ZESZYTY NAUKOWE POLITECHNIKI ŚLĄSKIEJ 2006
Seria: TRANSPORT z. 63 Nr kol. 1741

Henryk MADEJ

WYKORZYSTANIE ANALIZY MODALNEJ W DIAGNOSTYCE WA SILNIKÓW SPALINOWYCH

Streszczenie. W artykule przedstawiono problematykę związaną z wykrywaniem wczesnych faz rozwoju uszkodzeń mechanicznych silnika spalinowego metodami wibroakustycznymi. Przedstawiono przykład identyfikacji charakterystyk częstotliwościowych korpusu jednocylindrowego silnika spalinowego przy zastosowaniu wymuszenia impulsowego.

APPLICATION OF MODAL ANALYSIS IN VIBROACOUSTICAL DIAGNOSTICS OF COMBUSTION ENGINES

Summary. The paper presents problems related to early faults detecting of combustion engines using vibroacoustical methods. Example of identification frequency response function /FRF/ of one cylinder automotive diesel engine by impulse test is presented.

1. WPROWADZENIE

Do wykrywania uszkodzeń mechanicznych w pojazdach samochodowych wykorzystuje się jako nośniki informacyjne o ich stanie procesy robocze, w których zachodzi przetwarzanie jednego rodzaju energii w inny lub jej przenoszenie. Coraz częściej wykorzystywanym nośnikiem informacji o stanie technicznym pojazdu jest sygnał wibroakustyczny. Systemy diagnostyczne wykorzystywane we współczesnych silnikach spalinowych mają na celu lokalizację elementu lub układu, który wskutek naturalnego zużycia lub uszkodzenia nie może dalej pełnić swojej funkcji określonej przez producenta.

Z punktu widzenia wywołanych skutków uszkodzenia mechaniczne można podzielić na:

- uszkodzenia wywołujące zwiększoną emisję związków toksycznych lub zwiększone zużycie paliwa,
- uszkodzenia mające bezpośredni wpływ na bezpieczeństwo ruchu drogowego,
- uszkodzenia nieemisyjne układu napędowego, pogarszające dynamikę pojazdu.

Rosnące wymagania co do trwałości i niezawodności silników spalinowych oraz minimalizacji kosztów i niekorzystnego oddziaływania na otoczenie powodują, że istnieje konieczność pozyskiwania informacji o ich stanie podczas eksploatacji. Wprowadzenie obowiązku produkowania pojazdów samochodowych z wymogami normy OBDII spowodowało, że istnieją możliwości dostępu do danych przechowywanych w sterownikach poszczególnych układów. Dzięki temu rozwiązaniu pojawiają się nowe możliwości diagnozowania stanu technicznego tych układów [5].

W przypadku silnika największą efektywność pokładowego systemu diagnostycznego zapewniono w zakresie kontroli emisji związków toksycznych. Jednakże niektóre uszkodzenia obejmujące między innymi: narastające zużycie gniazd zaworowych i przylgni zaworów, przesunięcie faz rozrządu, zużycie gładzi cylindrowej nawet ponad wymiary dopuszczalne dla danego silnika, w wielu przypadkach potwierdzonych w praktyce nie stanowią podstawy do reakcji systemu diagnostycznego. Najczęstszą przyczyną tego stanu są stosowane algorytmy adaptacyjnego sterowania silników spalinowych. Sterowaniem adaptacyjnym nazywa się sterowanie procesów o zmieniających się właściwościach dynamicznych oraz o zmieniających się własnościach zakłóceń stochastycznych, podczas którego przeprowadza się estymację parametrów modelu procesu i zakłóceń w celu uaktualnienia algorytmu sterowania. Sterowanie adaptacyjne silnika może prowadzić do tego, że pojawiające się błędy zostaną ukryte albo zaadaptowane. Usterki mechaniczne oraz zużycie eksploatacyjne, szczególnie we wczesnych fazach rozwoju, są kompensowane przez adaptacyjne systemy regulacji wskutek przyjętych dopuszczalnych zakresów regulacji. Dopiero po wystąpieniu większej awarii przebieg procesu regulacji zostanie tak bardzo zakłócony, że znalezienie usterki będzie stosunkowo łatwe, ponieważ system przestawi się na pracę w trybie awaryjnym. Obecne metody wykrywania usterek są oparte na wyznaczaniu wartości porównawczych dla takich parametrów, jak czas otwarcia wtryskiwacza, współczynnik trwania impulsu, rezystancja itp. Trudne do zmierzenia zmiany stanu silnika nie mogą być tymi metodami wiarygodnie rozpoznane, chyba że na skutek adaptacji doprowadzą do odczuwalnego obniżenia komfortu jazdy. Dlatego konieczna jest rozbudowa aktualnych systemów diagnostyki o układy rozpoznawania usterek mechanicznych na podstawie generowanych przez silnik sygnałów wibroakustycznych. Zmiany stanu technicznego silnika wywołane wczesnymi fazami jego zużycia są trudne do wykrycia przy wykorzystaniu stosowanych obecnie metod diagnostyki. Stwarza to niebezpieczeństwo maskowania usterek mechanicznych przez układy sterowania i może być powodem poważniejszych awarii.

2. IDENTYFIKACJA CHARAKTERYSTYK DYNAMICZNYCH KORPUSU SILNIKA ZA POMOCĄ ANALIZY MODALNEJ

Jednym ze sposobów pozyskiwania informacji diagnostycznej jest monitorowanie poziomu drgań generowanych przez podzespoły silnika. Silnik spalinowy jest obiektem podlegającym oddziaływaniu wymuszeń wewnętrznych i zewnętrznych. Należą do nich przede wszystkim:

- ciśnienie spalania,
- ruch układu tłokowo-korbowego,
- wymuszenia ze strony układu rozrządu,
- wymuszenia wynikające z pracy osprzętu silnika, tj. alternatora, sprężarki itp.,
- wymuszenia przenoszone z nadwozia oraz układu przeniesienia napędu.

Jednym z istotnych wymuszeń występujących w trakcie pracy układu tłokowo-korbowego są uderzenia tłoka przy zmianie jego kierunku ruchu. Wartość wymuszenia zależy w istotny sposób od luzu pomiędzy tłokiem a ścianką cylindra [3, 4], spowodowanym zużyciem eksploatacyjnym silnika. Wartość siły jest funkcją ciśnienia spalania oraz prędkości obrotowej silnika.

Ocena stanu silnika na podstawie zarejestrowanych sygnałów drgań wymaga identyfikacji częstotliwości rezonansowych korpusu silnika za pomocą analizy modalnej. Podstawą wielu czynności podczas projektowania, diagnozowania lub modyfikacji konstrukcji mechanicznych przy rozwiązywaniu problemów z aktywnością wibroakustyczną jest znajomość ich własności

dynamicznych. Jedną z metod identyfikacji własności dynamicznych jest eksperymentalna analiza modalna [2, 6]. Polega ona na wymuszeniu ruchu układu, pomiarze wymuszenia i odpowiedzi układu oraz estymacji parametrów modelu modalnego. Jest ona stosowana zazwyczaj do celów modyfikacji konstrukcji, diagnostyki oraz weryfikacji i walidacji modeli numerycznych, takich jak modele elementów skończonych i brzegowych. Metoda ta może być realizowana dla obiektów liniowych o stałych parametrach, dla których spełniona jest zasada wzajemności Maxwella [1, 6]. Z zasady tej wynika równość wzajemnych charakterystyk dynamicznych stosowana w analizie modalnej. Istnieje wiele metod umożliwiających identyfikację parametrów modalnych, tzn. częstotliwości drgań własnych, postaci drgań oraz współczynników tłumienia. Metody te zasadniczo dzielą się na realizowane w dziedzinie czasu i częstotliwości [1, 6].

Rozpatrując przypadek identyfikacji parametrów modelu modalnego układu mechanicznego opisanego układem ruchu

$$\boldsymbol{M}\ddot{x}+\boldsymbol{C}\dot{x}+\boldsymbol{K}x=\boldsymbol{F} \tag{1}$$

gdzie:

$\boldsymbol{M}, \boldsymbol{K}, \boldsymbol{C}$ – macierze mas, sztywności i tłumienia,

$\boldsymbol{F}$ – wektor siły wymuszającej,

otrzymamy w dziedzinie częstości następującą postać równania (1):

$$(-\omega^2\boldsymbol{M}+j\omega\boldsymbol{C}+\boldsymbol{K})\boldsymbol{X}(\omega)=\boldsymbol{F}(\omega) \tag{2}$$

Równanie (2) można zapisać w postaci

$$\boldsymbol{Z}(\omega)\boldsymbol{X}(\omega)=\boldsymbol{F}(\omega) \tag{3}$$

Macierz $\boldsymbol{Z}(\omega)$ oraz macierz charakterystyk częstościowych (widmowych funkcji przejścia) wiąże zależność:

$$\boldsymbol{H}(\omega)=\boldsymbol{Z}(\omega)^{-1} \tag{4}$$

Podstawiając (4) do (3), otrzymujemy:

$$\boldsymbol{X}(\omega)=\boldsymbol{H}(\omega)\boldsymbol{F}(\omega) \tag{5}$$

Dla układu o n stopniach swobody równanie (5) można zapisać w postaci

$$\begin{bmatrix} x_1 \\ x_2 \\ \vdots \\ x_n \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} H_{11} & H_{12} & \cdots & H_{1n} \\ H_{21} & H_{22} & \cdots & H_{2n} \\ \cdots & \cdots & \cdots & \cdots \\ H_{n1} & H_{n2} & \cdots & H_{nn} \end{bmatrix} \begin{bmatrix} F_1 \\ F_2 \\ \vdots \\ F_n \end{bmatrix} \tag{6}$$

W eksperymentalnej analizie modalnej każdy punkt i (i = 1, ..., n) z sieci punktów pomiarowych odpowiada w modelu przyjętemu stopniowi swobody. Mierząc odpowiedź we wszystkich punktach l = 1, 2, ..., n wyznacza się kolumnę macierzy charakterystyk oraz parametry modelu modalnego. Do wyznaczania parametrów korzysta się ze związku między przebiegiem charakterystyki (widmowej funkcji przejścia) i parametrami modelu modalnego w postaci:

$$H_{lp}=\frac{X_l(\omega)}{F_p(\omega)}=\sum_{r=1}^{n}\frac{\varphi_{lr}\varphi_{pr}}{k_r-\omega^2 m_r+j\omega c_r}=\sum_{r=1}^{n}\frac{\varphi_{lr}\varphi_{pr}}{k_r\left(1-\left(\frac{\omega}{\omega_r}\right)^2+2j\zeta_r\left(\frac{\omega}{\omega_r}\right)\right)} \tag{7}$$

gdzie:

φ_{lr} – element macierzy modalnej,

ω_r – częstość drgań własnych,

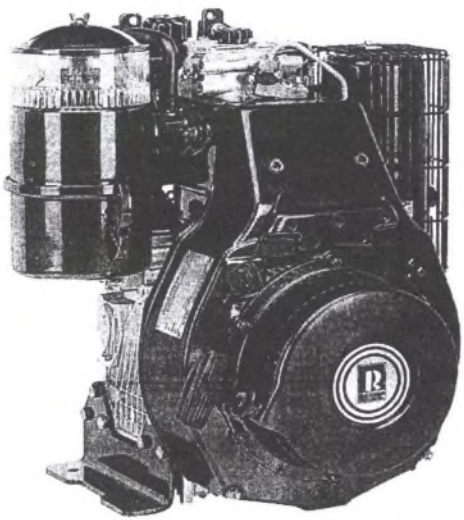
ζ_r – modalny współczynnik tłumienia.

Badania zmian transmitancji odzwierciedlającej własności dynamiczne korpusu silnika spalinowego przeprowadzono za pomocą testu impulsowego. Przy stosowaniu testu

impulsowego należy uwzględnić fakt, że wysoki stosunek wartości szczytowej impulsu wymuszającego do jego wartości skutecznej powoduje wymuszenia nieliniowości układu. Dlatego też test ten nie może być stosowany podczas badań układów silnie nieliniowych. Wielkość tłumienia ma także istotny wpływ na wyniki testu.

3. WYNIKI BADAŃ

Identyfikację parametrów modalnych przeprowadzono metodą impulsową z wykorzystaniem młotka udarowego PCB086C03 wyposażonego w przetwornik siły umieszczony w głowicy przy równoczesnej rejestracji wymuszenia i sygnału odpowiedzi mierzonej za pomocą piezoelektrycznych przetworników przyspieszeń drgań. W badaniach wykorzystano metodę ruchomego wymuszenia, tzn. dla każdego z przeprowadzonych pomiarów odpowiedź była mierzona w dwóch punktach pomiarowych, natomiast wymuszenie było przykładane kolejno do wszystkich punktów pomiarowych. Obiektem badań był silnik o zapłonie samoczynnym Rugerrini RF 90 (rys. 1).

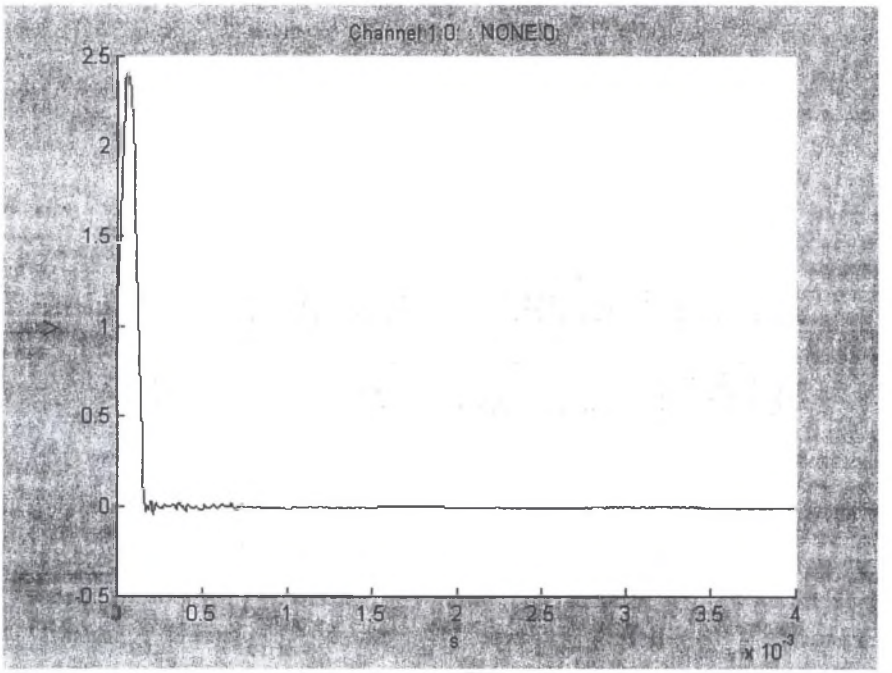


Rys. 1. Silnik o zapłonie samoczynnym Rugerrini RF 90
Fig. 1. Diesel engine Rugerrini RF 90

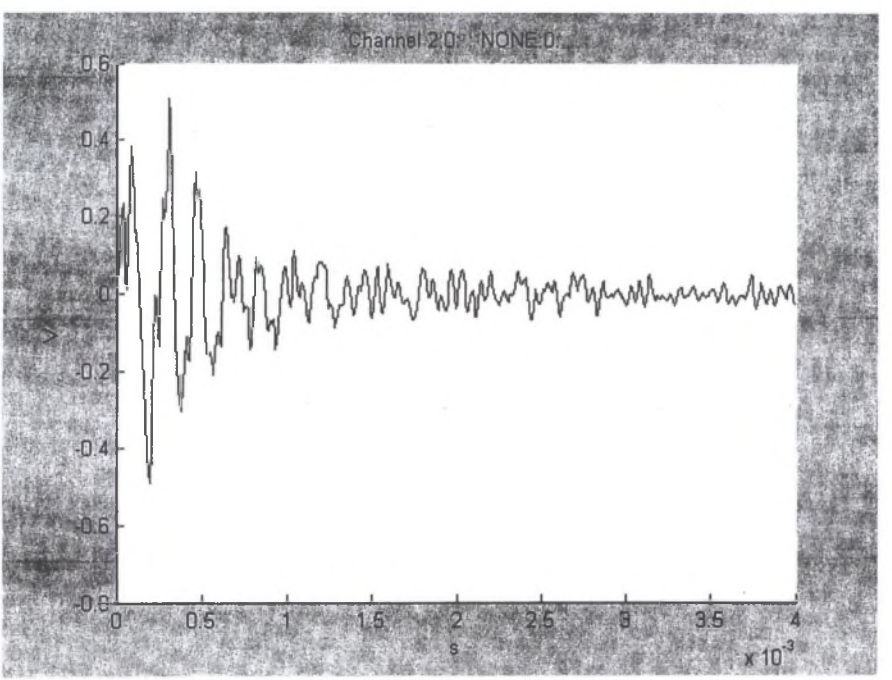
Zarejestrowane sygnały zostały zapisane w plikach w formacie VNA, a następnie przesłane do toolboxu VIOMA [7] pracującego w środowisku MATLAB w celu przeprowadzenia właściwej analizy modalnej. W toolboxie VIOMA zostały zidentyfikowane parametry modalne.

Przykładowy przebieg czasowy wymuszenia zadanego młotkiem modalnym przedstawiono na rys. 2. Natomiast rys. 3 przedstawia odpowiedź układu na to wymuszenie zarejestrowaną przez przetwornik umieszczony na kadłubie zorientowanym w kierunku prostopadłym do osi cylindra.

Na podstawie zarejestrowanych sygnałów wymuszeń i odpowiedzi przeprowadzono estymację charakterystyk dynamicznych kadłuba silnika. Określenie widmowych funkcji przejścia dla wybranych punktów pomiarowych ułatwia interpretację wyników oraz umożliwia właściwe rozmieszczenie czujników przyspieszeń wykorzystywanych



Rys. 2. Przebieg czasowy wymuszenia impulsowego (Uderzenie w żebro górne tulei cylindrowej)
Fig. 2. Time history of the impact force (Impact in top rib of cylinder wall)



Rys. 3. Odpowiedź na przetworniku prostopadłym do osi cylindra
Fig. 3. Vibration response on transducer located in perpendicular direction to cylinder axe

w diagnostyce drganiowej. Analizę sygnałów przeprowadzono w dziedzinie częstotliwości, określając następujące funkcje:

- gęstość widmową mocy sygnału

$$G_{xx}(\omega) = X(\omega) \cdot X^*(\omega) \tag{8}$$

- gęstość widmową mocy wzajemnej sygnałów

$$G_{xx}(\omega) = X^*(\omega) \cdot Y(\omega) \tag{9}$$

- funkcję koherencji

$$\gamma_{xy}^2(\omega) = \frac{|G_{xy}(\omega)|^2}{G_{xx}(\omega) \cdot G_{yy}(\omega)} \tag{10}$$

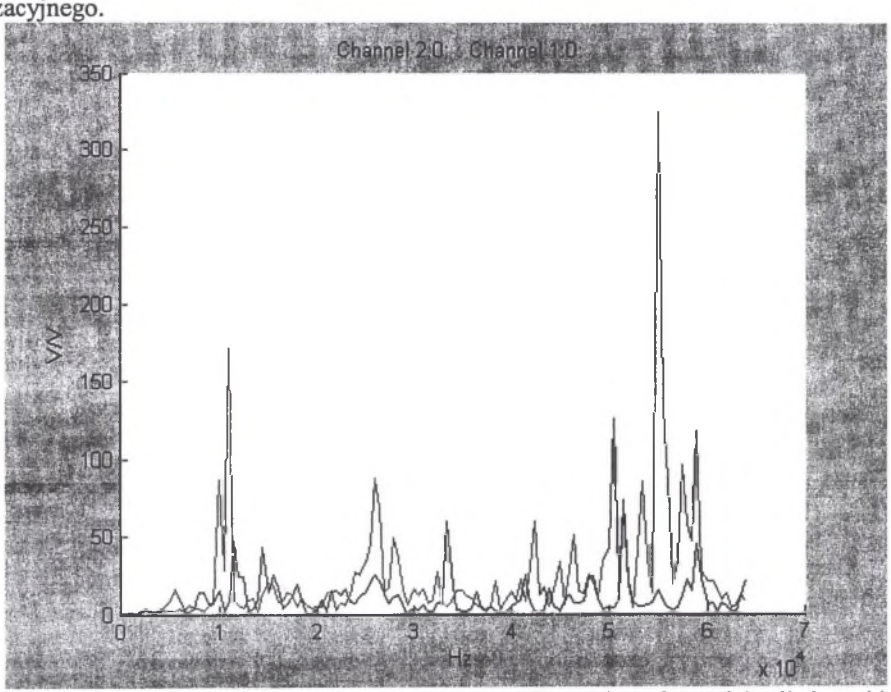
- widmową funkcję przejścia (charakterystykę częstotliwościową). Przyjęto, że estymator charakterystyki amplitudowo-częstotliwościowej ma następującą postać:

$$|H(j\omega)|^2 = \frac{G_{yy}(\omega)}{G_{xy}(\omega))} \tag{11}$$

gdzie:

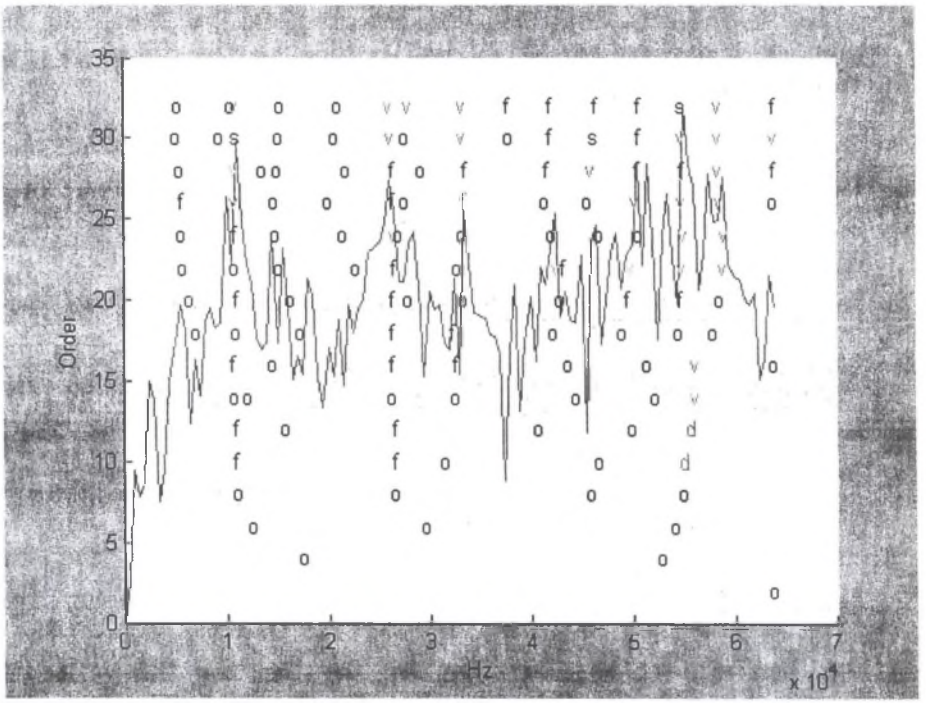
$G_{yy}(\omega)$ – gęstość widmowa mocy sygnału odpowiedzi (przyspieszenia drgań),
$G_{xy}(\omega)$ – wzajemna gęstość widmowa mocy sygnału wymuszenia (siły) i odpowiedzi (przyspieszenia drgań).

Widmowe funkcje przejścia określone przy wymuszeniu w żebro górne tulei cylindrowej i odpowiedzi zarejestrowanej w dwóch prostopadłych kierunkach przedstawione zostały na rys. 4, natomiast na rys. 5 pokazano przykładowy wynik analizy modalnej w postaci diagramu stabilizacyjnego.



Rys. 4. Widmowe funkcje przejścia określone przy wymuszeniu w żebro górne tulei cylindrowej i odpowiedzi zarejestrowanej w dwóch prostopadłych kierunkach

Fig. 4. Frequency response functions estimated by excitation top rib of cylinder wall and response measured in two perpendicular directions



Rys. 5. Przykładowy wynik analizy modalnej w postaci diagramu stabilizacyjnego
Fig. 5. The example result of modal analysis as stability diagram form

4. PODSUMOWANIE

Otrzymane z eksperymentów widmowe funkcje przejścia dowodzą, że kadłub, działając jak wielorezonansowy filtr o małych współczynnikach tłumienia, nadaje sygnałowi drganiowemu, rejestrowanemu na obudowie silnika, silnie oscylacyjny charakter. W procesie generacji sygnału występuje modulacja jego amplitudy oraz częstotliwości i fazy.

Diagnozowanie uszkodzeń silników metodami wibroakustycznymi jest trudne przede wszystkim ze względu na konieczność analizy sygnałów niestacjonarnych oraz cyklostacjonarnych. Z przeprowadzonych badań wynika, że identyfikacja charakterystyk dynamicznych kadłuba silnika spalinowego może w znacznym stopniu ułatwić interpretację wyników pomiarów drgań w procesie diagnozowania. Określenie struktury rezonansowej silnika ma istotne znaczenie w rozwiązywaniu zagadnień identyfikacji źródeł drgań oraz dróg rozchodzenia się energii wibroakustycznej w silniku.

Literatura

1. Ewins D. J.: Modal Testing: Theory and Practice. Research Studies Press Ltd., England 2001.
2. Flekiewicz M., Madej H.: Ocena procesu spalania w silnikach spalinowych metodami wibroakustycznymi. Zeszyty Naukowe Politechniki Śląskiej, seria Transport, z. 48. Gliwice 2003.

3. Flekiewicz M., Madej H.: Próba oceny procesu spalania w silniku ZI metodami wibroakustycznymi. Wibrotech 2005, XI Konferencja Naukowa Wibroakustyki i Wibrotechniki, VI Ogólnopolskie Seminarium Wibroakustyka w Systemach Technicznych, Warszawa 2005.
4. Flekiewicz M., Madej H., Wojnar G.: Dekompozycja sygnału przyspieszeń drgań korpusu silnika ZI. XII Konferencja Naukowa Wibroakustyki i Wibrotechniki, VII Ogólnopolskie Seminarium Wibroakustyka w Systemach Technicznych, Wibrotech, Kraków 2006.
5. Merkisz J., Mazurek S.: Pokładowe systemy diagnostyczne pojazdów samochodowych. WKiŁ, Warszawa 2004.
6. Uhl T.: Komputerowo wspomagana identyfikacja modeli konstrukcji mechanicznych. WNT, Warszawa 1997.
7. Uhl T., Kurowski P.: Vioma. Instrukcja obsługi.

Recenzent: Prof. dr hab. inż. Zbigniew Dąbrowski

Praca powstała w wyniku realizacji projektu BK256/RT2/2006.