

Wiesław Grzesikiewicz, Michał Makowski

Instytut Pojazdów Politechnika Warszawska, ul. Narbutta 84, 02-524 Warszawa

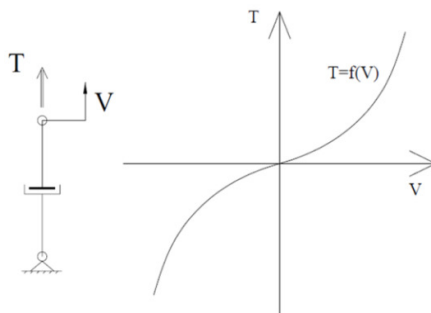
E-mail: wgr@simr.pw.edu.pl, michal.makowski@simr.pw.edu.pl

Symulacja drgań pojazdu wyposażonego w tłumiki magnetoreologiczne

1 Wprowadzenie

Podczas ruchu pojazdu powstają drgania nadwozia. Drgania te są wzbudzone przede wszystkim nierównościami drogi, a także siłami bezwładności i aerodynamicznymi działającymi na nadwozie. W efekcie tych drgań pogarsza się komfort jazdy, a także zwiększa się obciążenie dynamiczne konstrukcji pojazdu. Ponadto zmieniają się naciski kół na nawierzchnię drogi, co może przyczynić się do powstania poślizgu kół w czasie napędzania lub hamowania pojazdu [6].

Do ograniczenia drgań nadwozia są stosowane zwykle różnego rodzaju urządzenia rozpraszające energię, nazywane tłumikami drgań. W klasycznym tłumiku drgań, który jest często nazywany amortyzatorem – energia jest rozpraszana podczas przetłaczania cieczy roboczej przez szczeliny między komorami tłumika. Dyssypacyjne cechy takiego tłumika określa się za pomocą relacji (f) między siłą powstającą w tłumiku (T) a prędkością odkształcania (V). Na rysunku 1 pokazano schematyczną ilustrację tej relacji. Należy zaznaczyć, że moc rozpraszania (dyssypacji) energii w tłumiku wynosi $N_D = VT = Vf(V)$.

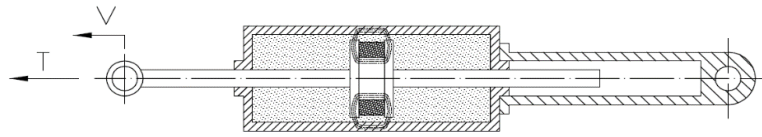


Rys. 1. Schematyczny wykres relacji $T = f(V)$ opisującej dyssypacyjną charakterystykę klasycznego tłumika drgań

Fig. 1. Schematic graph of the relation $T = f(V)$ describing the dissipative characteristic of the classical damper

Obecnie w pojazdach wyższej klasy coraz częściej są stosowane sterowane tłumiki drgań. Dyssypacyjne cechy takiego tłumika opisuje się za pomocą relacji parametrycznej, czyli zależącej również od parametru, który reprezentuje ustaloną wielkość fizyczną, za pomocą której można oddziaływać na przebieg procesu rozpraszania energii [3], [7], [8]. Wielkość tę będziemy nazywali sygnałem sterującym.

W niniejszej pracy zajmujemy się tłumikiem magnetoreologicznym, którego schemat konstrukcji pokazano na rysunku 2. W czasie posuwisto-zwrotnego ruchu tłoka ciecz robocza jest przetłaczana przez szczelinę między komorami. Cieczą roboczą jest zawiesina złożona z oleju i ferromagnetycznych cząsteczek o wymiarach mikronowych (0,1-2,5 μm) [5]. Na tłoku jest nawinięta cewka, przez którą przepływa prąd elektryczny indukujący pole magnetyczne w szczelinie. W efekcie działania tego pola na ciecz magnetoreologiczną (MR) zwiększa się opór przepływu cieczy przez szczelinę, przy czym ze wzrostem natężenia pola magnetycznego rośnie opór przepływu. Z tego opisu wynika, że w tłumiku MR sygnałem sterującym jest natężenie prądu elektrycznego płynącego przez cewkę.



Rys. 2. Schemat konstrukcji tłumika MR

Fig. 2. Schematic diagram of MR damper

Na rysunku 3 pokazano uproszczoną postać wykresu parametrycznej relacji opisującej dyssypacyjne cechy tłumika MR za pomocą wzoru:

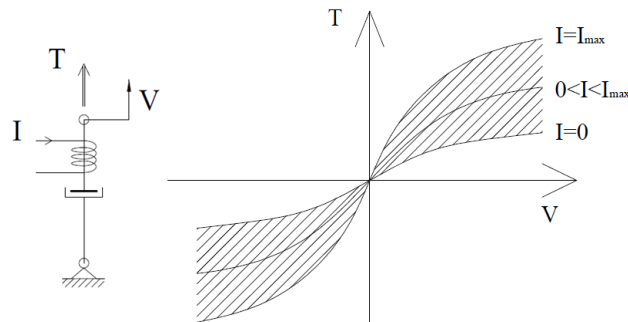
$$T = f(V; I), \quad I \in [0, I_{max}] . \quad (1)$$

Relację ze wzoru (1) można przedstawić także w postaci inkluzji:

$$T \in \vartheta(V), \quad \vartheta(V) = \{T \in R^1: T_{min}(V) \leq T \leq T_{max}(V)\}, \quad (2a)$$

gdzie

$$\begin{aligned} T_{min}(V) &= \begin{cases} f(V; 0), & \text{gdy } V \geq 0, \\ f(V; I_{max}), & \text{gdy } V < 0, \end{cases} \\ T_{max}(V) &= \begin{cases} f(V; I_{max}), & \text{gdy } V \geq 0, \\ f(V; 0), & \text{gdy } V < 0, \end{cases} \end{aligned} \quad (2b)$$



Rys. 3. Uproszczona postać wykresu parametrycznej relacji $T = f(V, I)$ opisującej dyssypacyjną charakterystykę tłumika MR

Fig. 3. Simplified form of the parametric graph of the relation $T = f(V, I)$ describing the dissipative MR damper

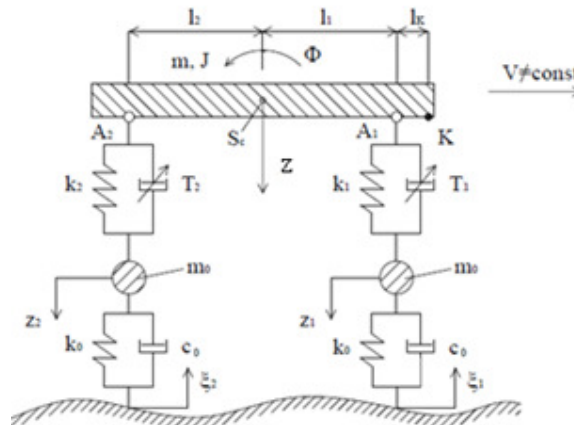
Z przytoczonych powyżej wzorów, a także z rysunku 3 wynika, że w tłumiku magnetoreologicznym dla zadanej prędkości odkształcenia (V) siła tarcia (T) może przybierać wartości z przedziału $[T_{min}(V), T_{max}(V)]$, a jej wartość zależy od sygnału sterującego, czyli natężenia prądu (I) płynącego przez cewkę, co jest opisane we wzorze (1).

W niniejszej pracy przyjmujemy, że sygnał sterujący jest wyznaczany tak, aby chwilowa siła tarcia ($T(t)$) miała wartość optymalną ze względu na przyjęty funkcjonal kryterialny.

W dalszych rozważaniach przedstawiony został opis rozpatrywanego modelu pojazdu oraz funkcjonalny kryterialny, a także wybrane wyniki symulacji drgań pojazdu.

2 Model pojazdu

W niniejszej pracy przyjmujemy model pojazdu służący do analizy drgań w płaszczyźnie pionowej. W celu uproszczenia opisu tych drgań zakładamy, że sprężyste elementy podwozia pojazdu mają liniowe charakterystyki oraz że koła nie odrywają się od nawierzchni drogi. Na rysunku 4 przedstawiono schemat układu mechanicznego, który przyjęto jako model pojazdu. Model ten umożliwia analizowanie: płaskiego ruchu nadwozia, opisanego współrzędnymi Z , Φ , pionowych przemieszczeń kół obu osi z_1 , z_2 .



Rys. 4. Schemat układu mechanicznego, który przyjęto jako model pojazdu; S_c – środek masy

Fig. 4. Schematic diagram of mechanical system, which was adopted as vehicle model; S_c - is the center of mass

W modelu tym odwzorowano zasadnicze właściwości konstrukcji pojazdu mające wpływ na rozpatrywane drgania: inercję nadwozia; sprężysto-dyssypacyjne cechy zawieszenia; inercję koła i elementów prowadzenia koła; cechy opony. Na rysunku zaznaczono współrzędne Z , Φ , z_1 , z_2 , ξ_1 , ξ_2 , które wybrano do opisu ruchu prezentowanego układu. Należy zaznaczyć, że gdy pojazd jest w równowadze, to wartości wszystkich wymienionych zmiennych są równe zero. Równania drgań rozpatrywanego układu formułujemy w następującej postaci:

$$m\ddot{Z} + (S_1 + T_1) + (S_2 + T_2) = 0, \quad (3a)$$

$$J\ddot{\Phi} + [-l_1(S_1 + T_1) + l_2(S_2 + T_2)] = M, \quad (3b)$$

$$m_0\ddot{z}_1 - (S_1 + T_1) + (S_{01} + T_{01}) = 0, \quad (3c)$$

$$m_0\ddot{z}_2 - (S_2 + T_2) + (S_{02} + T_{02}) = 0, \quad (3d)$$

gdzie $S_i, T_i, i = 1, 2$ – siły sprężysto-dyssypacyjne działające między i -tą osią i nadwoziem pojazdu, takie że:

$$S_i = k_i U_i, \quad T_i = f(V_i; I_i), \quad i = 1, 2, \quad (4a)$$

$$S_{0i} = k_0 U_{0i}, \quad T_{0i} = c v_{0i}, \quad i = 1, 2, \quad (4b)$$

jeśli

$$U_1 = Z - l_1 \Phi - z_1, \quad U_2 = Z + l_2 \Phi - z_2, \quad (4c)$$

$$V_1 = \dot{Z} - l_1 \dot{\Phi} - \dot{z}_1, \quad V_2 = \dot{Z} + l_2 \dot{\Phi} - \dot{z}_2, \quad (4d)$$

$$u_{0i} = z_i - \xi_i, \quad v_{0i} = \dot{z}_i + \dot{\xi}_i, \quad i = 1, 2, \quad (4e)$$

a ponadto oznaczono:

$\xi_i, i = 1, 2$ – wartość funkcji opisującej wysokość nierówności nawierzchni pod kołem; $k_i, i = 1, 2$ – sztywność sprężyn przedniej ($i = 1$) lub tylnej ($i = 2$) osi; k_0, c_0 – sprężyste i dyssypacyjne parametry opony; M – moment siły bezwładności działający na nadwozie pojazdu podczas przyspieszania lub hamowania; m – masa nadwozia pojazdu; J – moment bezwładności nadwozia względem osi Y ; m_0 – zredukowana masa koła obejmująca koło oraz elementy prowadzenia koła.

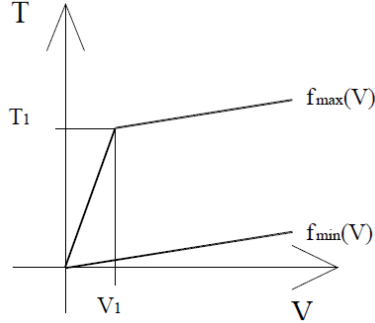
Na podstawie rozwiązania zadania (3) można wyznaczyć przebiegi sił ($S_i + T_i$) działających między osią i nadwoziem, a także siły nacisku kół na nawierzchnię drogi ($S_{0i} + T_{0i}$) oraz przyspieszenie wybranych punktów nadwozia, na przykład w punktach leżących nad osią przednią lub tylną.

3 Wyznaczenie rozwiązania zadania dynamiki

3.1 Analiza parametrów modelu

Rozpatrujemy przykład symulacji drgań dotyczący średniego samochodu osobowego o łącznej masie około 1300 kg, w tym: masa nadwozia $m = 1250$ kg, zredukowana masa koła $m_0 = 25$ kg. Moment bezwładności nadwozia $J = m\rho^2$, $\rho = 1,15$ m. Wymiary określające położenie osi kół względem środka masy nadwozia $l_1 = 1,4$ m, $l_2 = 1,45$ m. Sztywności sprężyn przedniej i tylnej osi $k_1 = k_2 = 14,5 \cdot 10^3$ N/m, sprężysto-dyssypacyjne parametry koła $k_0 = 2 \cdot 10^5$ N/m, $c_0 = 5 \cdot 10^5$ Ns/m.

Przyjmujemy, że pojazd porusza się po nierównej drodze, której nierówność jest opisana funkcją zależącą od długości drogi s , $\xi = \xi_0 \sin 2\pi \frac{s}{L}$, gdzie $\xi_0 = 5$ mm – amplituda nierówności, $L = 12$ m – długość fali nierówności.



Rys. 5. Zewnętrzna charakterystyka tłumika MR określona parametrami: T_1 , V_1 , c_{min}

Fig. 5. External characteristic of MR damper described by parameters: T_1 , V_1 , c_{min}

Teraz przedstawimy proponowany opis charakterystyki tłumika MR określony za pomocą dwóch funkcji f_{max} oraz f_{min} przedstawionych na rysunku 5 [6].

$$f_{min}(V) = c_{min}V, \quad f_{max}(V) = \begin{cases} c_{max}V, & \text{gdy } V < V_1, \\ T_1 + c_1(V - V_1), & \text{gdy } V > V_1, \end{cases} \quad (5)$$

jeśli

$$T_1 = 200 \text{ N}, \quad V_1 = 7.5 \text{ mm/s}, \quad c_{max} = \frac{T_1}{V_{max}}, \quad c_1 = 800 \text{ Ns/m}, \quad c_{min} = 420 \text{ Ns/m};$$

Na podstawie wzoru (5) ustalamy funkcje opisującą przedział dopuszczalnych wartości siły T , wymieniony we wzorze (2)

$$T_{min}(V) = \begin{cases} f_{min}(V), & \text{gdy } V > 0, \\ -f_{max}(-V), & \text{gdy } V < 0, \end{cases} \quad (6a)$$

$$T_{max}(V) = \begin{cases} f_{max}(V), & \text{gdy } V > 0, \\ -f_{min}(-V), & \text{gdy } V < 0, \end{cases} \quad (6b)$$

przy czym prędkość V należy obliczyć według wzorów (4d).

Drgania pojazdu mającego tłumiki MR będą porównywane z drganiami pojazdu z klasycznymi tłumikami, których charakterystykę opisuje funkcja nieliniowa:

$$T(V) = f_k(V); \quad f_k(V) = \begin{cases} c_1V, & \text{gdy } V > 0, \\ c_2V, & \text{gdy } V < 0, \end{cases} \quad (7)$$

gdzie

$$c_1 = 1000 \text{ Ns/m}, \quad c_2 = 2.5 \cdot c_1.$$

3.2 Optymalny wybór siły tarcia

Zastosowanie tłumika MR stwarza możliwość wyboru optymalnej wartości siły tarcia ze względu na intensywność drgań. Wybór ten dokonuje się ze zbioru sił określonego we wzorze (2). Dla dwóch sił, które są rozpatrywane w niniejszej pracy, opis tego zbioru przedstawiony jest w postaci:

$$\Omega(V) = \{T \in R^2: T_{min}(V_i) \leq T_i \leq T_{max}(V_i), \quad i = 1, 2\}. \quad (8)$$

Do wyboru sił działających w tłumikach przyjmuje się różne funkcjonały kryterialne [1], [2], [4], [6]. W niniejszej pracy rozpatrzmy trzy funkcjonały charakteryzujące przyspieszenie nadwozia pojazdu lub siły wzbudzające drgania. Argumentem tych funkcjonałów są siły powstające w tłumikach MR. Poniżej określimy te funkcjonały dla rozpatrywanego modelu pojazdu (rys. 4). Przyspieszenie nadwozia charakteryzujemy za pomocą sumy kwadratów przyspieszenia dwóch punktów A_1 i A_2 zaznaczonych na rysunku 4; przyspieszenia te wyznaczamy ze wzorów (2b) i (2c):

$$a_1 = \ddot{Z} - l_1 \ddot{\Phi}, \quad a_2 = \ddot{Z} + l_2 \ddot{\Phi}, \quad (9)$$

a po wykonaniu stosownych przekształceń otrzymujemy wektor przyspieszenia $a \in R^2$:

$$a = -AT + F, \quad a = \begin{bmatrix} a_1 \\ a_2 \end{bmatrix}, \quad A = \begin{bmatrix} A_{11} & A_{12} \\ A_{21} & A_{22} \end{bmatrix}, \quad T = \begin{bmatrix} T_1 \\ T_2 \end{bmatrix}, \quad F = \begin{bmatrix} F_1 \\ F_2 \end{bmatrix}, \quad (10a)$$

gdzie:

$$A_{11} = \frac{1}{m} + \frac{l_1^2}{J}, \quad A_{12} = A_{21} = \frac{1}{m} - \frac{l_1 l_2}{J}, \quad A_{22} = \frac{1}{m} + \frac{l_2^2}{J}, \quad (10b)$$

$$F_1 = -\frac{1}{m}(S_1 + S_2) + \frac{l_1}{J}(-M_y - l_1 l S_1 + l_2 S), \quad (10c)$$

$$F_2 = -\frac{1}{m}(S_1 + S_2) - \frac{l_2}{J}(-M_y - l_1 l S_1 + l_2 S). \quad (10d)$$

Pierwszy rozważany funkcjonał kryterialny ma postać:

$$\mathcal{K}^{(1)}(T) = \frac{1}{2} a^T a = \frac{1}{2} T A^T A T - 2 F^T A T + \frac{1}{2} F^T F, \quad (11)$$

a zadanie optymalizacyjne sprowadza się do wyznaczenia wektora sił $T^{(1)}(t) \in R^2$ takiego, że:

$$T^{(1)}_{opt}(t) = \arg \min_{T \in \Omega(V(t))} \mathcal{K}^{(1)}(T), \quad t \in [0, t_{end}]. \quad (12)$$

Wektor $T^{(1)}(t)$ wyznacza w każdej chwili siły, dla których funkcjonał (11) osiąga najmniejszą wartość w zbiorze $\Omega(V(t))$. Z przedstawionej wyżej charakterystyki zadania wynika, że funkcjonał $\mathcal{K}^{(1)}$ jest ściśle wypukły, również zbiór ograniczeń Ω jest wypukły; to oznacza, że zadanie (12) ma jedno rozwiązanie.

Za pomocą drugiego funkcjonału kryterialnego określamy intensywność wzbudzania drgań nadwozia. W tym przypadku przyjmujemy:

$$\mathcal{K}^{(2)}(T) = \frac{1}{2} (T + S)^T (T + S), \quad (13)$$

gdzie $T \in R^2$ – wektor sił działających w tłumikach MR zaznaczonych na rysunku 4, $S \in R^2$ – wektor sił działających w sprężynach zaznaczonych na rysunku 4.

Zadanie optymalizacji funkcjonału $\mathcal{K}^{(2)}$ ma postać analogiczną do zadania (12), czyli:

$$T^{(2)}_{opt}(t) = \arg \min_{T \in \Omega(V(t))} \mathcal{K}^{(2)}(T). \quad (14)$$

Zadanie (14) również posiada jednoznaczne rozwiązanie.

W pracach [3], [6] analizowano funkcjonal kryterialny, który wyznacza bezwzględną wartość przyspieszenia wybranego punktu nadwozia K:

$$a_K = \ddot{Z} - l_K \ddot{\Phi}, \quad (15)$$

gdzie l_K – współrzędna określająca położenie punktu K (rys. 4); funkcjonal ten ma postać:

$$\mathcal{K}^{(3)}(T) = |a_K| = |D^T T + d|, \quad (16)$$

jeśli $D \in R^2$ oraz $d \in R^1$ są określone analogicznymi wzorami do (10):

$$\begin{aligned} D_1 &= -\frac{1}{m} - \frac{l_K l_1}{J}, & D_2 &= -\frac{1}{m} + \frac{l_K l_2}{J}, \\ d &= -\frac{1}{m}(S_1 + S_2) + \frac{l_K}{J}(-M_y - l_1 S_1 - l_2 S_2). \end{aligned} \quad (17)$$

Funkcjonal $\mathcal{K}^{(3)}$ nie jest ściśle wypukły, co oznacza że zadanie optymalizacyjne może mieć niejednoznaczne rozwiązanie, co opisujemy relacją:

$$T^{(3)}_{opt}(t) \in \underset{T \in \Omega(V(t))}{\text{Arg min}} \mathcal{K}^{(3)}(T). \quad (18)$$

Ze względu na brak miejsca nie przedstawiamy opisów metod wyznaczania rozwiązań zadań (12), (14) oraz (18).

Należy zaznaczyć, że wymienione zadania optymalizacyjne dotyczą płaskiego modelu pojazdu (rys. 4), w którym tłumienie drgań opisuje się za pomocą dwóch sił.

W pracy rozpatrujemy wpływ postaci funkcjonałów kryterialnych – opisanych we wzorach (11), (12) i (16) – na intensywność drgań pojazdu. Do oceny intensywności drgań pojazdu przyjmujemy dwa wskaźniki całkowite:

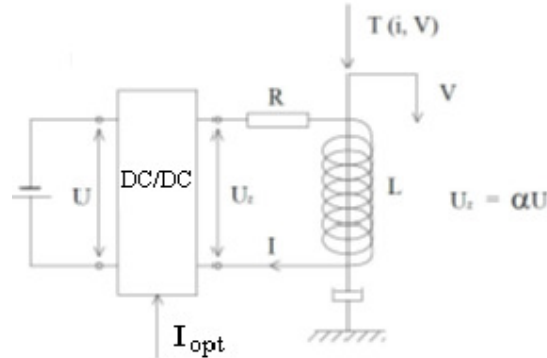
$$W_1 = \left\{ \int_0^{t_{end}} [a_1^2(t) + a_2^2(t)] dt \right\}^{\frac{1}{2}}, \quad (19a)$$

$$W_2 = \left\{ \int_0^{t_{end}} [N_1^2(t) + N_2^2(t)] dt \right\}^{\frac{1}{2}}, \quad (19b)$$

gdzie a_1, a_2 – przyspieszenia dwóch punktów nadwozia opisane we wzorach (9), (10); N_1, N_2 – naciski kół na nawierzchnię takie, że $N_i(t) = (S_{0i}(t) + T_{0i}(t))/Q_{0i}, i = 1, 2$, jeśli S_{0i}, T_{0i} opisano we wzorze (4b), a Q_{0i} – jest statycznym naciskiem koła. Wskaźnik W_1 wyznacza normę funkcji opisującej przyspieszenie nadwozia w trakcie symulowanego ruchu pojazdu, natomiast W_2 wyznacza normę funkcji opisującej odchylenia nacisków kół od nacisku statycznego. Z przyjętych definicji wskaźników W_1, W_2 wynika, że im mniejsze są ich wartości, tym drgania są mniej intensywne, a naciski kół mniej się zmieniają.

Efekt zastosowania tłumików MR będziemy oceniać na podstawie porównania wartości wskaźników W_1, W_2 uzyskanych dla pojazdu mającego tłumiki MR z wartościami uzyskiwanymi dla pojazdu z tłumikami klasycznymi.

3.3 Sterowanie zestawem tłumików MR



Rys. 6. Układ zasilania cewki tłumika MR

Fig. 6. Power supply of MR damper coil

W rozdziale 3.2 przedstawiono zadania opisujące wybór optymalnych wartości sił, które powinny powstać w tłumikach MR. Jak już wcześniej wspomniano, aby uzyskać siłę o ustalonej wartości, należy cewkę tłumika MR (rys. 3) zasilić odpowiednim prądem, którego natężenie wynika ze wzoru (1) opisującego charakterystykę tłumika MR. Na tej podstawie uzyskujemy wartość natężenia prądu realizującą zadaną wartość siły w tłumiku MR

$$I_{opt} = \varphi(T_{opt}; V), \quad I_{opt} \in [0, I_{max}], \quad (20)$$

jeśli T_{opt} – wartość siły wyznaczona w zadaniu optymalizacyjnym.

Na rysunku 6 przedstawiono schemat zasilania cewki tłumika MR. Cewka ta o parametrach R, L jest zasilana napięciem U_z , którego wartość steruje przekształtnik DC/DC na podstawie sygnału elektrycznego o wartości I_{opt} . Zakładamy, że ten sygnał dociera do przekształtnika w postaci funkcji schodkowej, to znaczy że wartość tego sygnału zmienia się 100 razy na sekundę. Równanie prądu zasilającego cewkę ma postać:

$$L\dot{I} + RI = R\Pi(I_{opt}), \quad (21)$$

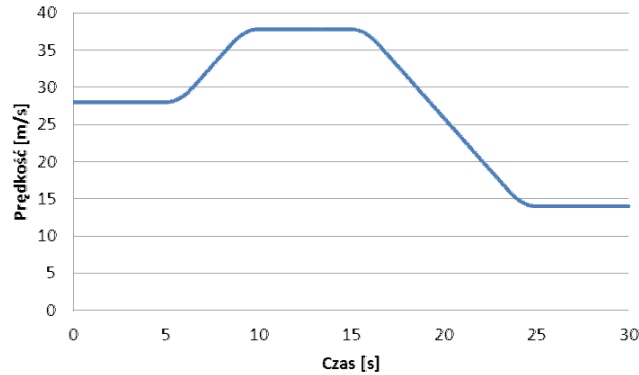
gdzie: Π – symbol przekształtnika funkcji ciągłej w schodkową.

Z powyższego równania wynika, że wartość prądu zasilającego cewkę nie jest równa wartości ustalonej we wzorze (20), czyli $I \neq I_{opt}$, czyli w tłumiku MR optymalna wartość siły jest realizowana w przybliżeniu, to znaczy, że zamiast $T_{opt} = f(V, I_{opt})$ powstaje siła $T = f(V, I)$, gdzie wartość I jest określona równaniem (21).

4 Wyniki symulacji

Wykonano symulacje drgań pojazdu (rys. 4) dla trzech metod wyboru sił w tłumikach MR oraz dla tłumika z klasyczną charakterystyką. We wzorach (11), (13) i (16) opisano funkcjonały, według których ustalono optymalne wartości sił tarcia T_{opt} w tłumikach MR. Na tej podstawie były ustalone sygnały sterujące przekształtnikami napięcia

zasilającego cewki tłumików MR, co opisano w punkcie 3.3, gdzie również zwrócono uwagę, że wartości sił tarcia działających w tłumikach MR są w przybliżeniu równe wartościom optymalnym.



Rys. 7. Przebieg prędkości pojazdu

Fig. 7. Characteristic of vehicle speed

Na rysunku 7 pokazano przebieg prędkości pojazdu, w czasie którego pojazd przyspieszał lub hamował z przyspieszeniem $2,8 \text{ m/s}^2$.

Jak już wspomniano, do oceny intensywności drgań pojazdu użyto dwa wskaźniki opisane we wzorach (19). W tabeli 1 zestawiono wartości tych wskaźników uzyskane dla opisanych czterech metod doboru sił w tłumikach drgań.

Tab. 1. Wartości wskaźników W_1 oraz W_2

Nazwa kryterium	$\mathcal{K}^{(1)}$	$\mathcal{K}^{(2)}$	$\mathcal{K}^{(3)}$	klasyczny
Wskaźnik W_1	1,58	2,56	2,02	3,02
Wskaźnik W_2	0,455	0,465	0,464	0,476

Uzyskane wyniki symulacji wskazują, że dzięki zastosowaniu tłumików MR można uzyskać istotne zmniejszenie intensywności drgań pojazdu, co wynika z analizy wartości wskaźnika W_1 , zamieszczonych w tabeli 1. Z analizy tej wynika również, że siły tarcia o wartościach ustalonych według pierwszego kryterium $\mathcal{K}^{(1)}$ najskuteczniej zmniejszają przyspieszenia nadwozia.

4 Zakończenie

W pracy przedstawiono rozpatrywanie pojazdu wyposażonego w tłumiki MR przy użyciu płaskiego modelu pojazdu. Analizowano wpływ postaci funkcjonału kryterialnego – według którego są wyznaczane siły w tłumikach MR – na wskaźniki charakteryzujące intensywność drgań pojazdu podczas ruchu nieustalonego. Uzyskane wyniki wskazują, że dla sił wybranych według funkcjonału kryterialnego $\mathcal{K}^{(1)}$ istotnie zmniejszyła się wartość wskaźnika charakteryzującego przyspieszenia nadwozia W_1

w stosunku do wartości wskaźnika ustalonej dla tłumika klasycznego. W przypadku wskaźnika charakteryzującego zmiany nacisku kół na nawierzchnię W_2 efekty wynikające z zastosowania tłumika MR nie są znaczące, co wynika z symulacji zamieszczonych w tabeli 1. Brak tych efektów jest – naszym zdaniem – spowodowany niestacjonarnym przebiegiem prędkości (rys. 7). W trakcie takiego przejazdu na nadwozie działa siła bezwładności podczas przyspieszania lub hamowania pojazdu; w rezultacie tego następuje wyraźna zmiana nacisków kół, czego nie można zmienić za pomocą tłumików MR.

Zasadniczym uproszczeniem w prezentowanych rozważaniach jest przyjęcie płaskiego modelu pojazdu. W kolejnych pracach będzie analizowane analogiczne zagadnienie drgań pojazdu wyposażonego w tłumiki MR, ale przy użyciu modelu przestrzennego, w którym należy wyznaczyć cztery siły tłumiące drgania. To oznacza, że przedstawione wyżej zadania optymalizacyjne są bardziej złożone, a ich rozwiązanie wymaga większej ilości obliczeń numerycznych; dotyczy to zwłaszcza zadania (12). W badaniach symulacyjnych takiego modelu będą rozpatrywane dodatkowe siły działające na nadwozie: odśrodkowa siła bezwładności, siły aerodynamiczne, wywołane sterowanymi płytami.

Literatura

1. Carlson, J. D.; Goncalves, F., Controllable Fluids Come of Age, 11th International Conference on New Actuators/5th International Exhibition on Smart Actuators and Drive, Conference Proceedings Book Series: *Actuator-International Conference and Exhibition on New Actuators and Drive Systems*, 2008, pp. 477-480
2. Duysinx, P., Bruls, O., Collard, J. F., Fiset, P., Lauwerys, J. S., Optimization of mechatronic systems: application to a modern car equipped with a semi-active suspension. *6th World Congresses of Structural and Multidisciplinary Optimization*, Rio de Janeiro, Brazil, 30 May - 03 June 2005
3. Grzesikiewicz W., Wakulicz A.: Tłumienie drgań pojazdu sterowanymi amortyzatorami. *Poliptymalizacja i Komputerowe Wspomaganie Projektowania*, Mielno 2004
4. Jazar R. N.: *Vehicle Dynamics*. Springer 2008
5. Ławniczak A., Milecki A.: *Ciecze elektro- i magnetoreologiczne oraz ich zastosowanie w technice*. Wydawnictwa Politechniki Poznańskiej, Poznań 1999
6. Makowski M.: Badanie wpływu sterowania tłumikiem magnetoreologicznym w zawieszeniu pojazdu samochodowego na komfort jazdy. *Rozprawa doktorska*. Oficyna Wydawnicza Politechniki Warszawskiej, Warszawa 2008
7. Makowski M., Knap L., Grzesikiewicz W.: Reduction of vehicle body vibrations with piezoelectric dampers. *ZN Instytutu Pojazdów* 5/2011, Warszawa 2011, s. 95-102, ISSN 1642-347X
8. Makowski M., Zając M., Pokorski J.: Badanie wpływu sterowania tłumików magnetoreologicznych na zmniejszenie obciążeń dynamicznych kół pojazdu patrolowego. *ZN Instytutu Pojazdów* 3/2011, Warszawa 2011, s. 37-48, ISSN 1642-347X

Streszczenie

Rozważany jest semiaktywny układ sterowania drgań pojazdu wyposażonego w magnetoreologiczne (MR) tłumiki drgań. Przedstawiono opis płaskiego modelu pojazdu oraz opis algorytmu wyznaczania sygnałów sterujących tłumikami MR. Zamieszczono wybrane wyniki symulacji drgań pojazdu podczas nieustalonego ruchu z dużą prędkością. Prezentowane wyniki symulacji zawierają porównanie drgań pojazdu mającego sterowane tłumiki MR z drganiami pojazdu wyposażonego w klasyczne tłumiki. Do oceny drgań pojazdu wybrano dwa wskaźniki charakteryzujące: przyspieszenie nadwozia oraz zmienność nacisku kół na nawierzchnię drogi.

Słowo kluczowe: tłumiki magnetoreologiczne, badania symulacyjne, układ sterowania, model pojazdu.

Simulation of vibration of the vehicle equipped with magnetorheological dampers

Summary

In this paper a semiactive control system of vibration of a vehicle equipped with magnetorheological dampers (MR) is considered. There is description of a 2D model of a vehicle and the algorithm for determining MR control signals. The selected results of vehicle vibration simulations during transient high speed motion are presented. The presented simulation results provide a comparison of vehicle vibration with controlled MR dampers and vehicle classical dampers. To evaluate vibration of the vehicles there are two criterions selected: body vertical accelerations and variation of the value of vertical wheel forces.

Keywords: magneto-rheological damper, numerical investigation, control system, vehicle model.

Projekt został sfinansowany ze środków Narodowego Centrum Badań i Rozwoju w ramach projektu PBS3/B6/34/2015015.

