

SYMULACYJNE I EKSPERYMENTALNE BADANIA ADAPTACYJNEGO STEROWANIA TŁUMIENIEM ZAWIESZENIA W ZALEŻNOŚCI OD CZĘSTOTLIWOŚCI SINUSOIDALNEGO WYMUSZENIA KINEMATYCZNEGO

GRZEGORZ ŚLASKI¹

Politechnika Poznańska

Streszczenie

W artykule przedstawiono koncepcję adaptacyjnego sterowania tłumieniem w zawieszeniu, którego celem jest minimalizacja funkcji wzmocnienia zawieszenia w zależności od częstotliwości sinusoidalnego wymuszenia kinematycznego. Sterowanie to oparte jest na zależności przebiegu funkcji wzmocnienia odpowiedzi układu zawieszenia od wartości tłumienia oraz częstotliwości wymuszenia. Relacja ta powoduje, że w zależności od przedziałów częstotliwości wymuszenia, wartości funkcji wzmocnienia osiągają swoje najmniejsze wartości raz dla tłumienia największego, a raz dla najmniejszego. Odpowiednia zmiana poziomu tłumienia pozwala uzyskać minimum przebiegu funkcji wzmocnienia łączącego jej fragmenty dla najmniejszego i największego dostępnego poziomu tłumienia.

W artykule przedstawiono ideę omawianej koncepcji, algorytm jej praktycznej realizacji oraz wyniki badań jego zastosowania w modelu matematycznym zawieszenia ćwiartki samochodu oraz wykorzystania go do sterowania zmianą poziomu tłumienia fizycznego modelu zawieszenia ćwiartki samochodu współpracującego z elektrohydraulicznym wzbudnikiem drgań. Techniczna realizacja koncepcji sterowania wykazała istotne znaczenie składowego algorytmu rozpoznawania częstotliwości wymuszenia, dla którego zaproponowano autorskie rozwiązanie.

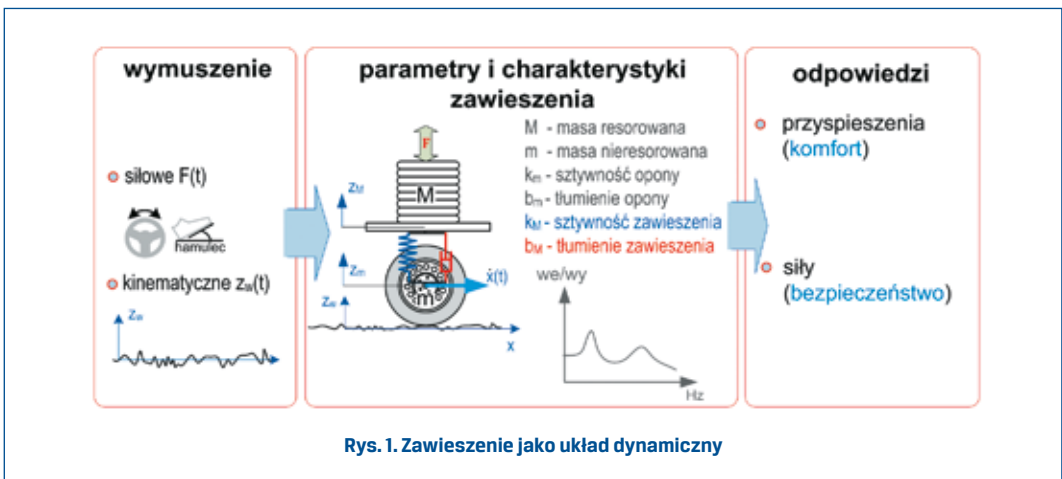
Uzyskane w efekcie przeprowadzonych badań wyniki potwierdzają słuszność przyjętej koncepcji sterowania, a prowadzone prace badawcze ujawniły szczegółowe obszary problemowe związane z aktualnym wyborem kryterium sterowania, wpływającym na dobór punktów przełączania tłumienia.

Słowa kluczowe: dynamika zawieszenia samochodu, sterowanie zmiennym tłumieniem w zawieszeniu

¹ Politechnika Poznańska, Instytut Maszyn Roboczych i Pojazdów Samochodowych, ul. Piotrowo 3, 60-965 Poznań, e-mail: grzegorz.slaski@put.poznan.pl, tel. 61 665 22 22

1. Wstęp – zadania i charakterystyki zawieszenia

W celu minimalizacji wpływu nierówności dróg na powstawanie drgań nadwozi pojazdów samochodowych, oddziaływających na pasażerów i ładunek, stosuje się dwustopniowy system izolacji w postaci ogumienia pneumatycznego oraz zawieszenia. W zawieszeniach wyszczególnić można elementy wodzące, sprężyste i tłumiące. Dla dynamiki pionowej znaczenie mają przede wszystkim charakterystyki sztywności i tłumienia zawieszenia oraz opony. Muszą one być dobrane tak, by ukształtować w pożądany sposób charakterystyki dynamiczne zawieszenia. Charakterystyki te opisują w funkcji częstotliwości sposób przekształcania wymuszeń oddziaływających na zawieszenie na odpowiedzi, które stanowią podstawę oceny zawieszenia w aspekcie bezpieczeństwa i komfortu. Ilustruje to rys. 1, który uwzględnia także inne wymuszenia zewnętrzne – wymuszenia siłowe [10].



Wymuszenia siłowe wynikają z sił bezwładności, które są efektem zmian w dynamice wzdłużnej i poprzecznej samochodu, wywołanych manewrami kierowcy realizowanymi za pomocą urządzeń sterowania pojazdem. Najczęściej występującymi wymuszeniami są jednak wymuszenia kinematyczne, wynikające z przejazdu samochodu po nierównościach nawierzchni drogi z różnymi prędkościami.

Odpowiedzi samochodu na towarzyszące jeździe wymuszenia kinematyczne zależą głównie od charakterystyk zawieszenia. Wśród wielu odpowiedzi, będących zmiennymi opisującymi dynamikę pionową samochodu, najistotniejsze są te, których wartości związane są z oceną komfortu lub bezpieczeństwa. Komfort może być oceniany poprzez analizę przyspieszeń nadwozia/siedziska oddziaływających na kierowcę/pasażera. Bezpieczeństwo ocenia się poprzez analizę nacisku pionowego kół na nawierzchnię drogi, zmieniającego się dynamicznie podczas jazdy. Związane jest to ze znaczeniem tej wielkości dla wywołania potencjału sił stycznych – sił przyczepności istotnych dla zachowania przez kierowcę kontroli nad dynamiką wzdłużną i poprzeczną samochodu.

Charakterystyki dynamiczne kształtowane są przez dobór wszystkich parametrów/

charakterystyk układu zawieszenia, jednak ze względów praktycznych konstruktor ma największe możliwości w zakresie doboru charakterystyk sztywności elementu sprężystego zawieszenia oraz charakterystyki tłumienia amortyzatora. Dobór mas nadwozia i masy nieresorowanej jest zależny często od innych czynników konstrukcyjnych – sumy mas innych elementów, nadwozia i elementów układu jezdnego, napędowego i hamulcowego [4].

W zawieszeniach powszechnie wykorzystywanych we współczesnych samochodach dobór charakterystyk elementów sprężystych i tłumiących jest realizowany na etapie konstruowania samochodu i są one w założeniu stałe w całym okresie eksploatacji (mogą ulegać zmianom wskutek zużycia eksploatacyjnego, ale jest to zjawisko wykrywane w ramach kontroli stanu technicznego i teoretycznie jego skutki są niwelowane w procesie napraw).

Dobór charakterystyk jest uwarunkowany takimi czynnikami, jak:

- poziom wymuszeń kinematycznych – wynikający z rodzaju nawierzchni i prędkości jazdy po niej,
- poziom wymuszeń siłowych – wynikający z intensywności zmian zmiennych dynamiki wzdłużnej i poprzecznej,
- zmienność parametrów układu dynamicznego samochodu – przede wszystkim zmienność masy resorowanej związana ze zmiennością eksploatacyjnego obciążenia samochodu, ale także zmienność ciśnienia powietrza w oponach.

Czynniki te są zmienne podczas całego okresu eksploatacji samochodu i to w dosyć szerokich granicach [8,12], co znacząco utrudnia dobór jednej optymalnej wartości charakterystyk sztywności i tłumienia.

Z tego powodu już w okresie stosowania amortyzatorów ciernych (lata 1910-25 [2]) zaczęto stosować możliwość nastawiania siły tłumienia przez kierowcę, powierzając mu zadanie podejmowania decyzji o najlepszej w danych warunkach nastawie poziomu tłumienia amortyzatora.

Późne lata osiemdziesiąte, a praktycznie koniec lat 90. i pierwsza dekada XXI wieku to okres rozwoju amortyzatorów o nastawialnym tłumieniu, sterowanych elektronicznie [2,5]. Ich obecność na rynku jest impulsem do rozwijania metod sterowania, pozwalających wykorzystać zmienność nastaw tłumienia dla poprawy komfortu i bezpieczeństwa jazdy. Metody automatycznego sterowania poziomem tłumienia można podzielić na półaktywne i adaptacyjne [3]. Pierwsze można wykorzystać najczęściej w ograniczonym zakresie częstotliwości ze względu na czas reakcji amortyzatora na sterowanie, drugie w szerszym zakresie, również, gdy czas reakcji amortyzatora nie pozwala na realizację strategii półaktywnych.

W niniejszym artykule przedstawiono koncepcję sterowania adaptacyjnego dostosowującego tłumienie do częstotliwości wymuszenia kinematycznego dla poprawy komfortu i bezpieczeństwa.

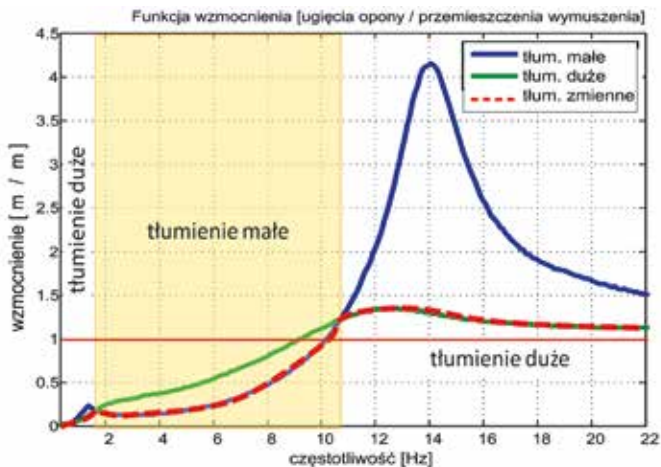
2. Koncepcja sterowania poziomem tłumienia adekwatnie do częstotliwości wymuszenia

Opisana w niniejszym artykule koncepcja sterowania poziomem tłumienia zakłada adaptację charakterystyk dynamicznych układu zawieszenia w taki sposób, aby otrzymywać minimum funkcji wzmocnienia w aktualnych warunkach wymuszenia. Koncepcja tego sterowania wynika z analizy przebiegów funkcji wzmocnienia dla wysokiego i niskiego poziomu tłumienia – skrajnych poziomów dostępnych w ramach zakresu zmienności charakterystyki tłumienia amortyzatora. Przebiegi te wykazują dla niskiego poziomu tłumienia korzystniejsze wartości dla obszarów poza częstotliwościami rezonansowymi, a dla wysokiego – tylko w obszarze częstotliwości rezonansowych.

Tę właściwość układu zawieszenia można poprawić, stosując zmianę poziomu tłumienia adekwatną do aktualnej częstotliwości wymuszenia. Koncepcja taka najlepiej sprawdzi się dla wymuszeń harmoniczných, dla poliharmoniczných lub losowych w mniejszym stopniu – w szczególności wtedy, gdy można wyodrębnić dominującą częstotliwość. O koncepcji takiej regulacji dla komfortu siedziska operatora maszyny wspomniano w pracy [1], nie przedstawiając jednak jej realizacji.

Dodatkowo zasadnym jest uwzględnienie także kryterium amplitudy, gdyż odpowiedź samochodu na wymuszenia kinematyczne jest zależna nie tylko od charakterystyk dynamicznych zawieszenia, ale także od wymuszenia i w przypadku niewielkich wartości amplitud wymuszenia wskazanym może być zastosowanie niskiej wartości tłumienia.

Ogólną ideę powyżej przedstawionej koncepcji zilustrowano na rys. 2, dla wybranej funkcji wzmocnienia ugięć opony, związanej z oceną bezpieczeństwa, co wynika z proporcjonalności w zakresie liniowym pracy zawieszenia, ugięć opony i obciążeń dynamicznych.



Rys. 2. Idea zmiany tłumienia adekwatnie do częstotliwości wymuszenia

Dla częstotliwości, w których należy dokonać zmiany poziomu tłumienia można zaobserwować, że wartość funkcji wzmocnienia jest niezależna od poziomu tłumienia. W języku angielskim punkty te określa się jako *invariant point* – punkty niezmienności [7]. Punkty te charakteryzują się niezmiennością amplitud funkcji wzmocnienia niezależnie od poziomu tłumienia. Każda z istotnych dla oceny zawieszenia funkcji wzmocnienia – przyspieszeń masy resorowanej, ugięć zawieszenia i obciążeń dynamicznych – posiada inną liczbę i położenie tych punktów. Funkcja wzmocnienia przyspieszeń masy resorowanej $H_{\ddot{z}_M}(s)$ ma 3 takie punkty, obciążeń dynamicznych $H_{F_{\text{dyn}}}(s)$ – 2 punkty, a ugięć zawieszenia $H_{(z_M - z_m)}(s)$ – 1 punkt [9]. Położenie tych punktów w różnych wartościach częstotliwości uniemożliwia otrzymanie optymalnego efektu sterowania charakterystykami dla wszystkich ważnych wskaźników pracy zawieszenia jednocześnie.

Właściwość niezmienności wartości funkcji wzmocnienia w tych punktach pozwala, przy częstotliwościach wymuszenia wyznaczonych przez te punkty, dokonywać znaczących zmian poziomu tłumienia bez generowania dodatkowych zjawisk związanych ze znaczną zmianą siły tłumienia, obserwowanych np. w przypadku dwustanowego sterowania sky-hook [14].

3. Algorytm sterowania poziomem tłumienia adekwatnie do częstotliwości wymuszenia

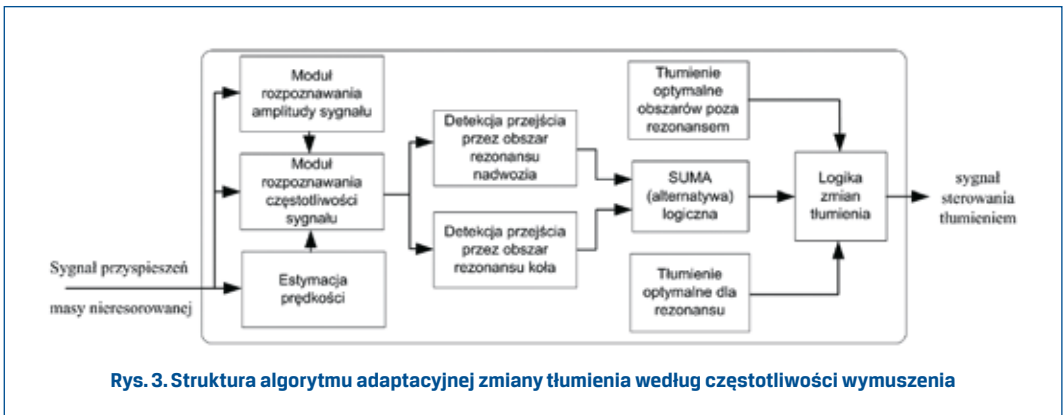
W celu realizacji przedstawionej koncepcji sterowania konieczne było opracowanie algorytmu sterującego i zaimplementowanie go w środowisku symulacji off-line dla badań symulacyjnych oraz środowisku symulacji w czasie rzeczywistym dla przeprowadzania badań prototypowego systemu zawieszenia o zmiennym tłumieniu ze sterowaniem adaptacyjnym tłumieniem.

Dla opracowanego algorytmu (rys. 3) kluczowa była realizacja dwóch zadań:

- detekcji częstotliwości wymuszenia,
- podjęcia decyzji o aktualnie pożądanym poziomie tłumienia.

W odniesieniu do zadania drugiego ustalenie decyzji jest ułatwione poprzez wybór pomiędzy dwoma stanami tłumienia – najmniejszym i największym dla charakterystyki wykozystywanego amortyzatora. Wynika to z wcześniej przeprowadzonej analizy przebiegu funkcji wzmocnienia. Graficznie strukturę opracowanego i testowanego algorytmu przedstawiono na rys. 3.

Punkty przełączenia tłumienia ustalono dla częstotliwości, dla których przebieg funkcji transmitancji jest niezależny od wartości tłumienia (*invariants points*).



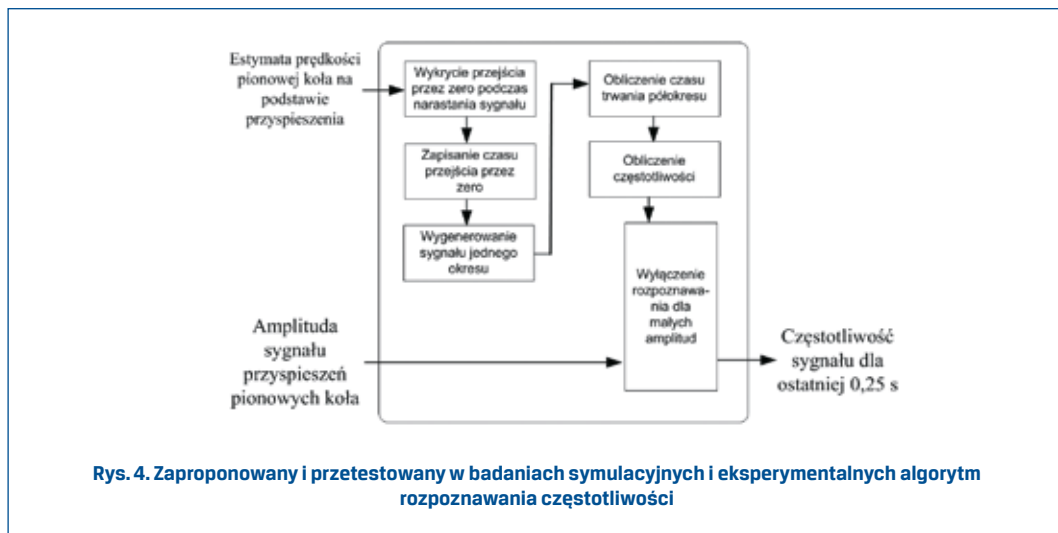
3.1. Rozpoznawanie częstotliwości

Dla detekcji częstotliwości kluczowym zadaniem było zbudowanie algorytmu realizującego rozpoznawanie częstotliwości na podstawie dostępnych pomiarowo sygnałów. Ograniczenie to jest o tyle istotne, iż pomimo wykonania analizy wpływu częstotliwości wymuszenia na charakterystyki dynamiczne nie jest możliwym bezpośrednio wyznaczenie częstotliwości wymuszenia, gdyż niemożliwy jest w ogóle jego pomiar. Można wykorzystać tylko pomiar odpowiedzi w układzie zawieszenia i na jej podstawie wnioskować o częstotliwości wymuszenia, która w przypadku drgań wymuszonych jest taka sama.

Dostępne pomiarowo odpowiedzi to przyspieszenia masy nieresorowanej i resorowanej oraz ugięcie zawieszenia. Problemem jest jednak fakt, że wraz ze zmianą częstotliwości wymuszenia (prędkości jazdy) i rodzaju drogi występują bardzo duże zmiany amplitud odpowiedzi – przyspieszeń masy resorowanej i nieresorowanej. Dla masy resorowanej mogą one wynosić do ok. 1,3 g, a w przypadku masy nieresorowanej nawet 13 g. Wartości maksymalne są wartościami występującymi sporadycznie, dla typowych nawierzchni wartości te są znacznie mniejsze, ale zachowana jest mniej więcej relacja pomiędzy przyspieszeniami nadwozia a kół. Z tego względu za sygnał wartościowy dla rozpoznawania częstotliwości wybrano sygnał przyspieszenia masy nieresorowanej. Sygnał ten jest sygnałem wejściowym algorytmu rozpoznawania częstotliwości. Strukturę tego algorytmu, zbudowanego dla realizacji rozpoznawania częstotliwości w czasie rzeczywistym, zaprezentowano na rys. 4. Jako czas rzeczywisty obliczeń algorytmu rozumie się czas na tyle krótki, że umożliwia on wykorzystanie opracowanej przez algorytm informacji dla wpływu na stan dynamiki zjawiska, którego ta informacja dotyczy.

Rozpoznawanie częstotliwości oparto na analizie długości okresu drgań, do której wykorzystano dwa sygnały – przyspieszenia – dla wyższych częstotliwości oraz prędkości – dla niskich częstotliwości. Ten drugi sygnał jest estymatą prędkości i jest uzyskiwany na podstawie mierzonego przyspieszenia poprzez jego pseudocalkowanie [6,11]. Jego wykorzystanie wynika z konieczności użycia sygnału o wyraźnych amplitudach, aby pewnie określić moment przejścia sygnału przez zero i wygenerować znacznik tej chwili. Sygnał prędkości przy niskich częstotliwościach ma wyraźniejsze amplitudy niż sygnał

przyspieszenia. Ze względu na obliczanie częstotliwości jako odwrotności półokresu w przypadku wyższych otrzymano oscylacje wyliczonej częstotliwości, dlatego zdecydowano o zastosowaniu uśredniania dla czasu ostatniej 0,25 s. Wartość przyjętego czasu wynikała z analizy czasu pomiędzy kolejnymi oscylacjami wartości rozpoznanej częstotliwości.

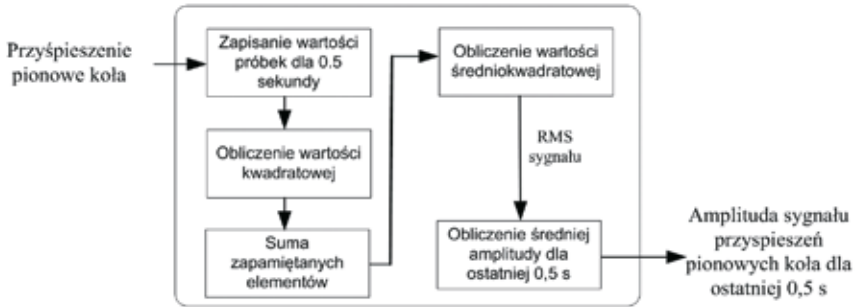


3.2. Rozpoznawanie amplitudy

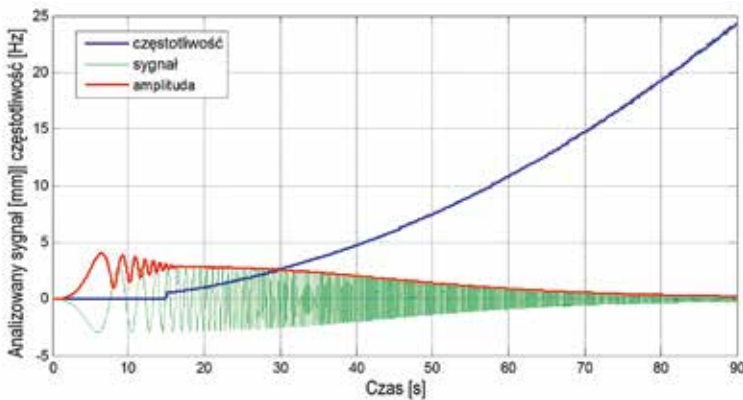
Rozpoznawanie częstotliwości dla niewielkiej wartości przyspieszeń pionowych jest niemożliwe ze względu na brak wartościowego sygnału. Jest to wynikiem niewielkich wartości sygnału, porównywalnych z zakłóceniami. Z tego powodu, analizując sygnał dający fałszywe informacje, otrzymano by w sterowaniu niepożądane rezultaty. Dlatego analizowano także wartości amplitudy i na jej podstawie wyłączano wynik rozpoznawania dla zbyt małych amplitud i zastępowano go stałą wartością, dla której stosowano niskie tłumienie.

Amplitudy rozpoznawano przez obliczenie wartości skutecznej sygnału i na jej podstawie szacowano wielkości amplitudy (rys. 5). Algorytm wylicza wartość średniokwadratową sygnału dla przyjętego krótkiego czasu analizy – 0,5 s, co przy wyższych częstotliwościach jest wykonywane na podstawie kilku okresów, natomiast przy najniższych częstotliwościach ogranicza możliwość właściwego oszacowania amplitudy.

Problem ten ujawnia się jako błędne rozpoznawanie amplitudy drgań w początkowym okresie przebiegu sygnału dla niskich częstotliwości (rys. 6). Jednak wartość tak niskiej częstotliwości nie ma znaczenia praktycznego w sterowaniu tłumieniem, gdyż położenie pierwszego punktu przełączania tłumienia jest powyżej 1 Hz. Wartość 0,5 sekundy dobrano tak, aby możliwe było poprawne oszacowanie amplitudy dla częstotliwości od 1 Hz, a jednocześnie dla wyższych częstotliwości nie było uśrednieniem zbyt dużej ilości okresów.



Rys. 5. Schemat algorytmu detekcji amplitudy w czasie rzeczywistym



Rys. 6. Wynik rozpoznawania częstotliwości i amplitudy sygnału

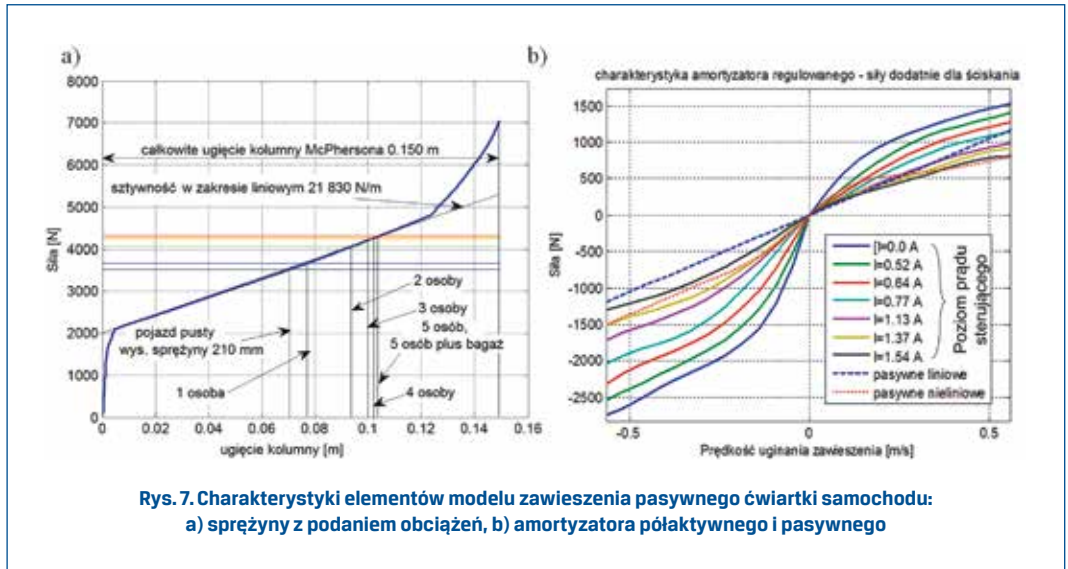
4. Badania symulacyjne adaptacyjnego algorytmu sterowania tłumieniem

Do realizacji modelowych badań możliwości kształtowania charakterystyk dynamicznych zawieszenia wykorzystano metodę symulacji i analizy wyników w dziedzinie częstotliwości nieliniowego modelu zawieszenia zaimplementowanego w środowisku Matlab/Simulink. Jako obiekt modelowania przyjęto fizyczny model zawieszenia ćwiartki samochodu. W modelu zastosowano nieliniowości:

- charakterystyki sztywności zawieszenia wraz z podatnymi ogranicznikami ruchu,
- tarcia w zawieszeniu,
- charakterystyki tłumienia,
- algorytmów sterowania tłumieniem.

Charakterystyki elementów sprężystych przedstawiono na rys. 7, a metodykę ich badań i analizy omówiono szerzej w publikacji [13]. Pozostałe parametry modelu to sztywność

pionowa opony $k_m = 290 \text{ kN/m}$, masa resorowana $M = 365 \text{ kg}$ i masa nieresorowana $m = 41 \text{ kg}$.



Model zawieszenia opisano parą różniczkowych równań ruchu II rzędu:

$$\ddot{z}_M = 1/M \cdot (F_{k_M} + F_{c_M} + F_t) - g ,$$

$$\ddot{z}_m = 1/m \cdot [(F_{k_m} + F_{c_m}) - (F_{k_M} + F_{c_M}) - F_t] - g , \quad (1)$$

gdzie:

- g – przyspieszenie ziemskie – $9,81 \text{ m/s}^2$,
- \ddot{z}_M – pionowe przyspieszenia masy resorowanej,
- \ddot{z}_m – pionowe przyspieszenia masy nieresorowanej,
- F_{k_M}, F_{k_m} – siły sprężystości zawieszenia i opony:

$$F_{k_M} = k_M(z_m - z_M), \quad F_{k_m} = k_m(h - z_m) , \quad (2)$$

F_{c_M}, F_{c_m} – siły tłumienia amortyzatora i opony:

$$F_{c_M} = c_M(\dot{z}_m - \dot{z}_M), \quad F_{c_m} = c_m(\dot{w} - \dot{z}_m) , \quad (3)$$

F_t – siła tarcia w zawieszeniu, opisana modelem Coulomba z uwzględnieniem tarcia statycznego i efektu Stribecka:

$$F_t = F_C \text{sign}(\dot{z}_m - \dot{z}_M) + S_{St} e^{-k|z_m - z_M|} \text{sign}(\dot{z}_m - \dot{z}_M). \quad (4)$$

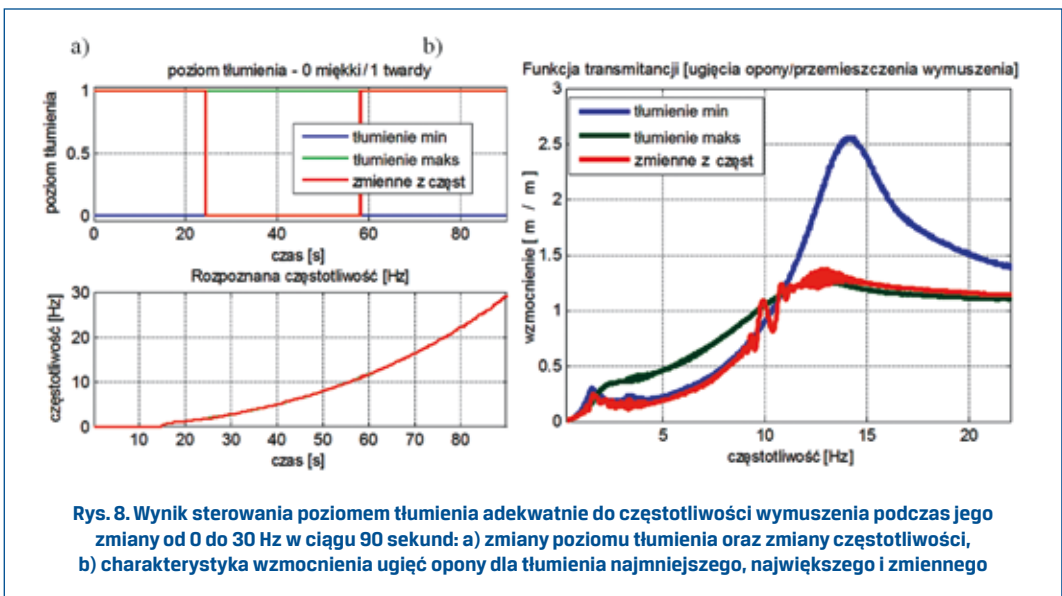
Wartość F_C oznacza siłę tarcia Coulomba, S_{St} – współczynnik Stribecka, a k – współczynnik prędkości Stribecka. W wyniku badań fizycznego modelu zawieszenia stwierdzono istnienie tarcia suchego na poziomie ok. 70 N.

Wartości sił F_{kM} oraz F_{cM} są w modelu interpolowane z przedstawionych na rys. 7 charakterystyk na podstawie aktualnego ugięcia ($z_m - z_M$) i prędkości uginania zawieszenia ($\dot{z}_m - \dot{z}_M$).

Oprócz modelu zawieszenia zamodelowano także algorytm sterujący, dokonujący przełączania tłumienia pomiędzy dwoma skrajnymi poziomami – najmniejszym (min) i największym (maks) dostępnym dla badanego amortyzatora.

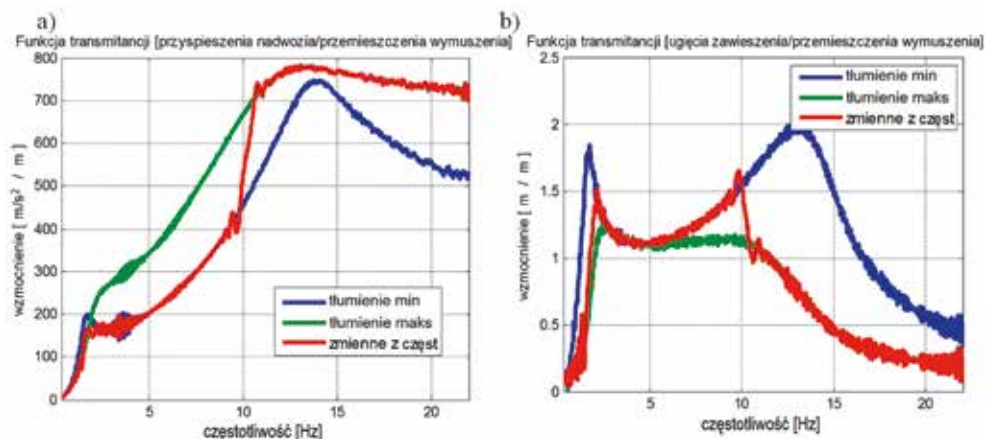
Model zawieszenia ćwiartki samochodu poddano wymuszeniu sinusoidalnemu o zmiennej częstotliwości i amplitudzie, przedstawionemu na rys. 6. Wybór takiego wymuszenia był efektem uwzględnienia technicznych ograniczeń pomiaru i generowania wymuszeń na stanowisku badawczym badań eksperymentalnych, szerzej opisanych w pracy [10].

Na rys. 8 przedstawiono efekt działania zaproponowanego algorytmu w postaci zmian poziomu tłumienia oraz funkcję transmitancji ugięć opony. Porównano te funkcje dla zawieszenia sterowanego adaptacyjnie z zawieszzeniami o najmniejszym i największym poziomie tłumienia.



Przebieg uzyskanej w wyniku adaptacji poziomu tłumienia do częstotliwości wymuszenia kinematycznej funkcji wzmocnienia (oznaczonej linią czerwoną) wskazuje wyraźnie, że możliwe jest takie ukształtowanie funkcji wzmocnienia ugięć ogumienia, aby uzyskać jej przebieg według minimalnych wartości we wszystkich obszarach częstotliwości.

Z powodu położenia punktów niezmienności charakterystyk wzmocnienia od tłumienia dla innych zmiennych – w innych częstotliwościach, dla pozostałych funkcji osiągnięto wynik tylko częściowo minimalizujący przebieg funkcji wzmocnienia. Zaprezentowano to na rys. 9 dla funkcji wzmocnienia przyspieszeń nadwozia i ugięć zawieszenia.



Rys. 9. Porównanie charakterystyki zawieszenia o tłumieniu najmniejszym i największym w zakresie zmienności charakterystyki amortyzatora oraz zmiennym adaptacyjnie: a) dla przyspieszeń nadwozia, b) dla ugięć zawieszenia

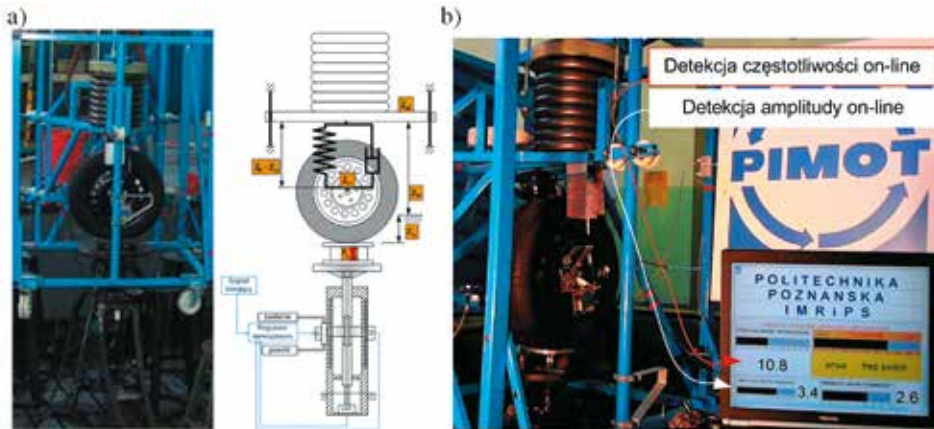
5. Badania stanowiskowe strategii adaptacyjnej dla częstotliwości

Przedstawiony algorytm sterowania przebadano także w formie prototypu sterownika amortyzatora o zmiennym tłumieniu we współpracy z fizycznym modelem zawieszenia ćwiartki samochodu, przedstawionym na rys. 10.a Na rysunku 10.b przedstawiono wynik detekcji amplitudy i częstotliwości dla sygnału testowego podczas badań stanowiskowych oraz ich prezentację on-line – częstotliwości i amplitudy wymuszenia.

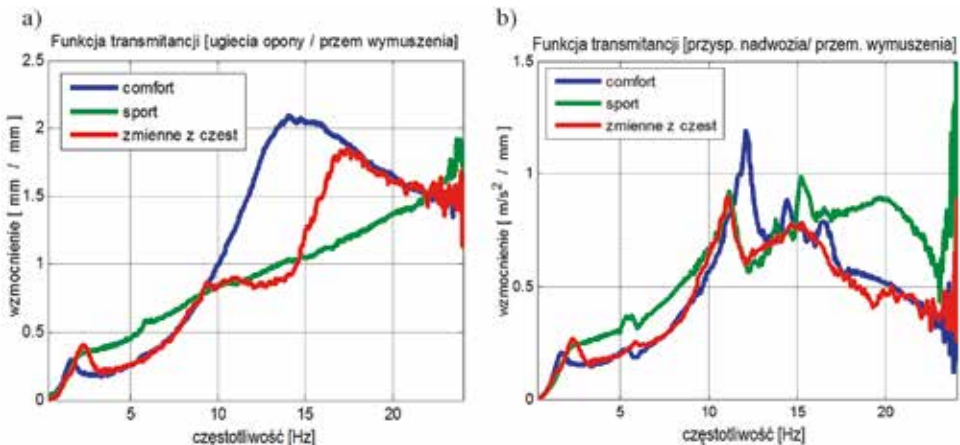
W badaniach eksperymentalnych testowano także płynną zmianę poziomu tłumienia pomiędzy wartością najmniejszą i największą, co jednak wykazało mniejszą efektywność poprawy komfortu i bezpieczeństwa. Objawiło się to opóźnionym spadkiem wartości funkcji wzmocnienia dla niskich częstotliwości, widocznym na rys. 11.

W badaniach eksperymentalnych pojawiły się zakłócenia pomiaru przyspieszeń, wywołane ruchami poprzecznymi stanowiska w fazie przechodzenia przez rezonans masy nieresorowanej. Wskutek tego dla częstotliwości rezonansu tej masy wystąpił problem z odzwierciedleniem charakterystyki wzmocnienia przyspieszeń nadwozia, co przedstawiono na rys. 11.b. Jednak wyraźnie potwierdzono wpływ zmiany tłumienia w fazie rezonansu

masy nieresorowanej na wartość najwyższą i uzyskano przebieg wg minimalnych wartości funkcji wzmocnienia dla przyspieszeń nadwozia (w tym przypadku kryterium doboru punktów przełączania ustalono dla komfortu).



Rys. 10. Stanowisko badawcze fizycznego modelu zawieszenia ćwiartki samochodu sprzężone z elektrohydraulicznym wzbudnikiem drgań (a) oraz ekran programu wyświetlającego wynik działania algorytmu rozpoznawania częstotliwości sygnału w czasie rzeczywistym (b)



Rys. 11. Efekt regulacji tłumienia adekwatnie do częstotliwości wymuszenia – porównanie z charakterystykami zawieszenia o tłumieniu najmniejszym (comfort) i największym (sport) w zakresie zmienności charakterystyki amortyzatora: a) charakterystyka wzmocnienia ugięć opony, b) charakterystyka wzmocnienia przyspieszeń nadwozia

6. Podsumowanie i wnioski

Przedstawiona i przebadana symulacyjnie oraz eksperymentalnie koncepcja sterowania tłumieniem wykazuje duży potencjał poprawy komfortu i bezpieczeństwa dla wymuszeń kinematycznych o charakterze okresowym o zmiennej częstotliwości. Pomimo iż rzeczywiste nawierzchnie dróg wykazują charakter losowy, to pewne długości fal nierówności mogą mieć charakter dominujący i wtedy wraz ze zmianą prędkości następuje stosunkowo wolna zmiana częstotliwości wymuszenia. Zaproponowany algorytm umożliwi śledzenie tej częstotliwości i zmianę poziomu tłumienia amortyzatora adekwatnie do bieżącego przedziału częstotliwości. Sytuację taką obserwowano podczas analizy komfortu w trakcie jazdy po autostradzie. Podczas jazdy z prędkościami ok. 110 km/h, nastawa maksymalnego poziomu tłumienia amortyzatorów prowadziła do otrzymania niższych wartości przyspieszeń dla częstotliwości rezonansowej nadwozia bez pogarszania komfortu w pozostałych analizowanych przedziałach częstotliwości. Związane to było ze zmianą częstotliwości wymuszenia, która przy wyższych prędkościach jazdy zaczynała pokrywać się z częstością rezonansową drgań nadwozia. Jednocześnie poziom amplitud dla wyższych częstotliwości, ze względu na dobrą jakość nawierzchni, był mało istotny dla odpowiedzi zawieszenia w postaci przyspieszeń masy resorowanej.

Przedstawiony algorytm sterowania tłumieniem pokazuje, że kluczowe dla jego funkcjonowania jest efektywne rozpoznanie bieżącej częstotliwości wymuszenia. Zaproponowany w artykule algorytm bazuje na badaniu przejścia sygnału prędkości przez wartość zerową. Rozwiązanie to dobrze sprawdza się dla sygnału o charakterze sinusoidalnym. W przypadku sygnału poliharmonicznego lub losowego wskazane jest wykorzystanie analizy częstotliwościowej z użyciem szybkiej transformaty Fouriera.

Dodatkowym zagadnieniem, nad którym warto się zastanowić jest rozwiązanie problemu wyboru maksymalizacji kryterium komfortu lub bezpieczeństwa, co jest związane z wyborem punktów przełączania tłumienia. Jest to jednak zagadnienie sterownika nadrzędnego w stosunku do sterownika sterującego adaptacją tłumienia adekwatnie do częstotliwości, który może pełnić rolę sterownika składowego zintegrowanego sterowania tłumieniem w zawieszeniu.

Literatura

- [1] BORKOWSKI W., KONOPKA S., PROCHOWSKI L.: *Dynamika maszyn roboczych*. Warszawa, Wydawnictwo Naukowo-Techniczne, 1996.
- [2] DIXON J.C.: *The Shock Absorber Handbook*. Willey, 2007.
- [3] FISCHER D., ISERMANN R.: *Mechatronic semi-active and active vehicle suspensions*. Control Engineering Practice, Volume 12, Issue 11, November 2004.
- [4] GRZEŚKOWIAK P., ŚLASKI G.: *Masy nieresorowane – analiza mas elementowych konstrukcyjnych zawieszzeń samochodów osobowych*. Logistyka, 2011, nr 6, s. 3743 – 3750.
- [5] HEISSING B., ERSOY M.: *Fundamentals, Driving Dynamics, Components, Mechatronics, Perspectives*. W: Chassis Handbook. Wiesbaden, Vieweg+Teubner, 2010.
- [6] HEDRICK J.K., SOHN H.C., HONG K.S.: *Semi-Active Control of the Macpherson Suspension System: Hardware-in-the-Loop Simulations*. Journal of Dynamic Systems, Measurement and Control MARCH 2002, Vol. 124.

- [7] KARNOPP D.: *How significant are transfer function relations and invariant points for a quarter car suspension model*. Vehicle System Dynamics, Volume 47, Issue 4, 2009.
- [8] MITSCHKE M.: *Dynamika samochodu: drgania*. Tom 2. Warszawa, Wydawnictwo Komunikacji i Łączności, 1989.
- [9] SAVARESI S.M. i in.: *Semi-Active Suspension Control Design for Vehicles*. Oxford, Butterworth-Heinemann Ltd (Elsevier), 2010.
- [10] ŚLASKI G.: *Studium projektowania zawiesznień samochodowych o zmiennym tłumieniu*. Poznań, Wydawnictwo Politechniki Poznańskiej, Rozprawy, 2012, nr 481.
- [11] ŚLASKI G.: *Simulation and experimental investigations of two-state skyhook strategy damping control and problems of its technical implementation*. Proceedings of the 8th International Scientific Conference TRANSBALTICA 2013, Vilnius Gediminas Technical University, Lithuania, s. 192-197.
- [12] ŚLASKI G., PIKOSZ H.: *Problem zmienności obciążenia eksploatacyjnego pojazdu w doborze wartości tłumienia w zawieszeniu*. Archiwum Motoryzacji, 2010, nr 1.
- [13] ŚLASKI G., PIKOSZ H.: *Charakterystyki elementów sprężystych i tłumiących zawieszenia samochodu osobowego oraz zastępcze charakterystyki ich modeli*. Logistyka, 2010, nr 2, dod. Logistyka – nauka.
- [14] WILLIAMS R.A.: *Automotive active suspensions Part 2: practical considerations*. Engineering Centre, Jaguar Cars, Coventry Proceedings of the Institution of Mechanical Engineers, Part D, 1997.