

*Tłumiki piezoelektryczne, zawór piezoelektryczny, zawieszenie pojazdu,
komfort jazdy, bezpieczeństwo jazdy, algorytmy sterowania,
model zawieszenia pojazdu, badania symulacyjne*

Michał MAKOWSKI¹
Wiesław GRZESIKIEWICZ²
Lech KNAP³

BADANIA DRGAŃ POJAZDU ZE STEROWANYMI TŁUMIKAMI PIEZOELEKTRYCZNYMI

Praca poświęcona jest badaniu wpływu sterowania tłumikami piezoelektrycznymi na drgania pojazdu. Ograniczenie drgań pionowych pojazdu wpływa na poprawę komfortu jazdy a zmniejszenie wahań nacisku kół na drogę zwiększa bezpieczeństwo ruchu pojazdu. Sterowanie siłą tłumienia odbywa się przy pomocy amortyzatorów sterowanych zaworami piezoelektrycznymi. Zawór piezoelektryczny umożliwia sterowanie charakterystyką tłumika poprzez zmiany oporów przepływu między komorami tłumika hydraulicznego.

VIBRATION INVESTIGATION OF A VEHICLE EQUIPED WITH CONTROL PIEZOELECTRIC DAMPERS

In this paper an effect of damping force controlling in a vehicle suspension system is discussed. A vehicle suspension system is equipped with controlled piezoelectric dampers which allow controlling vehicle body vibration. Vertical vibration limitation of vehicle body has an influence on comfort and safety by decreasing a value changes in wheel contact forces. Control of friction in dampers is realized by controlling piezoelectric valve and flows between chambers of damper.

¹Warsaw Univeristy of Technology, Faculty of Automotive and Construction Machinery Engineering, POLAND, 02-524 Warsaw, Narbutta 84, Phone: + 48 22 234-85-91, Fax: + 48 22 849-03-03

E-mail: m.makowski@simr.pw.edu.pl

²Warsaw Univeristy of Technology, Faculty of Automotive and Construction Machinery Engineering, POLAND, 02-524 Warsaw, Narbutta 84, Phone: + 48 22 234-03-03, Fax: + 48 22 849-03-03

E-mail: wgr@simr.pw.edu.pl

³Warsaw Univeristy of Technology, Faculty of Automotive and Construction Machinery Engineering, POLAND, 02-524 Warsaw, Narbutta 84, Phone: + 48 22 234-85-91, Fax: + 48 22 849-03-03

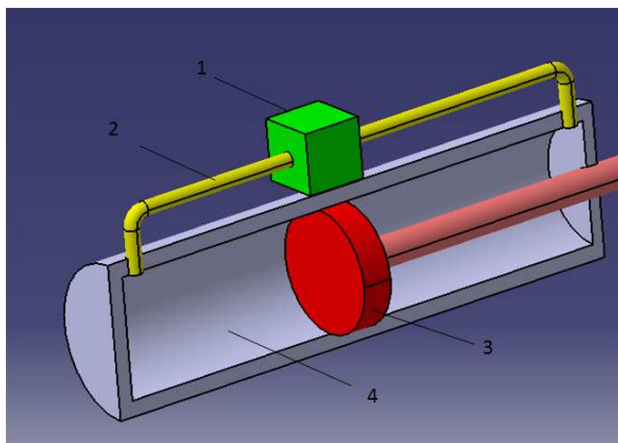
E-mail: l.knap@simr.pw.edu.pl

1. WSTĘP

W pracy zostały przedstawione wyniki badań symulacyjnych wpływu sterowania tłumikami piezoelektrycznymi na ograniczenie drgań pojazdu. Do badań symulacyjnych został opracowany matematyczny model pojazdu a także zostały przyjęte kryteria oceny efektywności sterowania. Opracowany został również algorytm optymalizacyjny umożliwiający dobór parametrów regulacji układu mechanicznego tłumika piezoelektrycznego (PZ). Zaprezentowana została również metoda doboru siły tłumienia w sterowanym piezoelektrycznym tłumiku ze względu na kryterium minimalizacji przyspieszenia pionowego i minimalizacji zmiany wartości sił nacisków kół na drogę. Siła tłumienia dobierana jest na podstawie opracowanego i przedstawionego algorytmu optymalizacyjnego.

Autorzy niniejszej pracy problematyką zastosowania różnego rodzaju sterowanych tłumików drgań w układach mechanicznych zajmowali się już wcześniej [1], [3]. Zastosowanie praktyczne przedstawionych w poprzednich pracach rozwiązań pozwalających na sterowanie siłą tłumienia jest obecnie możliwe dzięki rozwojowi układów elektronicznych służących do sterowania układami mechanicznymi w stosunkowo krótkim czasie ok. 1-5 ms. Przedstawione zostało to w pracy [3] gdzie zostały przedstawione wyniki rzeczywistej realizacji zastosowania sterowanych tłumików magneto-reologicznych w zawieszeniu pojazdu. Poprzez sterowanie tłumikami uzyskano zdecydowane zwiększenie komfortu jazdy. Rozwój elektroniki oraz wykorzystanie idei sterowanych tłumików o zmiennej charakterystyce umożliwia rozwinięcie praktycznych zastosowań systemów kontroli drgań nie tylko pojazdów, ale również w maszynach roboczych i innych obiektach technicznych.

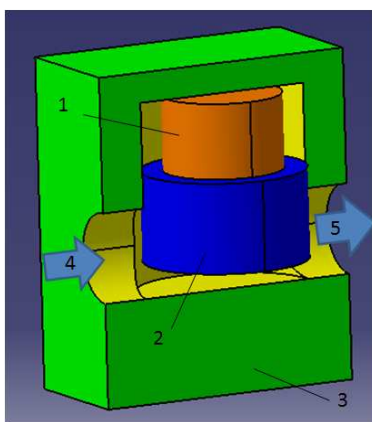
W prezentowanej pracy do badań posłużył tłumik hydrauliczny zbudowany w postaci cylindra dwustronnego działania z tłoczkami jednostronnym z zaworem piezoelektrycznym. Konstrukcja tłumika umożliwia zmiany charakterystyki tłumika poprzez zmiany oporów przepływu cieczy przez zmienną szczelinę w sterowanym zaworze. Zastosowanie sterowanego zaworu z układem sterowania piezoelektrycznym, pozwala na szybką zmianę wielkości szczeliny przepływu cieczy pomiędzy komorami tłumika.



Rys.1. Schemat tłumika piezoelektrycznego

2. BUDOWA ZAWORU PIEZOELEKTRYCZNEGO

Budowa tłumika piezoelektrycznego w sposób schematyczny została przedstawiona na rysunku 1. W cylindrze (4) znajduje się olej hydrauliczny, który jest przetłaczany pomiędzy komorami za pomocą ruchu tłoka (3). Komory są od siebie szczelnie oddzielone i ciecz przepływa przez przewód (2) a następnie przez zawór piezoelektryczny (1). W wyniku tarcia cieczy podczas przepływu przez szczelinę w zaworze PZ rozpraszana jest energia. Od sił tarcia w tłumiku zależy siła tłumienia układu mechanicznego. Wówczas poprzez zmianę wielkości szczeliny w zaworze PZ możliwa jest regulacja siły tłumienia.



Rys.2. Schemat zaworu piezoelektrycznego

Na rysunku 2 przedstawiono schematycznie budowę zaworu piezoelektrycznego. Szczelina w zaworze PZ (3) regulowana jest poprzez zmianę napięcia w układzie elektronicznym stosu piezoelektrycznego (1). Zmiana napięcia w stosie powoduje zmianę położenia tłoczka (2), co wpływa bezpośrednio na zmianę szczeliny przepływu cieczy hydraulicznej i w siłę tłumienia. Strzałki (4) i (5) pokazują kierunek przepływu cieczy przy ruchu tłoka w jednym kierunku.

W tłumiku piezoelektrycznym możliwa jest szybka zmiana sił tłumienia dzięki krótkiemu czasowi odpowiedzi układu mechanicznego ok 1-2 ms na sterowanie układem elektronicznym. Takie cechy tłumika pozwalają na zastosowanie w układach mechanicznych, gdzie konieczna jest szybka zmiana sił tłumienia w zależności od warunków wymuszenia układu. Przykładem może być zawieszenie pojazdu samochodowego, gdzie wymuszenia zależą od profilu drogi oraz prędkości przejazdu.

Istota możliwości ograniczenia drgań układu mechanicznego wyposażonego w tłumik z zaworem piezoelektrycznym sprowadza się do doboru sił tłumienia w tłumiku (układzie mechanicznym), poprzez wygenerowanie odpowiedniego sygnału sterującego stosem piezoelektrycznym. Po przyłożeniu napięcia do stosu zmienia się jego długość w sposób kontrolowany, co w konsekwencji spowoduje odpowiednią zmianę szerokości szczeliny w zaworze, przez którą przepływa ciecz. Zmiana szerokości szczeliny spowoduje zmianę wartości siły tłumienia (dławienia).

3. MODEL POJAZDU

Układ drgający, poddawany symulacjom numerycznym, został zbudowany, jako płaski model pojazdu w postaci układu mechanicznego, przedstawiony jest na rysunku 3. Nadwozie pojazdu przedstawiono, jako bryłę sztywną, której parametry opisują: masa pojazdu - m , moment bezwładność - J_y , położenie środka masy określają wymiary geometryczne - a_1 i a_2 , natomiast wymiar - x_K określa położenie punktu kontrolnego K. Zawieszenie przedstawiono za pomocą sprężyn o sztywności - k_1 i k_2 , oraz tłumików drgań o współczynnikach tłumienia - c_1 i c_2 . Drgania układu wywołane są wymuszeniem kinematycznym $\xi(t)_1$ i $\xi(t)_2$.

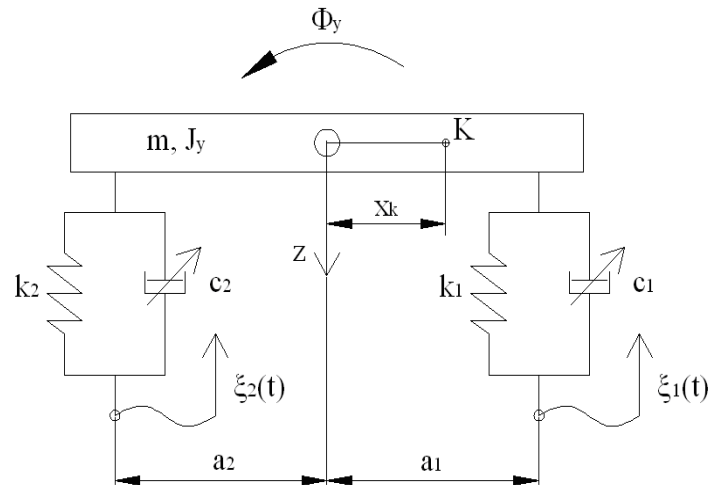
Płaski model pojazdu jest opisany we współrzędnych:

$$X = [z, \Phi_y]^T \quad (1)$$

Równania drgań układu opisują równania:

$$M\ddot{X} + H(S+T) = 0 \quad (2)$$

gdzie $M = \text{diag}(m, J_y)$



Rys. 3. Model pojazdu

Wektor sił S w sprężynach i sił tarcia T w tłumikach są opisane:

$$S = [S_1, S_2]^T, \quad S_i = k_i U_i; \quad (3)$$

$$T = [T_1, T_2]^T. \quad (4)$$

Odształcenie sprężyny U_i i prędkość odształceń V_i ($i=1,2$) określają wzory:

$$U_i(t) = H_i^T X_i(t) + \xi_i(t), \quad V_i(t) = H_i^T \dot{X}_i(t) + \dot{\xi}_i(t), \quad (5)$$

gdzie ξ_i ($i=1,2$) funkcja opisująca nierówności drogi.

Wektory H_i ($i=1,2$) określają kierunki działania sił S_i i T_i

$$H_1 = [1, -a_1]^T, \quad H_2 = [1, a_2]^T \quad (6)$$

Wartości sił tarcia T są ustalane według opracowanego algorytmu, który opisuje odwzorowanie F .

Wówczas równania drgań pojazdu mają postać:

$$M\ddot{X} + HS(U) + HT = 0 \quad (7)$$

$$T(t) = F(U(t), V(t)) \quad (8)$$

gdzie F jest operatorem opisującym algorytm wyznaczania sygnałów sterujących został opisany w kolejnym poniżej.

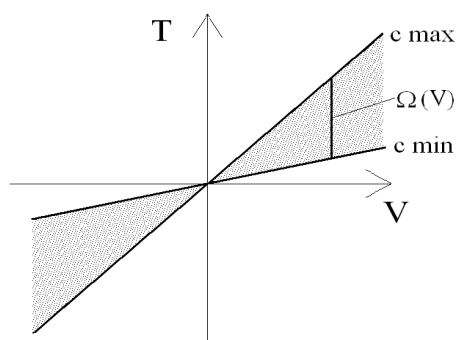
4. STEROWANIE DRGAŃ POJAZDU

Algorytm sterowania został opracowany przy założeniu konieczności spełnienia kryteriów: zwiększenia komfortu jazdy oraz zmniejszenia zmian nacisków kół na nawierzchnię. W sterowaniu z uwzględnieniem kryterium komfortu minimalizowany jest moduł przyspieszeń pionowych nadwozia (co jest miarą ekspozycji kierowcy na zmęczenie wynikające z uciążliwości lub szkodliwości drgań). Natomiast przy sterowaniu z uwzględnieniem kryterium zmian nacisków minimalizowana jest zmiana nacisku poszczególnych kół na nawierzchnie drogi w stosunku do nacisku statycznego.

Sterowanie tłumikiem piezoelektrycznym możliwe jest w określonym zbiorze dopuszczalnych sił tarcia.

$$T \in \Omega(V) := \{T_i \in \mathbb{R}^2 : T_i = V_i c_i : c_i \in [c_{\min}, c_{\max}]\} \quad (9)$$

Zbiór sił tarcia $\Omega(V)$ przedstawiony jest schematycznie na rysunku 4. Graniczne wartości tego zbioru określają współczynniki tłumienia zależne od prędkości V c_{\min} i c_{\max} , wartości współczynników zależą od granicznych wartości napięcia zasilającego układ elektryczny piezoelektryka: U_{\min} i U_{\max} .



Rys. 4. Wykres zbioru $\Omega(V)$

W pierwszym kryterium wartość sił tarcia dla danej chwili wyznaczana jest ze względu na komfort jazdy. Jako wskaźnik komfortu przyjęto bezwzględną wartość przyspieszenia ustalonego punktu układu K (rys. 3).

Wartość tego przyspieszenia opisana jest wzorem:

$$a_k = G^T \ddot{X}, \quad G = [1, x_k]^T, \quad (10)$$

gdzie wektor G określa położenie punktu K.

Na podstawie równania (2) wyznaczono przyspieszenie punktu K:

$$a_k = -G^T M^{-1} H(S+T) = a_0(t) + D^T T \quad (11)$$

gdzie oznaczono:

$$D^T := -G^T M^{-1} H, \quad a_0(t) := D^T S(U(t)) \quad (12)$$

Przyjęto wskaźnik komfortu w postaci:

$$\kappa(T, t) = |a_0(t) + D^T T| \quad (13)$$

Pierwsze zadanie optymalizacyjne doboru wektora sił tarcia jest w postaci:

$$T_K(t) \in \underset{T \in \Omega(V(t))}{\text{Arg min}} |a_0(t) + D^T T| \quad (14)$$

gdzie *Arg min* oznacza zbiór rozwiązań zadania, w którym minimalizowany funkcjonal jest wypukły, ale nie jest ściśle wypukły.

Szczegółowy opis metody i algorytmu sterowania opisany jest w pracy [2].

Drugim kryterium jest zmiana nacisków kół na nawierzchnię $\Delta Q_i = T_i + S_i$.

Jako wskaźnik zmiany nacisków kół przyjęto wyrażenie:

$$W(T, t) = \frac{1}{Q_{st}} \sqrt{\sum_{i=1}^2 (\Delta Q_i)^2} = \frac{1}{Q_{st}} \sqrt{\sum_{i=1}^2 (T_i + S_i)^2} \quad (15)$$

gdzie ΔQ_i ($i = 1, 2$) jest zmianą siły pod pojedynczym kołem pojazdu.

Miarą wskaźnika jest średnia kwadratowa zmian nacisków kół na nawierzchnię ΔQ_i w stosunku do nacisku statycznego $Q_{st} = mg$.

Rozwiązanie optymalizacyjne sił tarcia przy kryterium nacisków jest w postaci:

$$T_N(t) = \underset{T \in \Omega(V(t))}{\text{arg min}} \left\{ \frac{1}{Q_{st}} \sqrt{\sum_{i=1}^2 (T_i + S_i)^2} \right\} \quad (16)$$

gdzie *arg min* oznacza jednoznaczne rozwiązanie zadania, w którym minimalizowany funkcjonal jest ściśle wypukły.

Na podstawie zależności (14) i (16) otrzymano siłę tarcia dwukryterialną. Wpływ kryteriów komfortu i nacisku na siłę tarcia wyznaczany jest z zależności:

$$F(U(t), V(t)) := \alpha(t) \cdot T_K + (1 - \alpha(t)) \cdot T_N \quad (17)$$

gdzie α jest wagą kryterium.

Kryteria sterowania dobierane są w zależności od wielkości współczynnika wagi α , który zmienia się w zakresie $\alpha \in [0,1]$. Wówczas przy skrajnych warunkach dobór sił tłumienia np. przy $\alpha = 1$ odbywa się w oparciu o kryterium komfortu (14), natomiast dla $\alpha = 0$ w oparciu o kryterium nacisków (16).

5. BADANIA SYMULACYJNE DRGAŃ POJAZDU

Przedstawiony model pojazdu oraz algorytm sterowania zostały opisane w programie Matlab/Simulink [4].

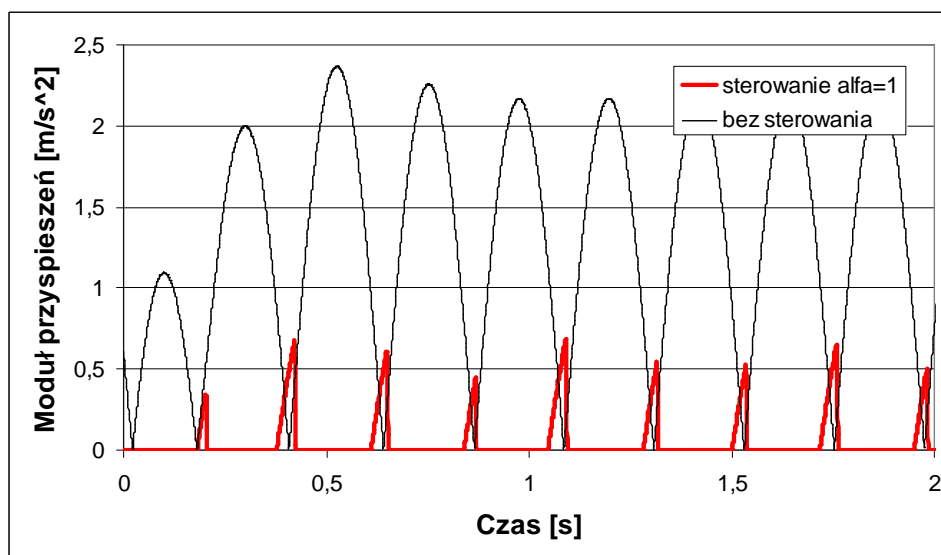
Przyjęto, że model pojazdu jest symetryczny i środek masy znajduje się w środku geometrycznym układu, wówczas $a_1 = a_2 = 1,6$ m. Natomiast punkt kontrolny K znajdował się w odległości $x_k = 0,5$ m od środka geometrycznego pojazdu. Układ mechaniczny o masie $m = 1200$ kg i sztywności sprężyn $k_1 = k_2 = 47500$ N/m, został wyposażony w sterowane tłumiki drgań PZ.

Badania zostały przeprowadzone przy sterowanym tłumieniu, gdzie zdefiniowano graniczne wartości bezwymiarowego współczynnika tłumienia $\gamma_{min} = 0,05$ i $\gamma_{max} = 3$, gdzie współczynnik tłumienia wynosi $c_{min} = 750$ Ns/m i $c_{max} = 45000$ Ns/m. W celach porównawczych wykonano badania bez sterowania siłą tłumienia przy bezwymiarowym współczynniku tłumienia $\gamma = 0,3$, gdzie współczynnik tłumienia $c_1 = c_2 = 4500$ Ns/m.

Układ mechaniczny został wymuszony kinematycznie:

$$\xi_i = \xi_0 \sin(\omega t + \beta_i), \quad \beta_1 = 0, \quad \beta_2 = 2\pi \left(\frac{a_1 + a_2}{L} \right) \quad (18)$$

gdzie wielkość L jest długością fali.



Rys.5. Przebieg modułu przyspieszeń punktu K dla sterowanego tłumienia i bez sterowania

Na rysunku 5 zostały przedstawione przykładowe wyniki symulacji przy kryterium komfortu, gdzie układ został wymuszony kinematycznie przy częstotliwości 2.25 Hz. Ocenę wpływu sterowania z uwzględnieniem kryterium komfortu jazdy dokonano na podstawie normy ISO-2631, gdzie oceniane są trzy parametry: komfort, uciążliwość i szkodliwość. Na podstawie wyników badań należy stwierdzić, że badany układ mechaniczny ze sterowaną siłą tarcia (zmiana siły tłumienia) charakteryzuje się pracą przy niższych wartościach amplitudy przyspieszeń. Dzięki temu czas ekspozycji w warunkach komfortu może być wydłużony zgodnie z przytoczoną normą z 6 min (układ bez sterowania) do 9 h (w układzie ze sterowaniem siłą tłumienia przy spełnieniu kryterium komfortu jazdy).

6. WNIOSKI

Wyniki przeprowadzonych badań wykazują jednoznacznie, że przy zastosowaniu w układach mechanicznych sterowanych tłumików o sterowanej charakterystyce można znacznie wydłużyć czas pracy w warunkach komfortu przy wykorzystaniu zaprezentowanego dwukryterialnego algorytmu optymalizacji. Wykazane zostało, iż możliwe jest zmniejszenie przyspieszeń pionowych wybranego punktu pojazdu oraz wydłużenie czasu jazdy w warunkach komfortu.

W pracy zaprezentowany został algorytm sterowania opierający się na wykorzystaniu i uwzględnieniu dwóch - w pewnym sensie przeciwstawnych - kryteriów zapewnienia komfortu jazdy i ograniczenia zmiany nacisków kół na powierzchnię drogi w stosunku do nacisku statycznego.

Zaprezentowana w pracy metoda rozwiązania zadania może być stosowana do modelowania pojazdów i maszyn, gdzie ograniczenie drgań odbywa się za pomocą sterowanych tłumików piezoelektrycznych.

W Instytucie Pojazdów Politechniki Warszawskiej wykonywany jest projekt finansowany przez Ministerstwo Nauki i Szkolnictwa Wyższego, w ramach którego prowadzone są prace związane z badaniem układów mechanicznych wyposażonych w sterowane tłumiki piezoelektryczne.

6. BIBLIOGRAFIA

- [1] Makowski M.: *Badanie wpływu sterowania tłumikiem magneto-reologicznym w zawieszeniu pojazdu samochodowego na komfort jazdy*, Rozprawa doktorska, Oficyna Wydawnicza Politechniki Warszawskiej, Warszawa 2008.
- [2] Grzesikiewicz W., Wakulicz A.: *Minimalizacja bezwzględnej wartości funkcjonu afinicznego na zbiorze w postaci kostki*. XXII Ogólnopolska Konferencja Polioptymalizacja i Komputerowe Wspomaganie Projektowania". Mielno 2004, 22-25 czerwca 2004.
- [3] Pietrzakowski M., *Active damping of transverse vibration using distributed piezoelectric elements*, Oficyna Wydawnicza Politechniki Warszawskiej, Warszawa 2004.
- [4] User's Guide Simulink , www.mathworks.com.