensor Signals*. Examensarbete utfört i Fordonssystem vid Tekniska Hogskolan i Linkoping. ISSN LiTH-ISY-EX-3035 (2000)

### Vibration of head in the dual-fuel diesel engine

#### Summary

The article presents some results of initial research which is supposed to check the possibility of the application of the typical knock sensor which, is normally used to the spark ignition engine to detect the

knock. The comparative analysis of the signals of head vibration and pulse pressure in the cylinder shows a huge similarity of both signals during the combustion stage. The head vibrations, with huge amplitude and frequency similar to the frequency occurring during the combustion, occur during the remaining time of the work cycle. This vibration appears during the valve overlap and during the closing of the inlet valve. It also occurs at the huge load during the opening of the injector. The vibrations may be the result of the strike caused by the closing valve in the valve seat and also by the flow phenomenon: the air in the valve and the fuel in the injector sprayer.