

GRZEGORZ ŚLASKI*

ANALIZA SYGNAŁÓW STEROWANIA UKŁADEM
KIEROWNICZYM I HAMULCOWYM
DLA ZINTEGROWANEGO STEROWANIA
ZAWIESZENIEM ADAPTACYJNYMANALYSIS OF CONTROL SIGNALS OF BRAKE
AND STEERING SUBSYSTEMS FOR INTEGRATED
CONTROL OF ADAPTIVE SUSPENSION

Streszczenie

W artykule przedstawiono koncepcję sterowania i przetwarzania sygnałów oraz wyniki eksperymentów przeprowadzonych na samochodzie osobowym w próbach drogowych, wyposażonym w prototypowy układ zintegrowanego sterowania zawieszeniem o zmiennym tłumieniu. Wykazano, że przedstawiona koncepcja wykorzystania prowadzonej w czasie rzeczywistym analizy sygnałów sterowań kierowcy pozwala na sterowanie adaptacją tłumienia zawieszenia do aktualnych wymagań, a tym samym zwiększa poziom bezpieczeństwa i komfort jazdy.

Słowa kluczowe: dynamika samochodu, zawieszenie o zmiennym tłumieniu, sterowanie zawieszeniem, prototypowanie sterowników zawieszenia

Abstract

This paper presents idea of control and signal processing and results of experimental road tests conducted with passenger car equipped with prototype system of adjustable damping suspension. It was proven that presented idea of real time signal processing of driver control signals allows to control adaptive adjusting suspension damping according to requirements of the moment and thanks to it allows to improve driving safety and comfort level.

Keywords: vehicle dynamics, adjustable damping suspension, suspension control, suspension controller prototyping,

* Dr inż. Grzegorz Ślaski, Instytut Maszyn Roboczych i Pojazdów Samochodowych, Wydział Maszyn Roboczych i Transportu, Politechnika Poznańska.

1. Wstęp

Zawieszenie samochodu jest podstawowym układem samochodu wpływającym na kształtowanie dynamiki samochodu w zakresie dynamiki pionowej oraz dynamiki przechyłów wzdłużnych i poprzecznych. Dodatkowo przez powiązania tych ruchów przez kinematykę zawiesznień z generowaniem sił, także w kierunkach wzdłużnym i poprzecznym, zawieszenie ma wpływ również na dynamikę poprzeczną (kierowalność i stateczność ruchu samochodu) oraz wzdłużną [2, 7].

Wymuszenia, jakie działają na samochód i wymuszają pracę zawieszenia, można podzielić na:

- wymuszenia kinematyczne oddziałujące na styku kół ogumionych z nawierzchnią drogi,
- wymuszenia od sił masowych generowanych zmianami dynamiki wzdłużnej i poprzecznej oddziaływujące na zawieszenie od strony nadwozia.

Pierwsze z wymuszeń mają na ogół charakter losowy o zróżnicowanych amplitudach i szerokim paśmie częstotliwości składowych [2, 3, 6], natomiast drugie mają charakter skokowy lub impulsowy, czasami harmoniczny i są związane z takimi manewrami jak przyspieszanie, hamowanie czy też zmiana kierunku ruchu. Szybkość narastania ich amplitud jest mniejsza niż w przypadku wymuszeń kinematycznych, natomiast czas trwania na ogół znacznie dłuższy.

Cechą charakterystyczną wymuszeń siłowych jest też to, że zmiany ugięcia zawieszenia są w trakcie ich trwania jednokierunkowe i powodują poprzez kinematykę zawieszenia powstawanie jednokierunkowych zmian w geometrii kontaktu kół z nawierzchnią drogi oraz w kątach skrętu kół, co może mieć istotny wpływ na dynamikę poprzeczną i wzdłużną.

W przypadku wymuszeń kinematycznych mamy do czynienia w ich wyniku z ruchem drgającym kół i nadwozia o różnych poziomach amplitud i różnych częstotliwościach, co w zależności od kształtu wymuszenia, prędkości jazdy i charakterystyk amplitudowo-częstotliwościowych zawieszenia powoduje określony poziom przenoszenia efektów oddziaływania wymuszeń kinematycznych na nadwozie samochodu, wpływając na komfort jazdy kierowcy i pasażerów [3, 10, 12]. Dodatkowo drgające koła i nadwozie powodują zmiany nacisków pionowych kół na nawierzchnię drogi, co z kolei zmienia potencjał stycznych sił przyczepności odpowiedzialnych za możliwość przyspieszania, hamowania samochodu, a także jego kierowanie.

Charakterystyki zawieszenia, które są jedyną formą kształtowania odpowiedzi samochodu na omawiane wymuszenia, zależą od doboru różnych parametrów zawiesznień. Dotyczy to zarówno charakterystyk kinematycznych, jak i charakterystyk dynamicznych.

W przypadku pierwszych parametrami są wielkości geometryczne opisujące wymiary i lokalizację oraz orientację elementów wodzących zawiesznień [2], w przypadku drugich parametrami konstrukcyjnymi są głównie sztywność i tłumienie w zawieszeniu [10].

W prezentowanym artykule poruszono problem adaptacyjnego kształtowania charakterystyk dynamicznych zawieszenia z wykorzystaniem amortyzatorów o zmiennym tłumieniu oraz sygnałów pomiarowych opisujących sterowanie dynamiką samochodu przez kierowcę. Są to sygnały sterowania kołem kierownicy i pedałem hamulca.

2. Zawieszenie o zmiennym tłumieniu

Niemal do końca XX wieku [10] w powszechnie produkowanych samochodach charakterystyki sztywności i tłumienie zawieszenia traktowano jako stałe, dobierane przez konstruktora pojazdu na etapie projektowania i potem już zmienne tylko w wyniku zmian eksploatacyjnych. Jednak wraz z rozwojem techniki do produkcji wprowadzono amortyzatory pozwalające kształtować charakterystyki również w czasie eksploatacji przez zastosowanie dodatkowych zaworów lub cieczy o zmiennej lepkości pod wpływem zmian pola magnetycznego – cieczy magnetoreologicznych [4, 13]. Dawało to potencjał regulacji tłumienia w czasie eksploatacji samochodu.

Aby jednak ten potencjał wykorzystać, konieczne stało się poszukiwanie algorytmów pozwalających na efektywne wykorzystanie możliwości zmian tłumienia w zawieszeniu do poprawy ogólnego poziomu bezpieczeństwa i komfortu jazdy.

Znacząca ilość publikacji [10] dotyczących sterowania tłumieniem dotyczy zagadnień związanych z poprawą charakterystyk dynamicznych zawieszenia w odpowiedzi na wymuszenia kinematyczne. Znacznie mniej związanych jest z analizą możliwości poprawy dynamiki samochodu w odpowiedzi na wymuszenia siłowe związane ze zmianami dynamiki wzdłużnej i poprzecznej [8, 11]. Wynika to po części z przyjmowanej dosyć prostej koncepcji polegającej na stosowaniu w trakcie pojawiania się takiego wymuszenia dostępnej maksymalnej wartości tłumienia, która spowalnia ugięcia zawiesznień i towarzyszące im efekty związane z ewentualnymi zmianami geometrii. Można też spotkać koncepcje bardziej rozbudowane, zmieniające tłumienie wg kryterium minimalizacji drogi hamowania [8], wykorzystujące zjawisko dociążania przedniej osi podczas hamowania.

3. Funkcje algorytmów sterowania zmianami tłumienia w zawieszeniach

Algorytm sterujący zmianami tłumienia zbudowany musi być z kilku modułów, wśród których ten odpowiadający za dobór poziomu tłumienia jest co prawda tym najbardziej merytorycznym, jednak nie jedynym i niewystarczającym.

Wyróżnić można co najmniej trzy poziomy koniecznych działań realizowanych przez algorytm sterowania:

- rozpoznanie stanu dynamiki samochodu pod kątem dostosowania tłumienia,
- podjęcie decyzji o wymaganym poziomie tłumienia,
- opracowanie sygnału sterującego dla członu aktywnego, np. modułu mocy obsługującego zawór proporcjonalny amortyzatora zawieszenia.

Każde z tych działań jest istotne dla końcowego efektu. Pierwsze umożliwia prawidłową ocenę stanu dynamiki lub nawet prognozowania jej zmian. Drugie odpowiada za właściwy dobór poziomu tłumienia, a trzecie umożliwia realizację opracowanego sterowania z uwzględnieniem charakterystyk członów wykonawczych.

Ten schemat budowy algorytmu sterującego dotyczy sterowania zmianami poziomu tłumienia zarówno do wymuszeń kinematycznych, jak i siłowych. Różne są tylko sygnały przetwarzane na pierwszym poziomie.

W przypadku wymuszeń kinematycznych mogą to być takie sygnały jak przyspieszenia pionowe masy resorowanej i nieresorowanej, ewentualnie wielkość ugięcia zawieszenia. Na ich podstawie oszacowane muszą być inne zmienne stanu opisujące dynamikę zawieszenia, konieczne do sterowania tłumieniem.

Do wymuszeń siłowych sygnałami pozwalającymi podejmować decyzje co do oceny stanu dynamiki lub nawet bardziej jej prognozowania są sygnały sterowania kierownicą oraz pedałem hamulca, a także sygnał prędkości wzdłużnej samochodu i przyspieszenia poprzecznego.

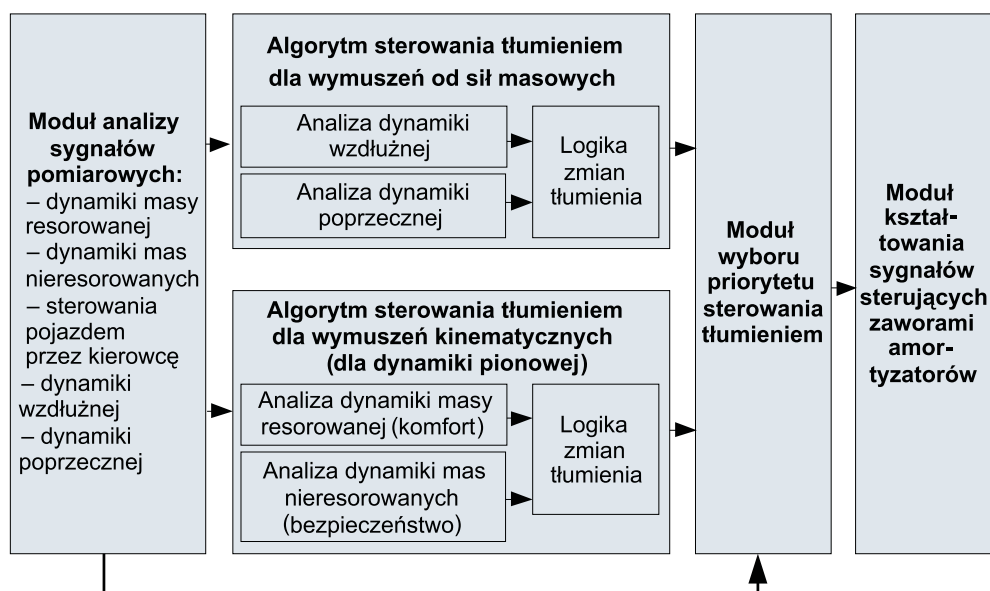
4. Prototypowy układ sterowania zawieszeniem o zmiennym tłumieniu

Do oceny możliwości prognozowania stanu dynamiki samochodu dla sterowania siłą tłumienia w odpowiedzi na wymuszania od sił masowych, zbudowano prototypowy system zawieszenia o zmiennym tłumieniu, który zastosowano w testowym samochodzie osobowym [10, 11].

Pojazdem testowym był samochód osobowy klasy kompakt, wyposażony w amortyzatory o zmiennym tłumieniu sterowane przez zawór kierujący przepływem w kanale obejściowym [14], sterowane przez autorski prototypowy program sterujący.

4.1. Program sterujący i jego implementacja sprzętowa

Prototypowy układ sterowania miał charakter autonomiczny i był niezależny od jakichkolwiek innych systemów sterowania pojazdu. Wykorzystywał własny system czujników, zabudowany w pojeździe do potrzeb funkcjonowania tego systemu sterowania. Podstawowa struktura funkcjonalna programu sterującego przedstawiona została na rys. 1.



Rys. 1. Struktura funkcjonalna prototypowego programu zintegrowanego sterowania zmianą tłumienia w zawieszeniu

Fig. 1. Functional diagram of the prototype software for an integrated control of an adjustable suspension damping

Użycie prototypowego programu sterującego umożliwiło dowolne konfigurowanie jego funkcjonowania do potrzeb realizacji poszczególnych testów. Został on zaimplementowany na platformie prototypowania układów sterowania firmy dSpace. Widok samochodu testowego wraz z platformą prototypowania układów sterowania przedstawiono na rys. 2.



Rys. 2. Wnętrze samochodu testowego z widoczną częścią sprzętową do implementacji prototypowego układu sterowania zmienną charakterystyką tłumienia w zawieszeniu

Fig. 2. The view of some hardware used to implement the prototype suspension controller for control adjustable dampers inside test vehicle

4.2. System czujników

W skład systemu pomiaru wielkości wykorzystywanych do sterowania zawieszeniem wchodziły następujące czujniki:

- mikromechaniczny czujnik przyspieszenia wzdłużnego i poprzecznego oraz prędkości kątowej odchylenia,
- mikromechaniczne czujniki przyspieszeń pionowych nadwozia, umiejscowione nad poszczególnymi kołami,
- mikromechaniczne czujniki przyspieszeń pionowych mas niesesorowanych,
- czujnik kąta obrotu kierownicy,
- czujnik przemieszczenia pedału hamulca,
- czujnik GPS prędkości wzdłużnej samochodu.

4.3. Amortyzatory o zmiennym tłumieniu

Zakres zmienności sił tłumienia zastosowanych amortyzatorów pozwala na uzyskanie charakterystyk, które dają średni zakres bezwymiarowego współczynnika tłumienia badanego samochodu pomiędzy wartościami 0,2 a 0,4 [13]. Dokładne sprecyzowanie tej wartości jest utrudnione ze względu na fakt, że charakterystyka amortyzatorów jest asymetryczna i nieliniowa. Zakres ten pozwala prowadzić regulację tłumienia pomiędzy poziomem dostosowanym do maksymalizacji komfortu (−0, 2) a poziomem dostosowanym do maksymalizacji bezpieczeństwa (−0, 4).

Zakres charakterystyki amortyzatorów jest wybierany poprzez sterowanie zaworem proporcjonalnym przy pomocy sygnału PWM pozwalającego uzyskiwać wartości natężenia prądu między wartościami 0 a 1,6 A, zmieniając płynnie i proporcjonalnie wielkość otwarcia tego zaworu, a tym samym poziom uzyskiwanych sił tłumienia.

5. Sygnały sterowania kierownicą i hamulcem

Sygnałami wykorzystanymi do sterowania zmianą poziomu tłumienia w odpowiedzi na wymuszenia siłowe od sił masowych były sygnały sterowań kierowcy, następstwem których jest pojawienie się tych sił. Dla dynamiki wzdłużnej i sił wzdłużnych jest to sygnał uruchamiania hamulców przez kierowcę, dla dynamiki poprzecznej i sił poprzecznych są to głównie sygnały obrotu koła kierownicy oraz przyspieszenia poprzecznego.

5.1. Przetwarzanie sygnału przemieszczenia pedału hamulca

W wyniku przemieszczenia pedału hamulca (co jest związane także z przyłożeniem siły) pojawia się siła hamowania, a wraz z nią siła bezwładności oddziaływująca na bryłę nadwozia i generująca pojawienie się przechyłu wzdłużnego.

W celu wykorzystania tego sygnału do sterowania poziomem tłumienia konieczne jest zrealizowanie w czasie rzeczywistym:

- analizy wartości przemieszczenia pedału hamulca i porównanie jej z wartością graniczną, powyżej której wartość siły hamowania osiąga wartości istotne dla dynamiki przechyłu wzdłużnego,
- analizy prędkości wciskania (ruchu) pedału hamulca i porównanie z wartością progową, powyżej której prawdopodobne jest uzyskanie dużej końcowej wartości siły hamowania,
- podtrzymania nastawy maksymalnego tłumienia po zaniku siły hamowania dla przeciwdziałania dużej prędkości przechyłu wzdłużnego po rozprężeniu elementów sprężystych zawieszenia.

Wszystkie te działania zostały uwzględnione w strukturze algorytmu przetwarzania sygnałów w czasie rzeczywistym, przedstawionym na rys. 3.

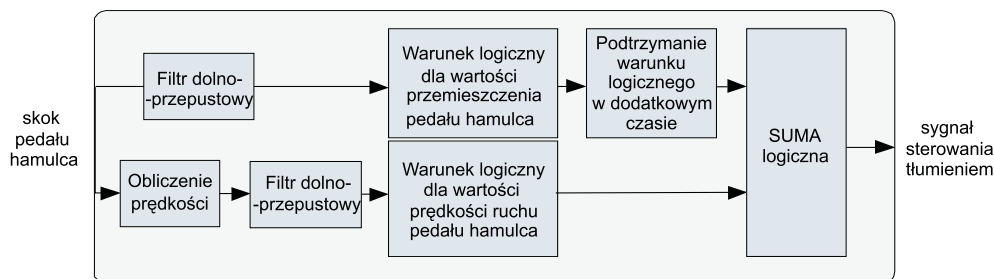
W celu usunięcia niepożądanych składowych mierzonych sygnałów w torze pomiarowym zastosowano filtry dolnoprzepustowe w postaci funkcji o transmitancji:

$$H(s) = \frac{\omega_c}{s + \omega_c} \quad (1)$$

gdzie ω_c oznacza częstotliwość odcięcia.

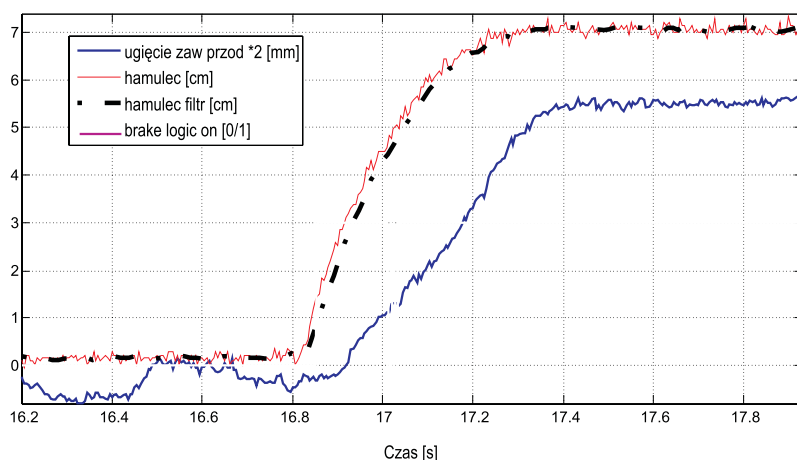
Istotną cechą zastosowanych filtrów było ich niewielkie opóźnienie fazowe w stosunku do sygnału oryginalnego obserwowanych w trakcie realizacji testów drogowych prędkości narastania sygnałów oryginalnych.

Warunki logiczne regulacji poziomu tłumienia wykorzystano w wariancie dwustanowym – wyboru poziomu wysokiego tłumienia – stanu spełnienia warunku. Miał on postać porównania analizowanego sygnału z poziomem progowym i w efekcie algorytm podawał wynik równy 1 w przypadku wystąpienia przewyższenia przez sygnał poziomu progowego. Poziom progowy warunku był dobierany w wyniku prób eksperymentalnych i ich analizy.



Rys. 3. Schemat blokowy funkcji algorytmu przetwarzania sygnału przemieszczenia (skoku) pedału hamulca

Fig. 3. Functional diagram of algorithm of braking pedal travel signal



Rys. 4. Analiza sygnałów dla próby hamowania – sygnał oryginalny i filtrowany przemieszczenia pedału hamulca, wynik działania algorytmu i efekt w postaci ugięcia zawieszenia

Fig. 4. Analysis of signals of braking test – original and filtered signal of braking pedal travel, result of algorithm functioning

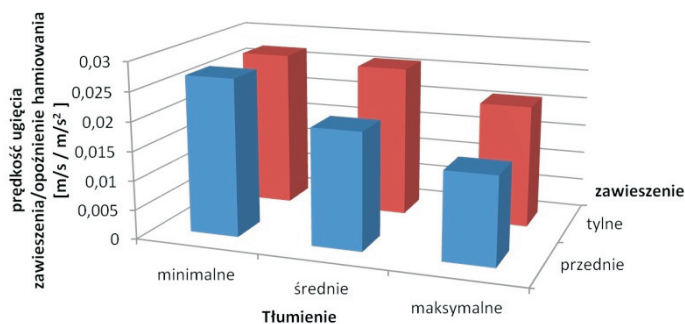
Istotnym elementem toru przetwarzania sygnału jest blok podtrzymania sygnału spełnienia warunku logicznego przez pewien czas po jego zaniku. Wynika to z potrzeby utrzymania wysokiego poziomu tłumienia także przez pewien krótki okres po zaniku siły hamowania, co zapobiega nadmiernie szybkiemu ruchowi nadwozia w trakcie rozprężenia elementów sprężystych zawieszenia po ustaniu siły hamowania. Jest to istotne szczególnie przy dużych prędkościach jazdy i częściowym hamowaniu, a także ze względu na komfort kierowcy i pasażerów przy hamowaniu do zatrzymania pojazdu.

Badając efektywność zmiany tłumienia w sensie ograniczenia prędkości uginania zawieszenia, wykonano kilkanaście prób drogowych. Dokonano w nich analizy różnych wielkości opisujących zachodzące procesy.

Analizując stosunek maksymalnego ugięcia zawieszenia do działającego opóźnienia hamowania, nie stwierdzono wyraźnej tendencji związanej ze zmianą tłumienia. Wynika to z faktu, że sam proces hamowania trwa na tyle długo, że maksymalne ugięcie jest wynikiem przeciwstawienia się sił sprężystości zawieszenia, a nie sił tłumienia momentowi przechylającemu nadwozie.

Jednak analiza szybkości uginania zawieszenia pokazuje już wyraźną tendencję związaną ze zmianą tłumienia. W przypadku najmniejszego tłumienia prędkości te osiągają wartości od 0,21 do 0,27 m/s dla tyłu i od 0,23 do 0,27 m/s dla przodu. Dla tłumienia odpowiadającego amortyzatorom pasywnym jest to przedział od 0,16 do 0,25 m/s z wartością średnią dla przodu równą 0,18, a dla tyłu 0,24 m/s. W przypadku tłumienia największego prędkości te mieściły się w przedziale od 0,10 do 0,20 m/s z wartością średnią dla przodu równą 0,12, a dla tyłu 0,17 m/s.

Stosunek tych prędkości do wielkości opóźnień hamowania wyniósł dla przedniego zawieszenia, odpowiednio dla malejącego tłumienia w zawieszeniu: 0,015; 0,020; 0,027 (m/s)/(m/s²); oraz dla zawieszenia tylnego w tej samej kolejności: 0,021; 0,026; 0,027 (m/s)/(m/s²). Zilustrowano to na rys. 5.



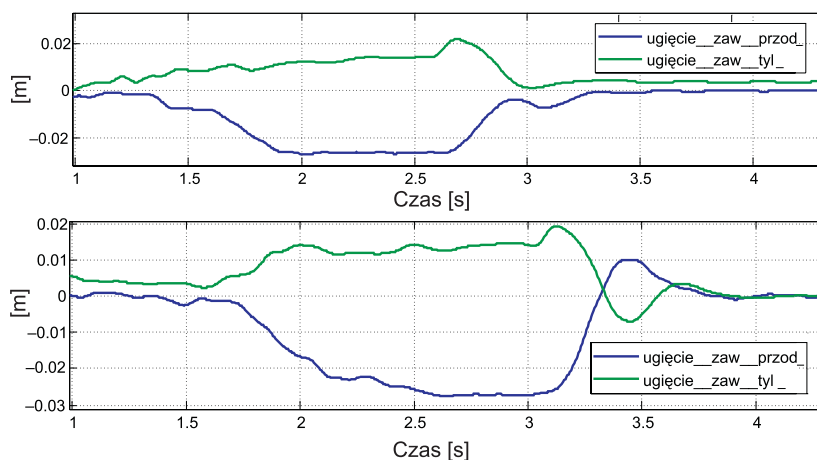
Rys. 5. Zmiany stosunku prędkości ugięcia zawieszenia do opóźnienia hamowania w zależności od poziomu tłumienia

Fig. 5. Changes in ratio of suspension deflection velocity to vehicle braking deceleration according to suspension damping levels

W przypadku zawieszenia z aktywnie sterowaną siłą tłumienia wartości te zbliżone były do poziomu odpowiadającego tłumieniu najwyższemu, co wynikało z przyjętego algorytmu sterowania. Dla zawieszenia przedniego prędkości wyniosły 0,12 a dla tylnego 0,19 m/s, natomiast stosunki tych prędkości do opóźnienia odpowiednio 0,014 i 0,022 (m/s)/(m/s²). Świadczy to o skutecznej detekcji wymuszenia siłowego wynikającego z pojawienia się siły hamowania.

Analizowano także efekt zmiany tłumienia na poziom niski natychmiast po zaniku przemieszczenia pedału hamulca. Uzyskiwano wtedy znaczące zwiększenie prędkości ugięcia zawieszenia oraz wydłużenie czasu zanikania powstałych drgań kątowych nadwozia. Wskazało to konieczność odpowiedniego opóźnienia wyłączenia tłumienia wysokiego po zaniku hamowania. Wynika to z faktu, że podczas hamowania dochodzi do ugięcia zawieszenia, a jego zakończenie oznacza moment oddania energii sprężystości zgromadzonej w ugiętym zawieszeniu i wtedy konieczne jest duże tłumienie, aby ją szybko rozprószyć. W próbach, w któ-

rych „przytrzymano” pedał hamulca, przedłużając stan wysterowania wysokiego tłumienia, widoczne jest minimalne drganie po zakończeniu hamowania. W próbach z zawieszeniem komfortowym i tych, w których logika bezpieczeństwa wyłączyła wysokie tłumienie, zbyt szybko widać efekt odbicia zawieszenia i wychylenia w stronę przeciwną do pierwotnego ugięcia zawieszenia. Zilustrowano to na rys. 6.



Rys. 6. Zmiany w ugięciu zawieszenia podczas hamowania w przypadku zmniejszenia tłumienia natychmiast po zaniku siły hamowania i z wydłużeniem czasu utrzymania wysokiego tłumienia

Fig. 6. Changes in suspension deflection in case of adjusting damping to lowest level just after fading away braking and in case of use prolonged time of adjusting high damping level

5.2. Przetwarzanie sygnału skrętu koła kierownicy

Podobnie jak dla dynamiki wzdłużnej, również w przypadku dynamiki poprzecznej jej zmiany inicjowane są działaniami kierowcy. Dla dynamiki poprzecznej wynikają ze sterowania ustawieniem kół kierowanych, przez obrót koła kierownicy. Wykorzystując fakt, że odpowiedź pojazdu w postaci zmiany krzywizny toru ruchu, a w jej następstwie pojawienia się także siły odśrodkowej jest opóźniona w stosunku do sterowania na kole kierownicy, można prognozować pojawienie się przyspieszenia poprzecznego z dostatecznym wyprzedzeniem zmiany poziomu tłumienia w zawieszeniu. Wynika to także z analizy zależności teoretycznych opisujących dynamikę poprzeczną samochodu.

Prędkość kątową odchylenia (obrotu samochodu wokół osi pionowej) zależy od kąta skrętu kół kierowanych oraz prędkości samochodu. Stosunek prędkości kątowej odchylenia $\dot{\psi}$ do kąta skrętu koła kierowanego δ w zależności od wartości prędkości wzdłużnej samochodu V_x określany jest funkcją wzmocnienia prędkości odchylenia [5] lub transmitancją prędkości odchylenia względem kąta obrotu kierownicy [9]. Dla liniowego płaskiego modelu samochodu o neutralnej charakterystyce kierowności (sterowności [1]) poruszającego się ruchem ustalonym po okręgu można wartość wzmocnienia przedstawić zależnością [5]:

$$G_{\dot{\psi}} = \frac{\dot{\psi}}{\delta} = \frac{\frac{V_x}{R}}{\delta} = \frac{V_x}{L} \quad (2)$$

gdzie:

- $\dot{\psi}$ – prędkość odchyłania,
- V_x – wzdłużna prędkość samochodu.
- L – rozstaw osi.

Dla pojazdów o charakterystykach podsterownych lub nadsterownych zależność ta jest zmodyfikowana poprzez uwzględnienie gradientu podsterowności K [5]:

$$G_{\dot{\psi}} = \frac{V_x}{(a+b) + KV_x^2} \quad (3)$$

Podobne zależności stwierdzono dla przyspieszenia poprzecznego a_y i dla liniowego płaskiego modelu samochodu o neutralnej charakterystyce kierowności poruszającego się ruchem ustalonym po okręgu wartość wzmocnienia przyspieszenia G_{a_y} wyraża się zależnością [5]:

$$G_{a_y} = \frac{a_y}{\delta} = G_{\dot{\psi}} \cdot V_x = \frac{\frac{V_x^2}{R}}{\delta} = \frac{V_x^2}{L} \quad (4)$$

Podobnie jak poprzednio w przypadku samochodu podsterownego lub nadsterownego konieczne jest uwzględnienie gradientu podsterowności:

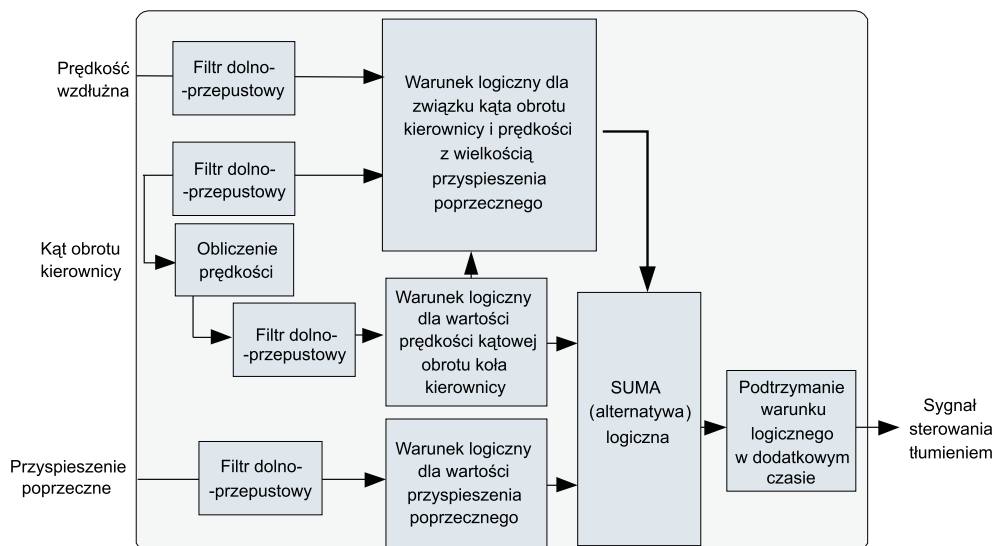
$$G_{a_y} = \frac{a_y}{\delta} = \frac{V_x^2}{L + KV_x^2} \quad (5)$$

W przypadku stanów przejściowych dodatkowo pojawia się przyspieszenie poprzeczne, związane ze zmianą kąta skrętu kół kierowanych.

Te własności dynamiki poprzecznej samochodu wskazują, że w algorytmie analizy sygnału sterowania realizowanego przez zadanie odpowiedniego kąta skrętu koła kierownicy konieczne jest uwzględnienie zarówno kąta skrętu kierownicy, jak i prędkości wzdłużnej samochodu. Uwzględnienie obu tych wielkości jest podstawą odpowiednio szybkiej reakcji w zakresie zmiany poziomu tłumienia, spowalniającego prędkość przechyłu poprzecznego samochodu.

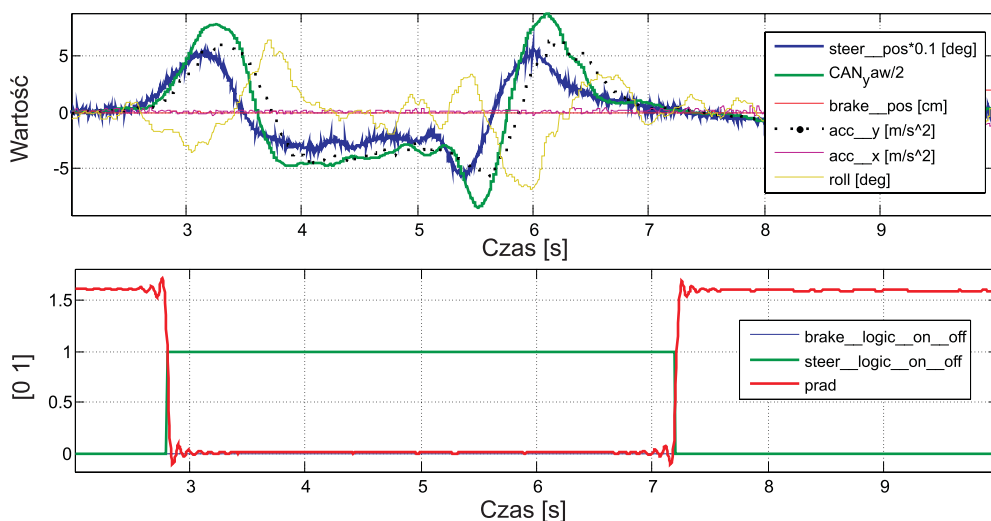
Schemat wykorzystanych sygnałów i ich przetwarzania w algorytmie sterowania zmianą tłumienia w zawieszeniu ze względu na wymagania dynamiki poprzecznej przedstawiono na rys. 7.

Ze względu na fakt, iż w procesach przejściowych (np. podwójna zmiana pasa ruchu) wartość kąta skrętu kierownicy może wielokrotnie przechodzić przez granicę przyjmowaną jako punkt zmiany poziomu tłumienia, w roli dodatkowego sygnału potwierdzającego wykorzystano sygnał przyspieszenia poprzecznego. Jednak także w jego przypadku mamy do czynienia z przechodzeniem przez granicę zmian tłumienia, poniżej których tłumienie domyślnie regulowane jest pod kątem maksymalizacji komfortu. Dlatego w algorytmie konieczne było zastosowanie funkcji podtrzymywania wysokiego poziomu tłumienia w wydłużonym czasie po zaistnieniu warunku zmiany na poziom niski. Zrealizowano to z wykorzystaniem odpowiednio skonstruowanej funkcji całkującej, generującej czas opóźnienia przełączenia poziomu tłumienia na poziom specyficzny dla warunku komfortu. Efekt uwzględnienia tego podtrzymywania przedstawiono na rys. 8.



Rys. 7. Struktura funkcjonalna algorytmu przetwarzania sygnałów dla sterowania zmianą tłumienia w zawieszeniu ze względu na wymagania dynamiki poprzecznej

Fig. 7. Functional diagram of control algorithm for adjusting suspension damping according to requirements of lateral vehicle dynamics



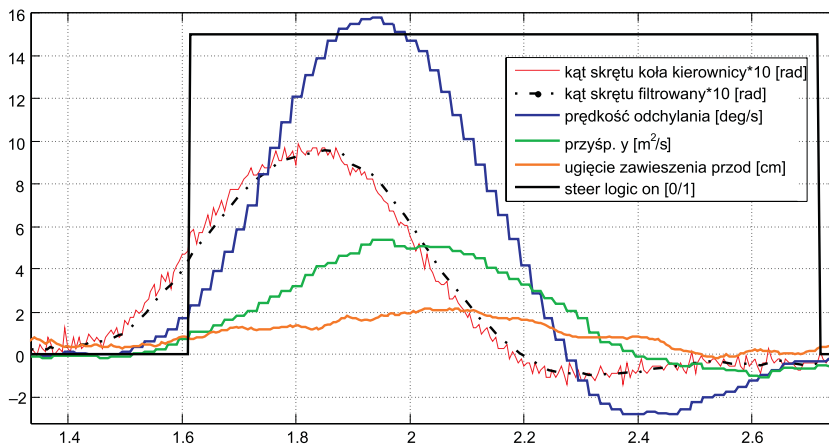
Rys. 8. Przebieg sygnałów analizowanych przez algorytm sterowania i sygnałów sterujących dla manewru podwójnej zmiany pasa ruchu zrealizowanej zgodnie z normą

Fig. 8. Time histories of signals analyzed by control algorithm and control signals

Podobnie jak dla sygnałów wykorzystywanych w algorytmie dynamiki wzdłużnej również w tym przypadku sygnały pomiarowe przed analizą ich przez algorytm musiały być poddawane wstępnemu przetwarzaniu, które zawierało filtrację dolnoprzepustową filtrem o wcześniej przedstawionej charakterystyce. To pozwoliło uzyskać bardziej jednoznaczny sygnał analizowany następnie przez algorytm zmiany tłumienia.

Na rysunku 9 przedstawiono wyniki prowadzonej filtracji sygnału kąta skreću koła kierownicy oraz zaprezentowano wielkość opóźnień czasowych odpowiedzi samochodu wynoszących około 0,1...0,15 s, co pozwala wykorzystać ten czas na zmianę poziomu tłumienia amortyzatorów. Jako odpowiedzi do analizy przyjęto prędkość odchyłania oraz przyspieszenie poprzeczne, które jest istotne o tyle, że jest przyczyną powstawania przechyłu poprzecznego samochodu i towarzyszących mu zmian geometrii ustawienia kół.

Filtrowany sygnał kąta skreću kierownicy, na podstawie którego algorytm steruje tłumieniem, względem oryginalnego sygnału kąta skreću kierownicy jest opóźniony o wartość około 0,02 s. W czasie uzyskania zmiany tłumienia zawieszenia trzeba jednak także uwzględnić opóźnienie w zmianie nastawy zaworu amortyzatora w stosunku do sygnału sterującego, którego odzwierciedleniem na rys. 4 jest linia przedstawiająca wartość sygnału *steer logic on*. Opóźnienie to podczas zmiany tłumienia z niskiego poziomu na tłumienie o poziomie wysokim wynosi ok. 0,040 do 0,055 s.



Rys. 9. Opóźnieńia czasowe dla sygnału wymuszenia w postaci impulsu skreću koła kierownicy (impuls – oryginalny i filtrowany *on-line*) oraz odpowiedzi w postaci sygnałów prędkości odchyłania i przyspieszenia poprzecznego

Fig. 9. Time delays for steering wheel excitation signal (impulse signal – original and filtered) an for responses – yaw velocity and lateral acceleration

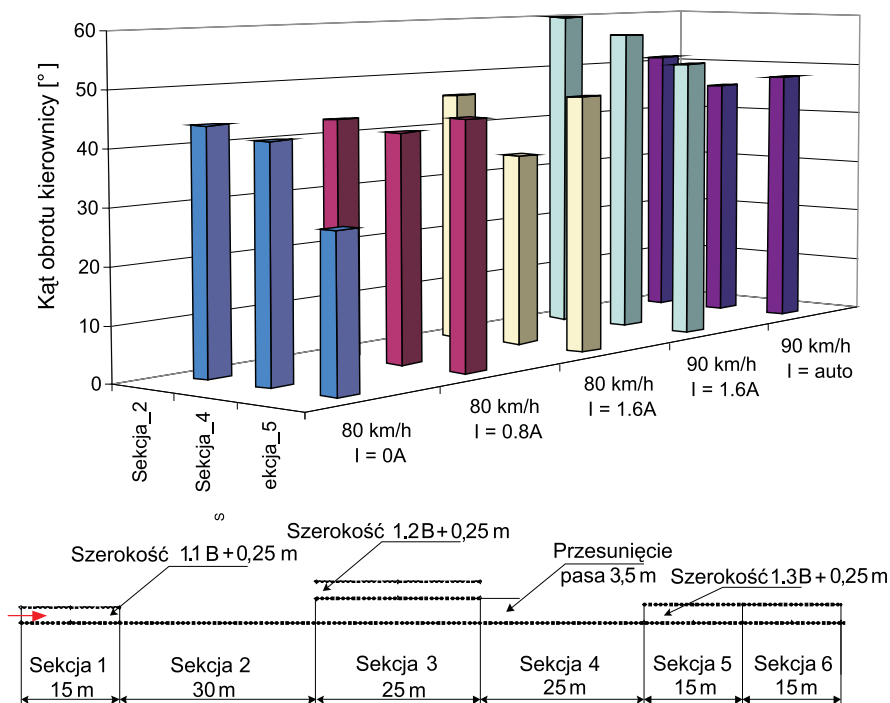
Jednak podobnie jak w przypadku hamowania tutaj również zmiana tłumienia następuje zanim wystąpi znaczące ugięcie zawieszenia, które może być spowolnione przy dużym poziomie tłumienia. Efektem tego jest:

- zmniejszenie prędkości przechyłu poprzecznego, co w przypadku takich efektów jak wpływ przechyłu poprzecznego na kąt skreću kół (ang. *roll steer* [2, 7]) pozwala dać kierowcy dłuższy czas na przeciwdziałanie temu skrećowi odpowiednią reakcją na kole kierownicy,

- w przypadku manewrów o charakterze przejściowym o dużej szybkości zmian kątów skrętu kół w przeciwnych kierunkach możliwe jest także zmniejszenie maksymalnych przechyłów poprzecznych, co wynika z tego, że w początkowym okresie ich wartość jest zależna od prędkości przechyłu i czasu jej trwania.

Do oceny funkcjonowania algorytmu przetwarzania sygnałów z uwzględnieniem wymagań dynamiki poprzecznej przeprowadzono kilkadziesiąt testów w ramach prób zrealizowanych w oparciu o metodykę badań stateczności i kierowności pojazdów – zrealizowano m. in. testy wymuszenia impulsowego na kole kierownicy oraz próby podwójnej zmiany pasa ruchu.

Dokładniejsze omówienie wyników próby podwójnej zmiany pasa ruchu przedstawiono w pracy [11]. Wskazano w niej na podstawie analizy kąta skrętu kierownicy, że dla rosnącego poziomu tłumienia obserwowano zmniejszanie się maksymalnych kątów skrętu koniecznych do przejechania toru manewru we wszystkich jego sekcjach (rys. 10). Ta tendencja może świadczyć o łatwiejszym manewrowaniu samochodu z nastawą wysokiego poziomu tłumienia. Takie były też subiektywne odczucia kierowcy prowadzącego samochód.



Rys. 10. Wartości średnie maksymalnego kąta obrotu kierownicy dla wybranych sekcji zmierzone w czasie testu podwójnej zmiany pasa ruchu ($I = 0A$ – tłumienie największe, $I = 1,6 A$ – tłumienie najmniejsze, $I = auto$ – tłumienie sterowane wg opisywanego algorytmu)

Fig. 10. Average steering wheel angle peak values comparison for chosen sections measured during double lane change test ($I = 0A$ – highest damping, $I = 1,6 A$ – smallest damping, $I = auto$ – damping controlled according to described algorithm)

Różnice w wymaganiach do przejechania toru kącie skrętu kierownicy pozostają w relacji z najbardziej widoczną tendencją obserwowaną w prowadzonych testach, jaką jest zwiększanie się maksymalnych wartości prędkości kątowej bocznego przechyłu. W tym przypadku przy prędkości 80 km/h daje się zauważyć wzrost maksymalnej prędkości tego przechyłu z wartości ok. 8°/s dla nastawy największego tłumienia do 9,5°/s dla nastawy średniego tłumienia i 10,5°/s dla najmniejszego tłumienia. W przypadku prędkości 90 km/h jest to przyrost z 12°/s dla nastawy największego tłumienia do prawie 15°/s dla tłumienia najmniejszego.

6. Wnioski

Przedstawiona w artykule koncepcja sterowania tłumieniem w zawieszeniu dla wymuszeń siłowych wykorzystuje możliwość prognozowania zmian stanu dynamiki wzdłużnej i poprzecznej, a w efekcie towarzyszących im zmian w dynamice przechyłów porzecznego i wzdłużnego w oparciu o sygnały sterowań kierowcy układem kierowniczym i hamulcowym.

W praktycznej realizacji algorytmów zwrócono uwagę na istotne znaczenie problemu jakości mierzonych sygnałów, potrzeby ich filtracji i pojawiających się w związku z tym opóźnień. W toku zrealizowanych prac badawczych zastosowano filtry o możliwie niewielkim przesunięciu fazowym pozwalające uzyskiwać niewielkie czasy opóźnień filtrowanych sygnałów względem sygnałów oryginalnych. W połączeniu z czasem odpowiedzi dynamiki pojazdu na wymuszenie daje to czas, który pomimo opóźnienia w sprzętowej realizacji zmiany poziomu tłumienia (czas narastania prądu sterującego, czas przesterowania zaworu) pozwala z sukcesem – w odpowiednim czasie – zmienić poziom tłumienia, tak aby w momencie wzrostu sił wzdłużnych lub poprzecznych ponad wartości typowe dla płynnej jazdy, móc dokonać zmiany tłumienia na wyższy poziom.

Wskazano także na potrzebę predykcji stanu dynamiki samochodu również po zaniku dynamicznych sterowań kierowcy, co zaowocowało zastosowaniem bloku funkcjonalnego podtrzymywania wysterowania wysokiego poziomu tłumienia w czasie poza spełnieniem warunków przesterowania tłumienia z poziomu niskiego na wysoki.

Szczegółowe poziomy graniczne warunków przesterowań wymagają kalibracji każdego pojazdu zgodnie z jego indywidualnymi charakterystykami.

Literatura

- [1] Andrzejewski R., *Stabilność ruchu pojazdów kołowych*, WNT, Warszawa 1997.
- [2] Dixon J.C., *Suspension Geometry and Computation*, John Wiley & Sons, Ltd, Chichester, UK 2009.
- [3] Genta G., Morello L., *The Automotive Chassis – Volume 2: System Design*, Springer, New York 2009.
- [4] HeiBing B., Ersoy M., *Chassis Handbook: Fundamentals, Driving Dynamics, Components, Mechatronics, Perspectives*, Vieweg+Teubner, Wiesbaden 2010.
- [5] Karnopp D., *Vehicle Stability*, Marcel Dekker, Inc., New York 2004.
- [6] Lozia Z., *Analiza ruchu samochodu dwuosiowego na tle modelowania jego dynamiki*, Tom 41 z Prace naukowe – Politechnika Warszawska, Oficyna Wydawnicza Politechniki Warszawskiej, Warszawa 1998.

- [7] Milliken W.F, Milliken D.L., *Race Car Vehicle Dynamics*, Warrendale, SAE International, 1995.
- [8] Niemz T., *Reducing Braking Distance by Control of Semi-Active Suspension*, Dissertation at Technische Universität Darmstadt, Fortschritt-Berichte VDI Reihe 12, Nr. 640, VDI Verlag, Düsseldorf 2007.
- [9] Pieniążek W., *Wybrane problemy badań poligonowych bezpieczeństwa czynnego pojazdów samochodowych*, materiały VIII Międzynarodowej Konferencji Naukowo-Technicznej „Problemy bezpieczeństwa w pojazdach samochodowych”, Kielce–Cedzyna, 6–8 lutego 2012.
- [10] Savaresi S.M. i in., *Semi-Active Suspension Control Design for Vehicles*, Oxford: Butterworth-Heinemann Ltd (Elsevier), 2010.
- [11] Ślaski G., *Experimental test results of the influence of adaptive damping level on passenger car dynamics during double-lane-change maneuver*, proceedings of the 7th International Scientific Conference TRANSBALTICA 2011.
- [12] Ślaski G., *The influence of adaptive damping level on vehicle vibration comfort – passenger car experimental tests results*, proceedings of the 7th International Scientific Conference TRANSBALTICA 2011.
- [13] Ślaski G., *Damping parameters of suspension of a passenger vehicle equipped with semi-active dampers with a bypass valve*, Transport Problems, Volume 6, Issue 2, 2011.
- [14] Ślaski G., *Amortyzatory o zmiennym w sposób ciągły tłumieniu z zaworem obejściowym – budowa i własności*, Logistyka, nr 6, 2010.