

Jan WARCZEK

## IDENTYFIKACJA CHARAKTERYSTYK NIELINIOWYCH ELEMENTÓW PODATNYCH NA PODSTAWIE ANALIZY ZMIAN STANÓW DYNAMICZNYCH

**Streszczenie.** W pasywnych zawieszeniach współczesnych samochodów można wyróżnić nieliniowe elementy podatne. Na skutek zużycia eksploatacyjnego następuje degradacja założonej charakterystyki elementu podatnego, objawiająca się zmianami własności dynamicznych całego zawieszenia. Kluczowym zagadnieniem diagnozowania tego typu podzespołów jest wyznaczenie rzeczywistych charakterystyk amortyzatorów. W pracy zaprezentowano metodę identyfikacji charakterystyk elementów podatnych zabudowanych w zawieszeniu samochodu na podstawie analizy zmian stanów dynamicznych. Przyjęte założenia dotyczące metody identyfikacji zostały zweryfikowane w czasie badań symulacyjnych. Kolejnym etapem było przeprowadzenie badań hydropneumatycznego zawieszenia samochodu osobowego. Uzyskane wyniki potwierdziły słuszność założeń proponowanej metody identyfikacji parametrów dynamicznych elementu podatnego zabudowanego w zawieszeniu.

## IDENTIFICATION OF NONLINEAR ELEMENTS DAMPING CHARACTERISTICS BASE OF DYNAMICS CHANGE ANALISYS

**Summary.** It is possible to differ nonlinear elements in passive suspension of cars. Degradation of set up characteristic of element follows on result of mileage. It effects ownership dynamic suspension. Assignment of real characteristic of shock-absorbers is key question of diagnosing of this type sub-assembly. The paper presented method of identification of dynamic parameters susceptible elements build in suspension of car based on the analyses' of changes of dynamic behavior. Received foundations of the methods of identification were verified in time of simulating investigations. The execution the investigations of hydropneumatic suspension of passenger car was the next stage. The got results confirmed the legitimacy of foundations the proposed method of identification dynamic parameters susceptible element build in suspension.

### 1. WPROWADZENIE

Głównym elementem odpowiedzialnym za minimalizację drgań działających na użytkowników pojazdów samochodowych są obecnie amortyzatory hydrauliczne [1, 5]. W czasie eksploatacji następują zmiany założonych cech konstrukcyjnych spowodowane zużyciem eksploatacyjnym, wpływające na charakterystyki tłumienia.

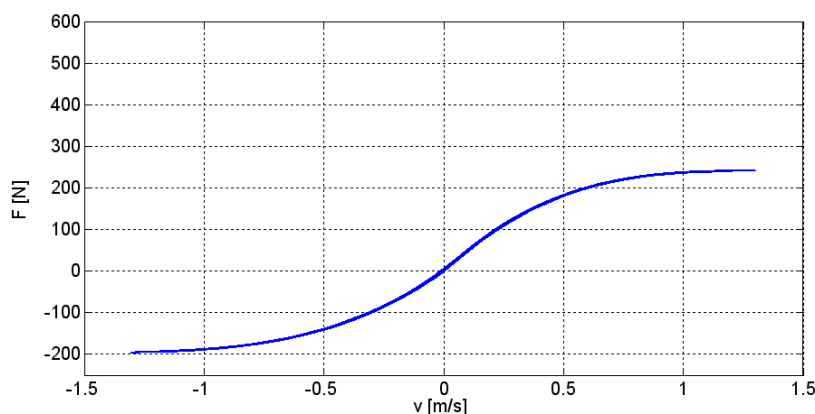
Wyznaczanie charakterystyk amortyzatorów niezabudowanych jest w praktyce realizowane w czasie badań na stanowiskach indykatorowych. Dużą niedogodnością takich procedur jest konieczność przeprowadzenia demontażu amortyzatora zamontowanego w układzie zawieszenia.

W pracy założono, że informacja o parametrach strukturalnych amortyzatora będzie pozyskiwana bez konieczności jego wybudowania z zawieszenia. W tym celu wykorzystano

fakt wpływu chwilowych wartości siły tłumienia na przesunięcia czasowe sygnałów drgań mas resorowanej i nieresorowanej.

## 2. BADANIA SYMULACYJNE

Badania symulacyjne przeprowadzono przy wykorzystaniu matematycznego modelu dynamicznego samochodu [2]. Wykorzystano dwumasowy model ćwiartkowy zawieszenia o dwóch stopniach swobody, który w zadowalającym stopniu odwzorowuje efekty dynamiczne występujące w obiektach rzeczywistych. W omawianym modelu nieliniowe charakterystyki elementów podatnych zostały wprowadzone w postaci funkcji matematycznych. Przykładową charakterystykę tłumienia wykorzystywaną w badaniach symulacyjnych przedstawiono na rysunku 1.

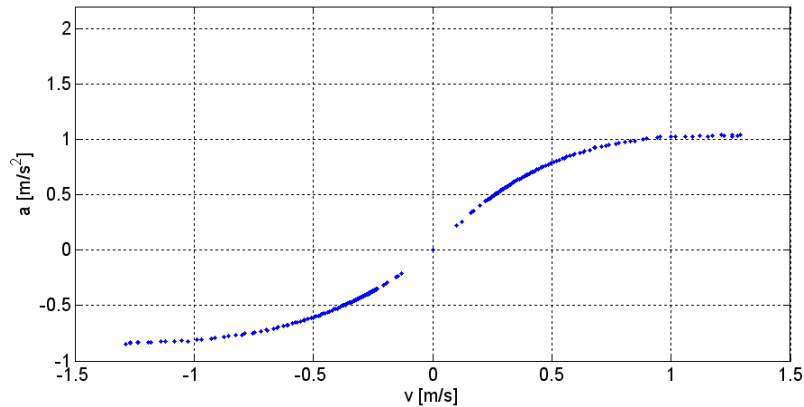


Rys. 1. Przykładowa charakterystyka tłumienia stosowana w badaniach symulacyjnych  
Fig. 1. The example characteristic of damping in research applicable

W trakcie badań stosowano wymuszenia kinematyczne, które dobierano w taki sposób, aby uzyskać zmienną w czasie odpowiedź częstotliwościową modelu. Takie podejście jest podyktowane założeniem wykorzystania wartości przesunięć czasowych pomiędzy wejściem i wyjściem amortyzatora, czyli masami resorowaną i nieresorowaną.

W chwilach, gdy wartości ugięć elementu sprężystego są równe jego odkształceniu dla równowagi statycznej, chwilowa wartość siły dynamicznej działającej na masę resorowaną jest równoważona chwilową wartością siły tłumienia. Założenie dotyczące stałej wartości masy resorowanej pozwala na stwierdzenie, że wartość siły dynamicznej jest proporcjonalna do wartości przyspieszenia tej masy.

Kontynuując rozważania chwilowa wartość przyspieszenia masy resorowanej wyznaczona dla punktu osi czasu, w którym ugięcie elementu sprężystego równe jest odkształceniu statycznemu, jest proporcjonalna do wartości siły tłumienia. Na tej podstawie wyznaczono chwilowe wartości bezwzględnych przyspieszeń masy resorowanej w funkcji chwilowych prędkości względnych obu mas modelu, które przedstawiono na rysunku 2. Warunkiem poprawnego odwzorowania charakterystyki tłumienia jest dobór odpowiedniej częstotliwości próbkowania sygnałów, której wartość kilkakrotnie przewyższa kryterium Nyquista.



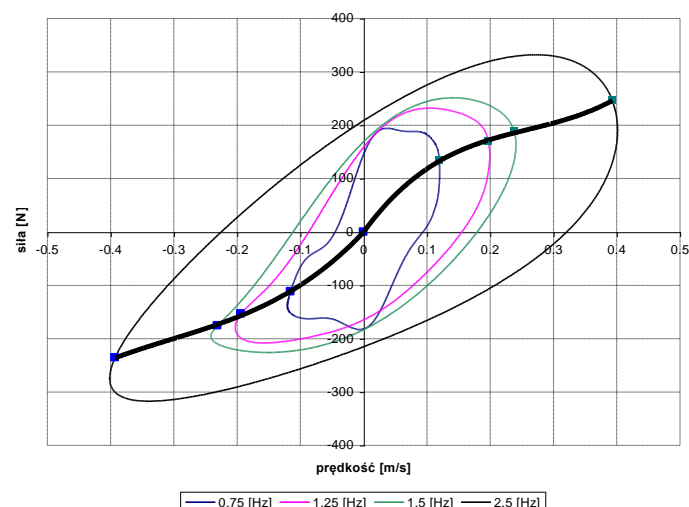
Rys. 2. Wyznaczony obraz charakterystyki tłumienia  
 Fig. 2. Image of characteristic of damping indicated

Wyznaczone w ten sposób charakterystyki są odwzorowaniem założonych charakterystyk tłumienia. Przyjęcie do opisu kształtu charakterystyki wartości przyspieszeń chwilowych jest również celowe ze względu na możliwość badań obiektu rzeczywistego. Pomiar sił w układzie zawieszenia wiąże się z ingerencją w jego strukturę geometryczną.

### 3. BADANIA OBIEKTU RZECZYWISTEGO

Empiryczną weryfikację wyników badań symulacyjnych przeprowadzono w czasie badań stanowiskowych zawieszenia hydropneumatycznego samochodu osobowego, którego podstawowym elementem jest kolumna hydropneumatyczna. Ten podukład zawieszenia łączy w sobie funkcje amortyzacji i tłumienia. Konstrukcja tłumika drgań kolumny hydropneumatycznej jest zbliżona do rozwiązań stosowanych w amortyzatorach teleskopowych, jednakże siła tłumienia kolumny hydropneumatycznej jest nierozdzielnie związana z pracą sprężyny gazowej znajdującej się wewnątrz sfery [3].

Charakterystykę tłumienia kolumny hydropneumatycznej wyznaczoną w czasie badań na stanowisku indykatorowym przedstawiono na rysunku 3. Zaprezentowana charakterystyka została aproksymowana wielomianami 3 stopnia oddzielnie dla ruchów sprężania i odprężania.



Rys. 3. Charakterystyka amortyzatora dla sfery o ciśnieniu nominalnym  
 Fig. 3. Characteristic of damper for sphere about nominal pressure

Kompletny układ zawieszenia hydropneumatycznego w nominalnym stanie technicznym poddano testom drganiowym. W prowadzonych badaniach wykorzystano układ wymuszający analogiczny do rozwiązań stosowanych w stanowiskach do badań zawieszonych na Stacjach Kontroli Pojazdów. Amplituda przemieszczeń drgań płyty wzbudnika była stała i wynosiła 6 [mm], natomiast zastosowanie w układzie sterowania przemiennika częstotliwości umożliwiło regulację długości czasów cykli wymuszenia. W trakcie badań rejestrowano sygnały: przyspieszeń drgań nadwozia w punkcie górnego mocowania kolumny zawieszenia oraz przemieszczeń względnych koła i nadwozia.

Uzyskane w wyniku przeprowadzonych eksperymentów przebiegi czasowe drgań  $x(t)$  można ogólnie zapisać jako:

$$x(t) = y(t) + z(t), \quad (1)$$

gdzie:

$y(t)$  – rzeczywisty sygnał pomiarowy,

$z(t)$  – szum pomiarowy.

W fazie przetwarzania wstępnego zarejestrowane sygnały przefiltrowano przy wykorzystaniu przekształcenia falkowego, które jest powszechnie stosowanym narzędziem analizy sygnałów [4]. W procesie usuwania szumu pomiarowego najlepsze rezultaty otrzymuje się poprzez zastosowanie dyskretnej transformaty falkowej (DWT). W przypadku przebiegów czasowych  $x(t)$  zastosowanie DWT umożliwia dekompozycję sygnału za pomocą wybranej falki  $\psi(t)$  i jej funkcji skalującej  $\phi(t)$  na składowe: nisko- i wysokoczęstotliwościową. Powyższą operację można powtarzać w kolejnych krokach uzyskując za każdym razem aproksymację oryginalnego sygnału i detal kolejnego poziomu dekompozycji.

Falkę bazową wraz z jej funkcją skalującą można zapisać jako:

$$\psi_{a,b}(t) = 2^{a/2} \psi(2^a t - b) \quad i \quad \phi_{a,b}(t) = 2^{a/2} \phi(2^a t - b), \quad (2)$$

gdzie:

$a$  – parametr skali,

$b$  – parametr przesunięcia.

Tworzą one ortogonalną bazę, która umożliwia przedstawienie dowolnej funkcji  $x(t)$  określonej w przestrzeni  $L^2$  jako ich liniową kombinację:

$$x(t) = \sum_b u_{a_0,b} \phi_{a_0,b}(t) + \sum_{a=-\infty}^{a_0} \sum_b X_{a,b} \psi_{a,b}(t), \quad (3)$$

gdzie:

$$u_{a,b} = \int x(t) \phi_{a,b}(t) dt, \quad X_{a,b} = \int x(t) \psi_{a,b}(t) dt,$$

$a_0$  – skala (częstotliwość) falki bazowej.

Opisane równaniem (1) sygnały:  $y$ ,  $x$  i  $z$  można w postaci dyskretnej wyrazić jako wektory jednokolumnowe, w których liczba wierszy  $N$  jest równa liczbie próbek. Przyjmując, że  $WT$  oznacza kwadratową macierz przekształcenia falkowego o rozmiarze  $N$ , możemy dokonać operacji mnożenia macierzowego z lewej strony równania (1) przez  $WT$ . W ten sposób otrzymujemy:

$$Y = X + Z, \quad (4)$$

gdzie:

$$X = WT_x, \quad Y = WT_y, \quad Z = WT_z.$$

Wektor  $X$  zawiera współczynniki falkowe rzeczywistego sygnału  $x(t)$ . Przeprowadzając operację filtracji wektora  $X$  za pomocą filtru diagonalnego  $H$  zdefiniowanego jako:

$$H = \text{diag}\{h[0], h[1], \dots, h[N-1]\}, \quad (5)$$

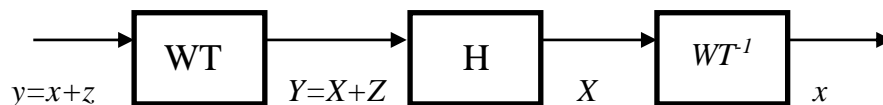
otrzymujemy rzeczywisty sygnał pomiarowy:

$$x = WT^{-1}HWTy, \quad (6)$$

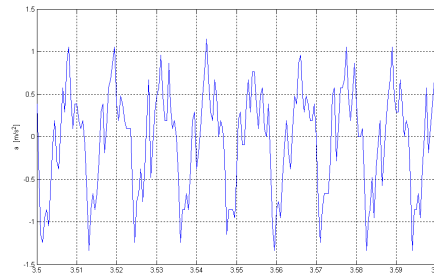
gdzie:

$WT^{-1}$  oznacza odwrotną transformatę falkową.

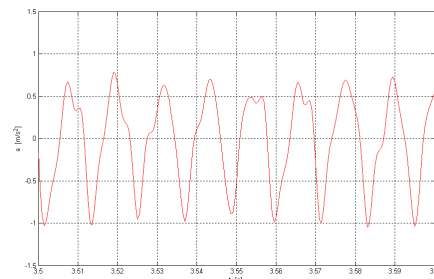
Schematycznie operację filtracji falkowej można przedstawić jako:



W procesie usuwania szumu pomiarowego wykorzystano łagodny filtr progowy  $H_s$ . Przykład fragmentu zarejestrowanego sygnału przyspieszeń drgań nadwozia przed i po filtracji przedstawiono na rysunkach 4 i 5.

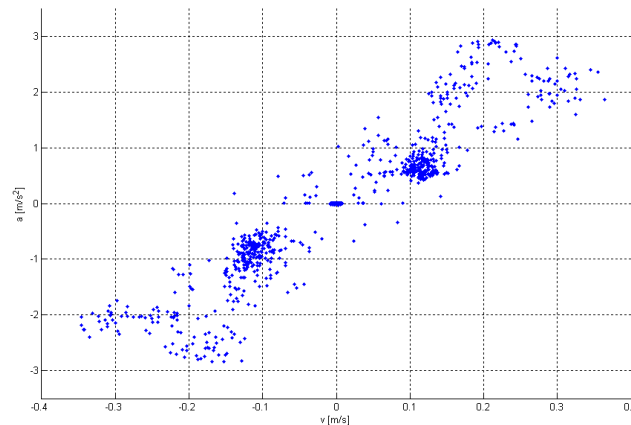


Rys. 4. Fragment zarejestrowanego przebiegu czasowego przyspieszeń drgań nadwozia  
Fig. 4. Fragment of recording course of time acceleration body vibrations



Rys. 5. Fragment przebiegu czasowego przyspieszeń drgań nadwozia po filtracji  
Fig. 5. Fragment of course of time acceleration body vibrations after filtering

Po wstępnym przetworzeniu sygnał przemieszczeń względnych poddano różniczkowaniu, co pozwoliło na wyznaczenie prędkości względnych koła i nadwozia. Stosując analogiczną do opisanej w przypadku badań symulacyjnych metodę wyznaczono przebiegi czasowe wartości przyspieszeń bezwzględnych nadwozia i prędkości względnych mas resorowanej i nieresorowanej, które posiadają niezerowe wartości dla chwil czasowych, w których wartość przemieszczenia względnego równa była wartości ugięcia zawieszenia w położeniu równowagi statycznej. Uzyskane w ten sposób przebiegi przedstawiono łącznie na wspólnej płaszczyźnie normalnej do osi czasu (rys. 6).



Rys. 6. Wyznaczony obraz charakterystyki tłumienia  
 Fig. 6. Image of characteristic of damping indicated

Empirycznie wyznaczony obraz wykazuje podobieństwo do rzeczywistej charakterystyki tłumienia kolumny hydropneumatycznej. Widoczne zagęszczenie punktów na przedstawionej płaszczyźnie oznacza obszar pracy układu zawieszenia ze stałą częstotliwością drgań wymuszonych. Różnica kształtu charakterystyki tłumienia kolumny hydropneumatycznej wyznaczone w warunkach eksploatacyjnych wynikają ze zmiennej wartości masy nadwozia przypadającej na koło pobudzane do drgań.

#### 4. PODSUMOWANIE

Zaprezentowane wyniki badań symulacyjnych i obiektu rzeczywistego potwierdziły słuszność założeń proponowanej metody identyfikacji parametrów dynamicznych elementu podatnego zabudowanego w zawieszeniu. Opracowanie metody estymacji chwilowych wartości części masy resorowanej przypadającej na jedno koło pojazdu dla różnych amplitud i częstotliwości drgań umożliwi wprowadzenie współczynników korygujących uzyskane obrazy charakterystyki tłumienia i to będzie celem dalszych prac badawczych.

#### Bibliografia

1. Gardulski J.: Bezstanowiskowa metoda oceny stanu technicznego zawiesznień samochodów osobowych. Wyd. Inst. Technologii Eksploatacji, Radom 2003.
2. Gardulski J., Warczek J.: Badania zawieszenia aktywnego w aspekcie bezpieczeństwa podróżowania. VI Konferencja, TiBT'06. Katowice, T. 2: Bezpieczeństwo transportu. Wydaw. Katedry Systemów Informatycznych Transportu, 2006, s. 96-103.
3. Konieczny Ł.: Wpływ zmian stanu technicznego zawieszenia hydropneumatycznego samochodu osobowego na jego charakterystyki dynamiczne. Rozprawa doktorska., Politechnika Śląska, Wydział Transportu, Katowice 2006.
4. Donoho, D., L.: De-noising by soft-thresholding. IEEE Trans. on Inf. Theory, 41, 3, 1995, pp. 613-627.
5. Reipell J., Betzler J.: Podwozia samochodów – podstawy konstrukcji. WKiŁ, Warszawa, 2001.

Recenzent: Prof. dr hab. inż. Jan Adamczyk