

Paweł SOBCZAK

BADANIA MODELOWE ZAWIESZEŃ SAMOCHODOWYCH

Streszczenie. W referacie przedstawiono model zawieszenia samochodu oraz wyniki badań zawieszonych samochodów osobowych. Głównym celem pracy było wykorzystanie decymacji do badań sygnałów niestacjonarnych. Analiza sygnałów (w środowisku MATLAB) za pomocą decymacji pozwala uzyskać interesujące wyniki badań.

MODEL RESEARCH OF SUSPENSION

Summary. The paper presents suspension model and results of research of suspension. The advantage of decimation for research of unstationary signals was the main aim of work. Signal analysis (in MATLAB) with decimation allow to get interesting results of research.

1. WPROWADZENIE

Pojazdy samochodowe są bardzo złożonymi i skomplikowanymi układami mechanicznymi. Największą i najpopularniejszą ich grupę stanowią samochody osobowe. Samochód osobowy zbudowany jest z kilku tysięcy części. Obecnie pojazdy użytkowane są coraz intensywniej, rzeczywiste możliwe do osiągnięcia maksymalne prędkości jazdy znacznie odbiegają od ograniczeń prawnych przepisów Prawo o Ruchu Drogowym. Ma to wpływ na eksploatację oraz trwałość pojazdu, a co za tym idzie również na bezpieczeństwo użytkownika.

Pojazd poruszający się po drodze poddawany jest wielu obciążeniom pochodzącym przeważnie od nierówności drogi, po której się porusza. Obciążenia te objawiają się najczęściej pod postacią drgań. Drgania potrafią być bardzo niebezpieczne dla użytkowników pojazdu oraz mają wpływ na trwałość i wygodę użytkownika. Ogólnie wiadomo, że nadmierne drgania lub drgania o konkretnej częstotliwości (zbliżonej do częstotliwości rezonansowej organizmu ludzkiego) powodują zmęczenie, dyskomfort jazdy, a nawet uszczerbek na zdrowiu - w skrajnych przypadkach.

Podzespołem mającym za zadanie zmniejszanie oddziaływania drgań jest zawieszenie. Zawieszeniem nazywa się zespół elementów łączących koła pojazdu z ramą lub nadwoziem pojazdu [6]. Zawieszeniu stawiane są bardzo różne, sprzeczne ze sobą i wymagające zadania. Do najważniejszych z nich należą [3]:

- przenoszenie obciążeń z kół na nadwozie lub ramę pojazdu,
- przeciwdziałanie przechyłom bocznym,
- przeciwdziałanie naciskom dynamicznym pojazdu na nawierzchnię drogi.

Obecnie stosowanych jest bardzo wiele różnych typów zawieszonych o złożonej i skomplikowanej konstrukcji.

2. ZAWIESZENIE POJAZDU

Zawieszenia pojazdów można podzielić na trzy grupy [3]:

- 1) zawieszenia zależne,
- 2) zawieszenia niezależne,
- 3) z wahaczami sprzężonymi.

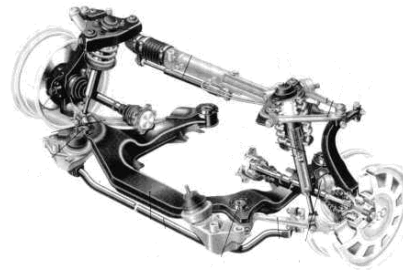
Obecnie w samochodach osobowych zawieszenia zależne nie są już praktycznie stosowane. Większość obecnie występujących zawiesznień zalicza się do zawiesznień niezależnych, czyli takich, w których każde z kół połączone jest z ramą lub nadwoziem niezależnie od pozostałych. Zawieszenia niezależne można podzielić m.in. na [3]:

- a) zawieszenia z podwójnymi wahaczami poprzecznymi,
- b) zawieszenia z wahaczami wzdłużnymi,
- c) zawieszenia z wahaczami skośnymi,
- d) zawieszenia z wahaczami połączonymi belką skrętną,
- e) zawieszenia wielodrażkowe (np. Mercedes),
- f) zawieszenia z kolumnami prowadzącymi (tzw. McPhersona).

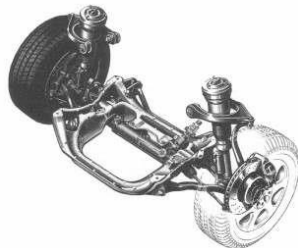
Przykłady niektórych rodzajów zawiesznień przedstawiono na rysunku 1.



a) wahacz poprzeczny
a) transverse wheel arm



b) wahacz wzdłużny
b) longitudinal wheel arm



c) wielodrażkowe
c) multilever



d) kolumna McPhersona
d) McPherson column

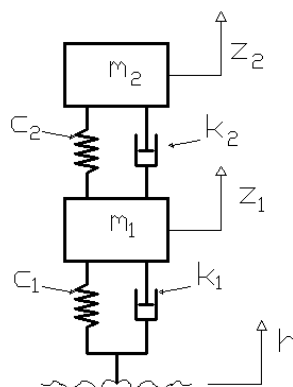
Rys. 1. Przykłady zawiesznień samochodów osobowych [9]

Fig. 1. Examples of car suspension [9]

Diagnozowanie zawiesznień przeprowadza się w dwojaki sposób. Pierwszy polega na prowadzeniu badań na obiektach rzeczywistych z zaprogramowanymi usterkami. Drugi to badania i analizy wykonywane przy wykorzystaniu modelowania.

Do modelowania zawiesznień samochodów osobowych wykorzystuje się różne modele dyskretne. Najpopularniejszym z nich jest model dwumasowy, tzw. model ćwiartkowy o dwóch stopniach swobody. Jeżeli podczas analizy zostaną uwzględnione odpowiednie założenia, model dyskretny pozwala odwzorować w dobry sposób dynamikę układu [4].

Przykład ww. modelu zaprezentowano na rys. 2 [4].



Rys. 2. Model ćwiartkowy zawieszenia, gdzie: m_2 – masa nadwozia przypadająca na jedno koło, m_1 – masa nieresorowana związana z kołem, c_1 – współczynnik sztywności promieniowej opony, c_2 – współczynnik sztywności zawieszenia, k_2 – współczynnik tłumienia zawieszenia, k_1 – współczynnik tłumienia opony, h – wymuszenie, z_2 – przemieszczenia pionowe nadwozia, z_1 – przemieszczenie pionowe koła

Fig. 2. The quarter model of car suspension; m_2 – sprung mass, m_1 – unsprung mass, c_1 – stiffness of wheel, c_2 – stiffness of suspension, k_2 – damping of suspension, k_1 – damping of wheel, h – excitation, z_2 – vertical displacement of sprung mass, z_1 – vertical displacement of wheel

Równania ruchu dla takiego modelu są następujące [4]:

$$\begin{aligned} m_2 \ddot{z}_2 + k_2 (\dot{z}_2 - \dot{z}_1) + c_2 (z_2 - z_1) &= 0 \\ m_1 \ddot{z}_1 - k_2 (\dot{z}_2 - \dot{z}_1) + k_1 (\dot{z}_1 - \dot{h}) + c_1 (z_1 - h) - c_2 (z_2 - z_1) &= 0 \end{aligned} \quad (1)$$

Uproszczenie zapisu matematycznego modelu uzyskuje się w wyniku przyjęcia liniowych współczynników sztywności i tłumienia elementów zawieszenia.

Modele tego typu wykorzystuje się do optymalizacji zawiesznień oraz rozpatrywania zagadnień diagnozowania elementów zawiesznień. Zaletą modeli o dwóch stopniach swobody jest łatwość ich analizy oraz interpretacji uzyskanych wyników [4].

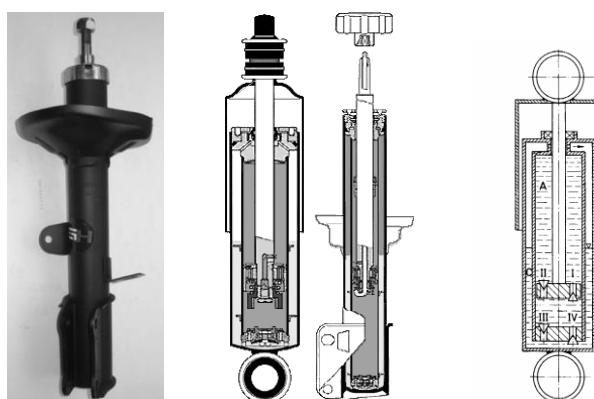
Jak wspomniano wyżej, zawieszenie pojazdu ma za zadanie m.in. tłumić drgania. Do tego celu wykorzystywane są wszelkiego rodzaju elementy elastyczno-sprężyste, takie jak połączenia gumowe, sprężysto-gumowe itp. Na tłumienie drgań, z racji swojej budowy, wpływ ma również opona. Czasem, jednak coraz rzadziej, jako tłumiki drgań stosowane są resory, jednak elementem obecnie głównie stosowanym do tłumienia jest amortyzator.

3. AMORTYZATOR

Amortyzator jest elementem o silnej charakterystyce tłumienia. Obecnie stosowane są amortyzatory o silnej nieliniowej charakterystyce tłumienia. Nieliniową charakterystykę uzyskuje się m.in. dzięki zastosowaniu zaworów przelewowych. Z uwagi na budowę amortyzatory można podzielić na [3]:

- a) jednorurowe bezciśnieniowe,
- b) jednorurowe wysokociśnieniowe,
- c) dwururowe niskociśnieniowe,
- d) dwururowe bezciśnieniowe.

Przykładową budowę amortyzatora przedstawiono na rysunku 3.



Rys. 3. Budowa amortyzatora samochodowego [7,9]

Fig. 3. Construction of shock absorber

Amortyzatorom stawiane są duże, sprzeczne ze sobą wymagania. Do zadań amortyzatorów należą m.in.:

- a) przeciwdziałanie pionowym skokom nadwozia,
- b) zmniejszenie przyspieszenia drgań nadwozia.

Wymagania te mają znaczny wpływ na komfort i bezpieczeństwo jazdy, w związku z czym bardzo ważne jest, aby użytkowane amortyzatory były w dobrym stanie technicznym.

4. BADANIA AMORTYZATORÓW

Badania amortyzatorów można podzielić na:

- a) badania amortyzatorów wybudowanych z pojazdu,
- b) badania amortyzatorów zabudowanych w pojeździe.

Badania amortyzatorów wybudowanych z pojazdu przeprowadza się m.in. na stanowisku indykatorowym opisanym w pracach [1,3,7]. Uzyskuje się na nim wykresy prędkościowe oraz wykresy pracy amortyzatora.

Badania amortyzatorów zabudowanych w pojeździe można podzielić na badania:

- a) metodą drgań wymuszonych,
- b) metodą drgań swobodnych,
- c) bezstanowiskowe.

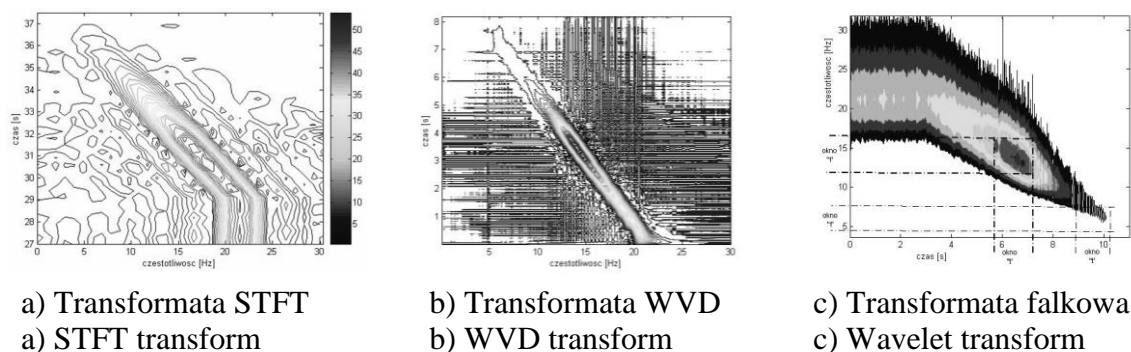
Wszystkie przedstawione rodzaje badań opisano szerzej w pracach [1,3].

Obecnie na Stacjach Kontroli Pojazdów w celu zbadania stanu technicznego amortyzatorów stosuje się metody oparte na drganiach wymuszonych. Do najbardziej popularnych należą tak zwane metody „EUSAMA” oraz „Boge”. Przebieg tych badań oraz ich zalety i wady przedstawiono w pracach [1,3,7].

Procesy drganiowe, a takie występują podczas pracy amortyzatora, mogą być analizowane za pomocą analiz czasowo-częstotliwościowych. Szybki rozwój technologii komputerowej, polegający przede wszystkim na zwiększeniu mocy obliczeniowej komputerów klasy PC, znacznie przyspieszył i spopularyzował tego typu analizy jako dokładne ale niestety nadal trudne w użytkowaniu narzędzie. Do najpopularniejszych analiz należą:

- a) krótkoczasowa transformata Fouriera (SFFT),
- b) analiza Wignera-Ville'a (WVD),
- c) analiza falkowa.

Przykłady wyników analiz uzyskanych za pomocą tych metod przedstawiono na rysunku 4.



Rys. 4. Analizy czasowo-częstotliwościowe [1]

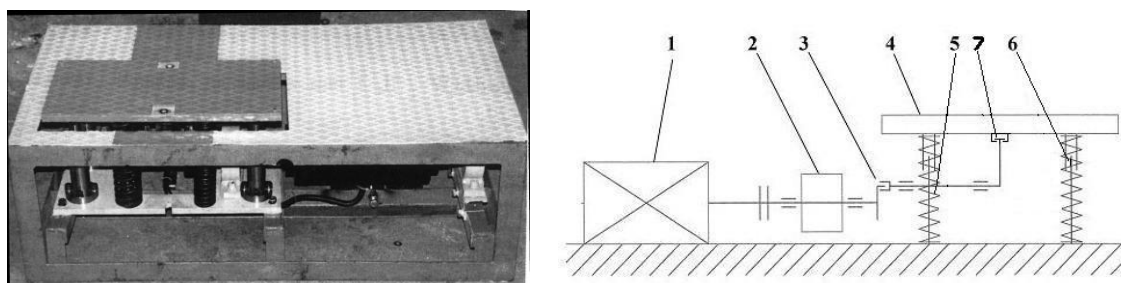
Fig. 4. Time-frequency analysis [1]

Z uwagi na ciągły rozwój metod badań postanowiono wykorzystać decymację jako jeden ze sposobów uzyskania informacji diagnostycznej. Decymację oraz zalety jej stosowania opisano szeroko w literaturze (np. [2,5]). Jednakże procesy drganiowe występujące w amortyzatorach są procesami niestacjonarnymi. Według [8] sygnały niestacjonarne są to sygnały losowe, które dla każdej chwili czasowej nie mają takich samych wartości podstawowych parametrów statystycznych (np. średnia, wariancja itp.) w zbiorze ich realizacji. W związku z tym w pracy [2] zaproponowano wykorzystanie decymacji liniowej. Decymacja liniowa polega na usuwaniu zbioru próbek proporcjonalnych do przyrostu cyklu i pozostawia niezmienną liczbę próbek na cykl [1], co pozwala na zamianę sygnału drganiowego niestacjonarnego na quasi-stacjonarny, dzięki czemu możliwe staje się wykorzystanie klasycznej transformaty Fouriera (FFT) do tego typu sygnałów.

5. BADANIA

Badania przeprowadzono dla szeregu amortyzatorów ze specjalnie zaprogramowanymi uszkodzeniami, którymi były: wyciek płynu, uszkodzenie uszczelnienia tłoczka oraz połączenie obydwu usterek.

Badania stanu technicznego amortyzatorów polegały na uzyskaniu na stanowisku harmonicznym sygnałów drganiowych, które następnie zostały poddane odpowiedniej analizie w środowisku MATLAB. Schemat oraz zdjęcie wybudowanego stanowiska przedstawiono na rysunku 5.



1 - silnik napędowy, power engine 2 - masa wirująca, oscillate mass 3 - układ korbowy, Crank match 4 - płyta najazdowa, foray plate 5 - sprężyny dociskowe, clamp springs 6 - pionowe kolumny prowadzące, direct columns 7 - prowadnice suwakowe, stroke driver

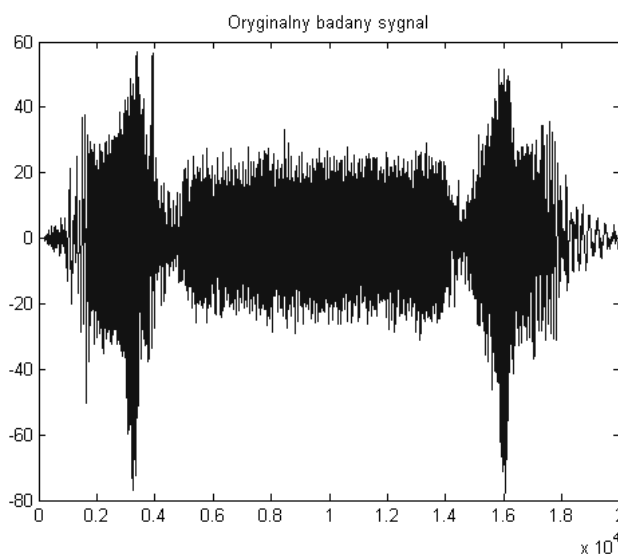
Rys. 5. Zdjęcie oraz schemat kinematyczny stanowiska harmonicznego [1]

Fig. 5. Picture and schema of harmonic test stand [1]

Proces uzyskania sygnałów drganiowych przebiegał następująco:

- 1) najazd badanym kołem na stanowisko,
- 2) włączenie stanowiska i liniowy przyrost częstotliwości wymuszenia do wartości granicznej wynoszącej 21 [Hz],
- 3) faza utrzymania pojazdu pod zadany wymuszeniem,
- 4) wyłączenie wzbudnika drgań i przejście pojazdu przez wszystkie częstotliwości rezonansowe.

Sygnały rejestrowano za pomocą dwóch przetworników przemieszczeń drgań, które umieszczono przy mocowaniach amortyzatora w pojeździe, czyli na wahaczu (dolny czujnik – mas nieresorowanych) oraz na kielichu górnego mocowania amortyzatora (górny czujnik – mas resorowanych). Przykładowy uzyskany wykres drgań przedstawiono na rysunku 6.



Rys. 6. Zarejestrowany wykres drgań
Fig. 6. Registered diagram of oscillation

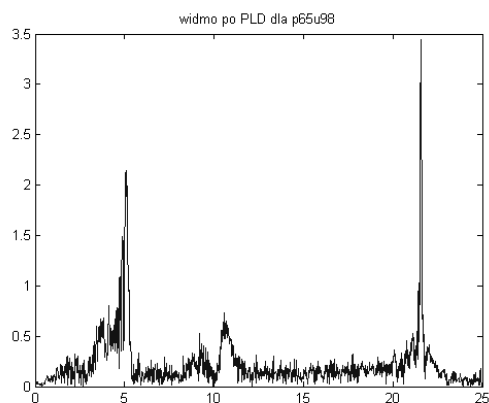
Uzyskany sygnał przefiltrowano celem zlikwidowania zjawiska aliasingu, dokonano decymacji liniowej i tak przygotowany sygnał poddano analizie widmowej.

6. WYNIKI

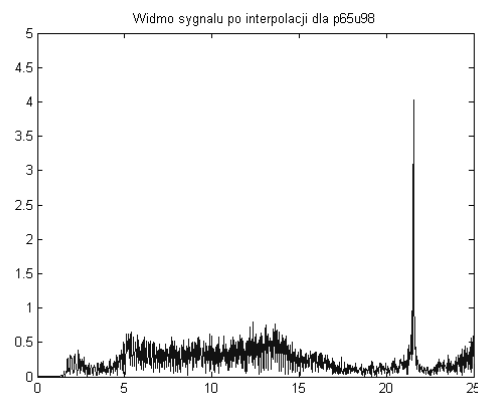
W wyniku przeprowadzonych badań uzyskano szereg widm sygnałów drganiowych amortyzatorów z zaprogramowanymi usterkami. Na rysunku 7 przedstawiono przykładowe widmo sygnału po decymacji liniowej oraz w celu porównania widmo sygnału nie poddanego decymacji. Zaprezentowane widma pochodzą z amortyzatorów:

- 1) z zaprogramowanym 35% ubytkiem płynu amortyzatorowego oraz 2% ubytkiem uszczelnienia,
- 2) z zaprogramowanym 5% ubytkiem płynu amortyzatorowego oraz 4% ubytkiem uszczelnienia.

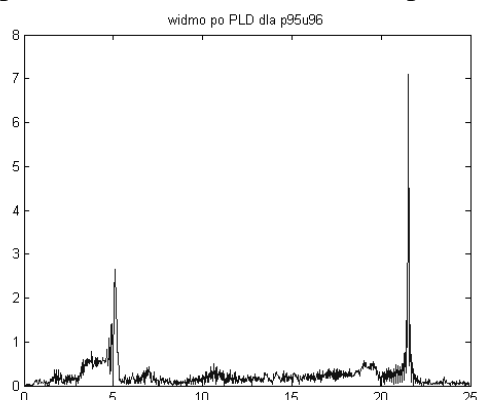
Widma otrzymane dla wszystkich przypadków różniły się od siebie miejscem wystąpienia pików oraz ich wartością w zależności od zaprogramowanej usterki, zarówno jej rodzaju jak i wartości.



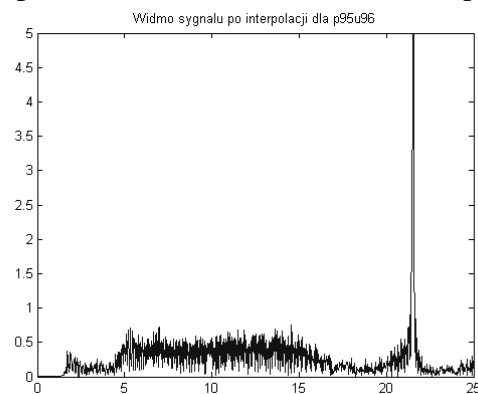
a) Widmo sygnału po decymacji, przykład 1
a) Spectrum after decimation, example 1



b) Widmo sygnału bez decymacji, przykład 1
b) Spectrum without decimation, example 1



a) Widmo sygnału po decymacji, przykład 2
a) Spectrum after decimation, example 2



b) Widmo sygnału bez decymacji, przykład 2
b) Spectrum without decimation, example 2

Rys. 7. Widmo badanego sygnału drganiowego
Fig. 7. Spectrum of signal

7. WNIOSKI

Na podstawie przeprowadzonych wstępnych analiz wywnioskowano, że zgodnie ze znanym faktem zastosowanie dla sygnałów niestacjonarnych analizy widmowej opartej na FFT nie pozwala na otrzymanie interesujących wniosków – w widmie widoczna jest tylko składowa pochodząca od wymuszenia.

Zastosowanie decymacji liniowej, czyli zamiana sygnału niestacjonarnego na quasi-stacjonarny pozwala uzyskać widmo wykazujące wrażliwość diagnostyczną – widoczne są wyraźne piki dla częstotliwości rezonansowych.

Dokładna interpretacja oraz analiza uzyskanych wyników wymaga udoskonalenia zaprezentowanej metody. W celu uzyskania szczegółowych informacji konieczne jest udoskonalenie procesu analizy oraz przeprowadzenie dalszych, bardziej szczegółowych badań.

Bibliografia

1. Burdzik R.: Rozprawa doktorska: Automatyczne diagnozowanie stanu technicznego amortyzatorów zabudowanych w samochodach osobowych, Katowice 2006.
2. Cioch W.: Rozprawa doktorska: Sztuczne sieci neuronowe w diagnostyce zagrożeń eksploatacyjnych systemów technicznych, Kraków 2002.
3. Gardulski J.: Bezstanowiskowa metoda oceny stanu technicznego zawiesznień samochodów osobowych, Katowice-Radom 2003.
4. Gadulski J., Warczek J.: Badania symulacyjne układu mechanicznego z aktywnym tłumieniem drgań, Zeszyty Naukowe Politechniki Śląskiej, s. Transport, Katowice 2005.
5. Lyons R.: Wprowadzenie do cyfrowego przetwarzania sygnałów. WKŁ, Warszawa 2006.
6. Orzełowski S.: Budowa podwozi i nadwozi samochodowych. WSzP, Warszawa 1987.
7. Warczek J.: Rozprawa doktorska: Sygnały drganiowe jako miary diagnostyczne amortyzatorów samochodów osobowych, Katowice 2004.
8. Zieliński T.: Cyfrowe przetwarzanie sygnałów. WKŁ, Warszawa 2007.
9. Strony www.

Recenzent: Prof. zw. dr hab. inż. Jan Adamczyk

Praca wykonana w ramach BW-511/RT2/2008