

Janusz GARDULSKI, Jan WARCZEK

BADANIA SYMULACYJNE UKŁADU MECHANICZNEGO Z AKTYWNYM TŁUMIENIEM DRGAŃ

Streszczenie. W referacie przedstawiono wyniki badań symulacyjnych układu zawieszenia pasywnego i z aktywnym tłumieniem drgań. Głównym celem pracy była analiza własności dynamicznych zawiesznień. Układ z aktywnym tłumieniem drgań umożliwia uzyskanie znacznej poprawy komfortu i bezpieczeństwa podróżowania.

SIMULATION STUDIES OF MECHANICAL SYSTEM WITH ACTIVE DAMPING OF VIBRATIONS

Summary. The paper presents results of simulating studies of passive and active suppressions. The analysis of property of dynamic suspensions was the main aim of work. Active suppression it makes possible the obtainment considerable improvement of comfort and safety of travelling arrangement.

1. WSTĘP

Przeciwstawne cele stawiane zawieszonom samochodów dotyczące zachowania wysokiego komfortu podróżowania i jednocześnie dużego współczynnika bezpieczeństwa powodują, że pasywne układy są niewystarczające. Wynika to z faktu istniejącej zależności pomiędzy współczynnikiem przenoszenia drgań i wartością sił tłumienia występujących w układzie. Duże wartości sił tłumienia zapewniają uzyskanie odpowiednio wysokiego bezpieczeństwa (zapewnienie stałego kontaktu kół z podłożem), ale z drugiej strony wpływają na pogorszenie komfortu podróżowania (tzw. efekt „usztynwienia” zawieszenia wyposażonego w amortyzatory o progresywnych charakterystykach tłumienia).

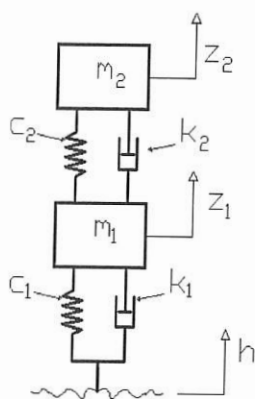
Alternatywnym rozwiązaniem są zawieszzenia aktywne, czyli zawierające elementy podatne o zmiennych regulowanych charakterystykach [6]. Zadaniem takich elementów układu jest wytworzenie siły sterującej F_s działającej na obiekt wibroizolacji, która powoduje zmiany parametrów pola wibracyjnego obiektu [1, 2, 3]. Bieżąca wartość siły sterującej może być wyznaczana poprzez układ regulacji na podstawie:

- parametrów pola wibracyjnego (przesunięcia, prędkości lub przyspieszenia działające na poszczególne elementy układu),
- parametrów wymuszenia (kinematycznego lub siłowego).

2. OBIEKT BADAŃ

2.1. Układ pasywny

Z ekonomicznego punktu widzenia bardziej racjonalną metodą jest przeprowadzanie badań symulacyjnych na modelach rzeczywistych obiektów. Nieodłączną cechą procesu modelowania jest opisywanie ich w sposób uproszczony. Modelowanie dynamiki zawiesznień samochodowych przeprowadzane jest najczęściej przy wykorzystaniu modeli dyskretnych [4, 5]. Jednym z typów modeli obliczeniowych zawiesznień samochodowych są tzw. modele ćwiartkowe zawieszienia. Są to dwumasowe układy o dwóch stopniach swobody. Przykładowy model tego typu przedstawiony jest na rys. 1.



Rys. 1. Model ćwiartkowy zawieszienia, 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 zawieszienia, k_2 – współczynnik tłumienia zawieszienia, k_1 – współczynnik tłumienia opony, h – wymuszenie, z_2 – przemieszczenia pionowe nadwozia, z_1 – przemieszczenie pionowe koła

Równania ruchu tego prostego modelu są następujące:

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

Przyjęcie liniowych współczynników sztywności i tłumienia elementów zawieszienia pozwala na znaczne uproszczenie zapisu matematycznego modelu. Model tego typu stosowany jest do rozpatrywania zagadnień diagnozowania elementów zawiesznień, jak również do ich optymalizacji. Modele takie są również często stosowane w projektowaniu i analizie układów aktywnych zawiesznień [2]. Zaletą modeli o dwóch stopniach swobody jest łatwość ich analizy i interpretacji uzyskanych wyników. Ćwiartkowy model zawieszienia można traktować jako dobrze odwzorowujący dynamikę układu pod warunkiem, że uwzględnione zostaną następujące założenia:

- pojazd ma symetryczną budowę,
- masy resorowana i nieresorowana są bryłami sztywnymi, których cała masa jest skupiona w punkcie ich środka ciężkości,
- uwzględnione zostaną przełożenia mechaniczne wynikające z konstrukcji układu łączników zawieszienia. Czyli charakterystyki tłumienia i sztywności odpowiednich elementów są przemnożone przez te współczynniki.

Przedstawiony model ćwiartkowy jest typowym przykładem wibroizolacji pasywnej. Podstawowym obiektem wibroizolacji jest masa nadwozia m_2 , na którą oddziałuje zmienna w czasie siła. Jej wartości wynikają z sumowania się siły sprężystości proporcjonalnej do ugięcia elementu sprężystego zawieszienia i siły tłumienia powstającej w amortyzatorze, która jest proporcjonalna do względnej prędkości drgań mas m_2 i m_1 .

$$F = k_2(\dot{z}_2 - \dot{z}_1) + c_2(z_2 - z_1) \quad (2)$$

Głównym zadaniem układu zawieszenia jest minimalizacja przemieszczeń masy nadwozia (w przypadku układu idealnego wartość przemieszczeń masy m_2 powinna wynosić zero). Optymalizacja układu pasywnego zawieszenia ze względu na kryteria minimalizacji wartości współczynnika przenoszenia drgań i dopuszczalne ugięcie statyczne zawieszenia prowadzi zawsze do kompromisu. Jest to bariera nie do przezwyciężenia w układach zawieszeń pasywnych.

2.2. Układ aktywny

W układach aktywnych wartość siły działającej na obiekt wibroizolacji (masę nadwozia) jest regulowana. Istnieje więc możliwość wprowadzenia do układu dodatkowej siły, której zadaniem będzie przeciwdziałanie drganiom masy resorowanej przy jak najmniejszym negatywnym wpływie na jakość resorowania całego układu. Postać algorytmu określającego wartości siły sterującej F_s zależy od przyjętego kryterium jakości. Dla przypadku układów pobudzanych do drgań wymuszeniami stochastycznymi o znanych parametrach statystycznych kryterium wibroizolacji jest następujące [2, 3]:

$$J = \rho_1 E[(z_2 - z_1)^2] + \rho_2 E[\dot{z}_2^2] \quad (3)$$

gdzie:

ρ_1 - wartość stała proporcjonalna do współczynnika sztywności c_2 ,

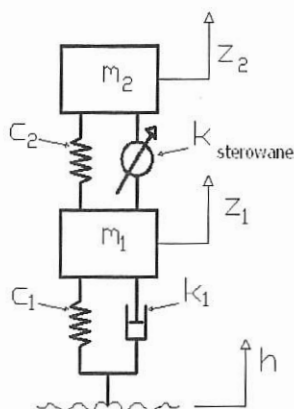
ρ_2 - wartość stała proporcjonalna do współczynnika tłumienia k_2 .

Przy założeniu wymuszenia w postaci białego szumu minimalizacja kryterium jakości (3) prowadzi do prawa sterowania [2]:

$$F_s = c_2(z_2 - z_1) + k_2 \dot{z}_2 \quad (4)$$

Wartość siły sterującej jest proporcjonalna do sił sprężystości zależnych od ugięcia zawieszenia i siły tłumienia zależnej od bezwzględnej prędkości drgań masy resorowanej - „Skyhook Damper”. W przypadku układu zawieszenia zastosowanego w rzeczywistego pojeździe możliwości sterowania charakterystyką elementu sprężystego są ograniczone. Zmiana współczynnika sztywności elementu podatnego w sposób ciągły jest możliwa jedynie w przypadku sprężyn gazowych. Druga możliwość modyfikacji wartości siły sterującej związana z współczynnikiem tłumienia jest o wiele bardziej prosta konstrukcyjnie. Charakterystyka elementu tłumiącego drgania może być w sposób ciągły modyfikowana np. poprzez system elektrozaworów sterujących przepływem cieczy roboczej. Z tego względu założono, że elementem wykonawczym układu aktywnego tłumienia drgań analizowanego modelu zawieszenia będzie sterowany amortyzator. Wartości siły tłumienia będą wyznaczone na podstawie bezwzględnej prędkości drgań masy resorowanej $\dot{z}_2$. W układzie rzeczywistym wyznaczenie wartości bezwzględnej prędkości drgań masy resorowanej może być zrealizowane poprzez całkowanie przyspieszeń drgań. Taka procedura jest korzystna ze względu na duże rozpowszechnienie i ogólną dostępność przetworników przyspieszeń drgań.

Kolejną zaletą takiego rozwiązania systemu pomiarowego jest to, że przetworniki przyspieszeń pracują w układzie bezodniesieniowych, co jest bardzo istotne w czasie pomiarów prowadzonych na poruszającym się samochodzie.



Rys. 2. Model ćwiartkowy zawieszenia z aktywnym tłumieniem drgań
Fig. 2. The quarter model of suspension with vibrations active damping

Model fizyczny omawianego zawieszenia przedstawiono na rys. 2.

W takim przypadku siła sterująca drganiami masy resorowanej m_2 będzie określona następująco:

$$F_s = c_2(z_2 - z_1) + k_{sterowane}(\dot{z}_2) \quad (5)$$

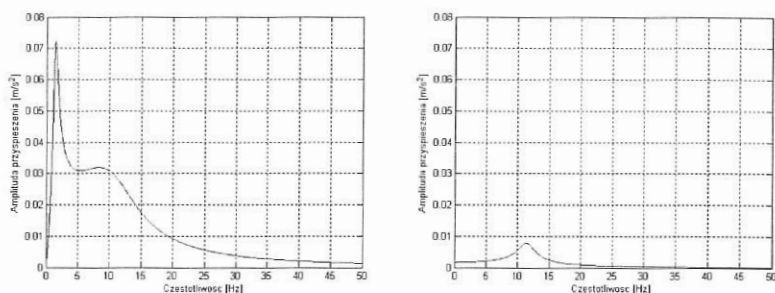
Wartość siły sterującej jest funkcyjnie związana z ugięciem elementu sprężystego zawieszenia podobnie jak w układzie pasywnym. Jednakże największy wpływ na nią będzie wynikał ze zmiennej wartości współczynnika tłumienia, którego wartości są wyznaczane w czasie rzeczywistym przez odpowiednio dobrany układ regulacji. Tak więc z punktu widzenia klasyfikacji układów aktywnego tłumienia drgań omawiany przykład jest sterowany parametrami pola wibracyjnego. Głównym elementem układu sterowania siłą tłumienia był regulator typu PID.

3. METODY BADAŃ I ANALIZ

Model ćwiartkowy zawieszenia pojazdu wygenerowany został w programie Simulink, który jest częścią pakietu MatLab. Wartości współczynników tłumienia i sprężystości oraz mas resorowanej i nieresorowanej układu pasywnego zawieszenia zostały dobrane na podstawie wcześniejszych badań prowadzonych przez autorów [7]. W eksperymentach symulacyjnych stosowano różnego typu wymuszenia deterministyczne oraz losowe. Uzyskane wyniki analizowano głównie pod kątem obciążeń dynamicznych nadwozia. W tym celu zarejestrowane przebiegi przyspieszeń drgań nadwozia poddano analizie częstotliwościowej.

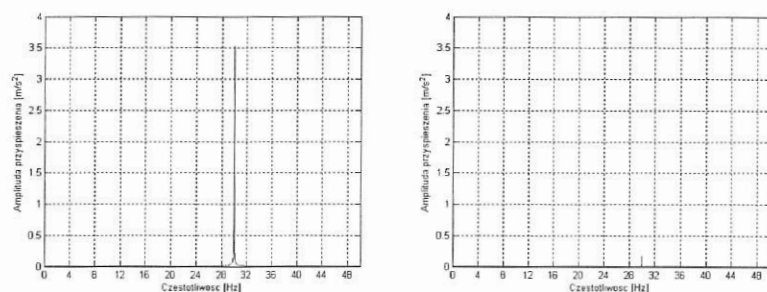
4. WYNIKI

W ramach prowadzonych badań symulacyjnych uzyskano wiele rozkładów częstotliwościowych przyspieszeń drgań masy resorowanej. Wybrane przykłady uzyskane przy różnego typu wymuszeniach przedstawiono na rys. 3, 4, 5 i 6. W celu porównania układu pasywnego i zawierającego sterowany element tłumiący zestawiono wyniki łącznie dla badanych rodzajów wibroizolacji.



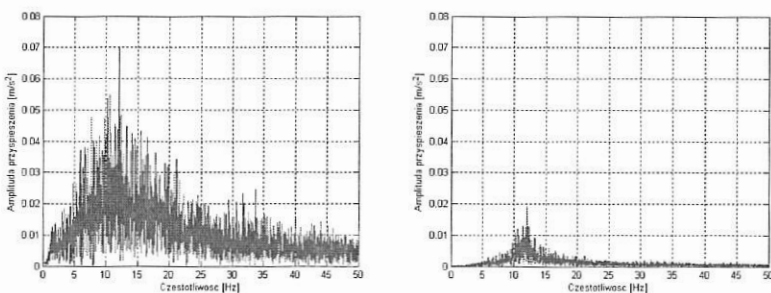
Rys. 3. Widmo impulsowe uzyskane dla wymuszenia w postaci skoku jednostkowego: a) układ pasywny, b) układ aktywny

Fig. 3. Impulse spectrum near jump excitation: a) passive, b) active



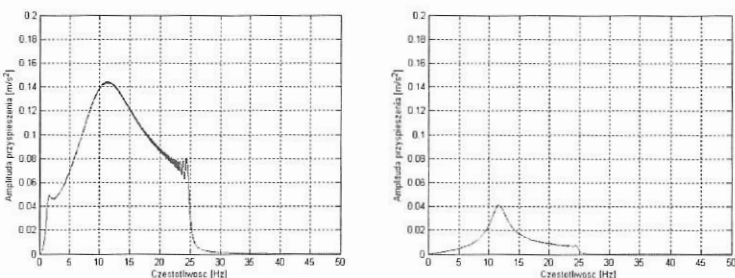
Rys. 4. Widmo częstotliwościowe uzyskane dla wymuszenia sinusoidalnego (nadrezonansowego): a) układ pasywny, b) układ aktywny

Fig. 4. Spectrum near sinusoid excitation: a) passive, b) active



Rys. 5. Widmo częstotliwościowe uzyskane dla wymuszenia stochastycznego: a) układ pasywny, b) układ aktywny

Fig. 5. Spectrum near stochastic excitation: a) passive, b) active



Rys. 6. Widmo częstotliwościowe uzyskane dla wymuszenia w postaci sinusoidy o narastającej częstotliwości: a) układ pasywny, b) układ aktywny

Fig. 6. Spectrum near chirp excitation: a) passive, b) active

Zastosowanie amortyzatora o zmiennej wartości współczynnika tłumienia sterowanej poprzez regulator pozwoliło znacznie poprawić własności dynamiczne badanego układu. Dla różnych stosowanych w badaniach symulacyjnych wymuszeń badany układ zawieszenia z aktywnym tłumieniem drgań wykazuje znaczną poprawę jakości wibroizolacji, w całym analizowanym paśmie częstotliwości. Zmniejszenie wartości amplitud drgań w strefach rezonansowych oraz poza nimi powoduje zmniejszenie obciążeń dynamicznych elementów zawieszenia oraz poprawę komfortu podróżowania.

5. WNIOSKI KOŃCOWE

Problemy związane z optymalizacją parametrów zawiesznień pasywnych są możliwe do rozwiązania w układach z aktywną wibroizolacją. Zawieszenie z amortyzatorem o sterowanej charakterystyce tłumienia jest rozwiązaniem optymalnym ze względu na łatwość wdrożenia w praktyce. Autorzy prowadzą dalsze prace badawcze, których celem będzie realizacja praktyczna układu zawieszenia z aktywnym tłumieniem drgań.

Literatura

1. B. Heimann, W. Gerth, K. Popp: *Mechatronika – Komponenty, metody, przykłady*. PWN, Warszawa 2001.
2. J. Kowal: *Sterowanie drganiami*. Wyd. Gutenberg, Kraków 1996.
3. J. Kowal: *Podstawy automatyki*. Uczelniane Wydawnictwa Naukowo-Dydaktyczne, Kraków 2004.
4. Kamiński E., Pokorski J.: *Dynamika zawiesznień i układów napędowych pojazdów samochodowych*. WKiŁ, Warszawa 1983.
5. Mitschke M.: *Dynamika samochodu – drgania*. WKiŁ, Warszawa 1989.
6. Reipell J., Betzler J.: *Podwozia samochodów – podstawy konstrukcji*. WKiŁ, Warszawa 2001.
7. Gardulski J.: *Simulation studies of mechanical system with non-linear parameters of the structure for operating construction needs*. Machine Dynamics Problems. Vol. 23 No 3, 1999.

Recenzent: Prof. dr hab. inż. Z. Dąbrowski