

Problem zmienności obciążenia eksploatacyjnego pojazdu w doborze wartości tłumienia w zawieszeniu

GRZEGORZ ŚLASKI, HUBERT PIKOSZ

Politechnika Poznańska, Instytut Maszyn Roboczych i Pojazdów Samochodowych

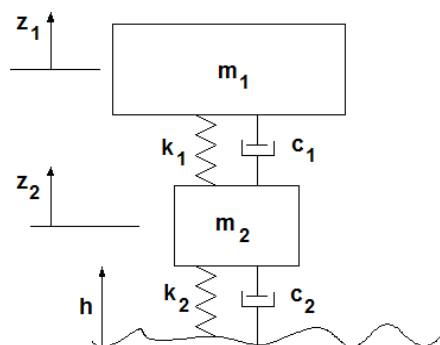
W artykule przedstawiono studium wpływu zmienności obciążenia eksploatacyjnego pojazdów na rzeczywistą wartość bezwymiarowego współczynnika tłumienia zawieszenia oraz jego wpływ na zmiany charakterystyki zachowania się pojazdu w zakresie komfortu, jak i bezpieczeństwa w zakresie potencjału siły przyczepności. Pokazano wyniki analizy obliczeniowej dla zawieszenia o stałym współczynniku sztywności (zawieszenie o metalowych elementach sprężystych) oraz o stałej częstotliwości drgań własnych (zawieszenie pneumatyczne o regulowanej wysokości). Analizę przeprowadzono dla samochodu osobowego oraz ciężarowego. Na podstawie uzyskanych wniosków zaproponowano koncepcję strategii adaptacyjnej regulacji tłumienia w zawieszeniu w zależności od aktualnego obciążenia pojazdu. Przedstawiono także wnioski co do zakresu zmienności charakterystyk tłumienia wynikających z potrzeb tej strategii regulacji tłumienia.

1. Funkcje zawieszenia i kryteria ich oceny

Samochody osobowe, ciężarowe oraz autobusy wyposażane są w zawieszenia spełniające kilka funkcji:

- przenoszą siły pomiędzy ogumionym kołem a nadwoziem pojazdu - zarówno obciążenie statyczne, jak i siły dynamiczne pojawiające się podczas jazdy – w zakresie sił wzdłużnych i poprzecznych rola ta realizowana jest przez elementy wodzące zawieszę, w przypadku sił pionowych przy przenoszeniu tych sił biorą udział elementy sprężyste i tłumiące,
- izolują kierowcę, pasażerów i ładunek od wymuszeń kinematycznych wynikających z niedoskonałości dróg i generujących w efekcie powstawanie sił dynamicznych wywołujących niepożądane drgania,
- utrzymują zakres zmienności obciążeń dynamicznych kół w granicach zapewniających bezpieczny poziom potencjału stycznych sił przyczepności opon do drogi zapewniających kierowcy panowanie nad dynamiką wzdłużną i poprzeczną samochodu,
- utrzymują ograniczony zakres ruchów kół względem nadwozia, wynikający na ogół z ograniczeń geometrycznych nadwozia i kinematyki zawieszenia.

Ten jakościowy opis funkcji zawieszenia w rozważaniach konstrukcyjnych uzupełniany jest o zdefiniowanie ilościowych miar spełnienia danych funkcji. Aby takie zdefiniować należy ustalić zmienne które mogą być mierzalne lub obliczalne w badaniach modelowych. Dla tych drugich często posługujemy się uproszczonym liniowym modelem dwumasowego układu drgającego o dwóch stopniach swobody, który schematycznie przedstawiono na rysunku 1. Parametry tego modelu to: m_1 -masa resorowana, m_2 -masa nieresorowana, k_1 -sztywność zawieszenia, k_2 -sztywność opony, c_1 -współczynnik tłumienia amortyzatora, c_2 -współczynnik tłumienia opony.



Rys. 1. Liniowy dwumasowy model zawieszenia ćwiartki pojazdu

Fig. 1. Quarter car model

Wymuszenie działające na zawieszenie ćwiartki pojazdu można opisać za pomocą przemieszczenia h , natomiast przemieszczenia i prędkości nadwozia oraz osi stanowią zmienne opisujące stan obiektu i zostały oznaczone odpowiednio przez z_1 , \dot{z}_1 , z_2 oraz \dot{z}_2 .

Znając wielkości opisujące stan dynamiki zawieszenia można zdefiniować ilościowe kryteria oceny pracy zawieszenia:

- dla oceny izolacji pasażerów i ładunku służą kryteria oceny drgań. Mogą to być analizowane w pasmach częstotliwościowych poziomy wartości skutecznych amplitud przyspieszeń pionowych masy resorowanej \ddot{z}_1 lub dokładniej siedziska kierowcy lub pasażerów;
- dla oceny utrzymania małej wartości obciążeń dynamicznych kół może to być maksymalna wartość tych obciążeń $F_{dyn_{max}}$ w najbardziej niekorzystnym paśmie częstości drgań lub też poziom tej wielkości odniesiony do obciążenia statycznego koła $F_{dyn_{max}} / F_{stat}$ albo też minimalnego dynamicznego nacisku pionowego koła również odniesionego do nacisku statycznego $F_{dyn_{min}} / F_{stat}$ (ten parametr wykorzystywany jest w diagnostyce kontrolnej zawiesznień samochodów jako wskaźnik EUSAMA);
- dla oceny utrzymania ograniczonego skoku kół czy też powiązanego z nim ugięcia zawieszenia można wykorzystać różnicę przemieszczeń koła i nadwozia (masy resorowanej i nieresorowanej): $z_1 - z_2$.

2. Wpływ tłumienia w zawieszeniu na jego pracę

Podczas projektowania zawieszenia w zakresie przedstawionych wyżej kryteriów, konstruktorzy dobierają takie parametry, jak sztywność zawieszenia i jego tłumienie. W mniejszym stopniu mają wpływ na sztywność i tłumienie oraz na wielkość masy nieresorowanej. W przypadku masy resorowanej decydują o niej inne kryteria niż te związane bezpośrednio z pracą samego zawieszenia.

W niniejszym artykule autorzy analizują możliwość zmiany tłumienia w zawieszeniu w czasie rzeczywistym, stąd też najbardziej interesującym w tej sytuacji parametrem jest tu wartość tłumienia, technicznie uzyskiwana poprzez dobór odpowiedniej charakterystyki tłumienia amortyzatora hydraulicznego, przybliżanego w najprostszy sposób jedną wartością liniowego współczynnika tłumienia c_1 .

Jego wpływ na pracę danego zawieszenia jest mocno zależny od masy, której ruchy są tłumione oraz od sztywności zawieszenia k_1 , w którym pracuje dany amortyzator. Można to wyrazić bezwymiarowym współczynnikiem tłumienia zdefiniowanym [1]:

$$\gamma = \frac{c_1}{2\sqrt{k_1(m_1 + m_2)}} \quad (1)$$

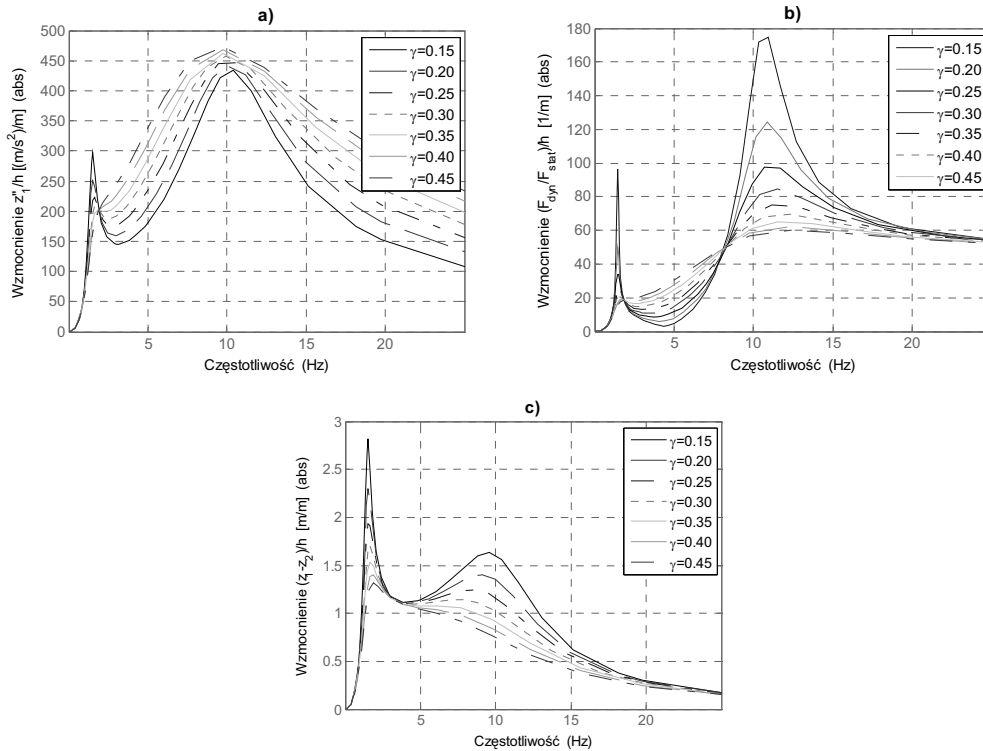
W związku z tym, iż charakter odpowiedzi zawieszenia na wymuszenie jest mocno zależny od częstości wymuszenia kinematycznego, to najwygodniej jest analizować te odpowiedzi na charakterystykach dynamicznych zawieszonych obrazujących funkcje wzmocnienia między wymuszeniem h a wyjściem, którym mogą być dowolne wielkości. Adekwatnie do opisanych wcześniej kryteriów najwygodniej będzie przyjmując przyspieszenia nadwozia, zmiany obciążeń dynamicznych kół i różnicę przemieszczeń koła i nadwozia jako skok zawieszenia.

Dla wykonania powyższych charakterystyk wykorzystano narzędzia pakietu Matlab/Simulink, budując liniowe modele układów zawieszenia z różnymi wyjściami i korzystając z narzędzi pakietu Control Toolbox pozwalających na analizę podstawowych charakterystyk obiektów sterowania.

W wyniku przeprowadzonej analizy w zakresie zmienności spotykanego w konstrukcjach samochodów poziomego bezwymiarowego współczynnika tłumienia (przyjęto za [2] zmiany od 0,15 do 0,45) otrzymano charakterystyki jak na rysunku 2.

W przypadku oceny komfortu widać, że poza pierwszym obszarem rezonansowym (drgań własnych nadwozia) zwiększanie tłumienia zwiększa wartości funkcji wzmocnienia, czyli tym samym pogarsza izolacyjność zawieszenia i komfort jazdy.

W zakresie wpływu na bezpieczeństwo zaobserwować można, że niska wartość bezwymiarowego współczynnika tłumienia ma negatywny wpływ na wzrost obciążeń dynamicznych kół w obu obszarach rezonansowych – nadwozia i koła. Sytuacja odwrotna występuje tylko w zakresie częstotliwości pomiędzy pierwszym a drugim obszarem rezonansowym, ale w tym zakresie wartości funkcji wzmocnienia są od 3 do 9 razy niższe niż w obszarze rezonansowym.



Rys. 2. Funkcje wzmocnienia (transmitancje) dla zawieszenia ćwiartki samochodu osobowego przy różnych poziomach bezwymiarowego współczynnika tłumienia γ , dla: a - przyspieszenia nadwozia, b - obciążenia dynamicznego koła, c - ugięcia zawieszenia.

Fig. 2. Transfer functions of: a - body acceleration, b - dynamic wheel force, c - suspension displacement, for a quarter car (passenger) with various damping ratio levels γ .

Dla ostatniego kryterium - ugięcia zawieszenia - tendencja jest stała w całym zakresie, aczkolwiek wyraźny wpływ występuje tylko w obszarze częstości rezonansowych. Im mniejsze tłumienie, tym bardziej rośnie ugięcie zawieszenia i jest to przyrost progresywny.

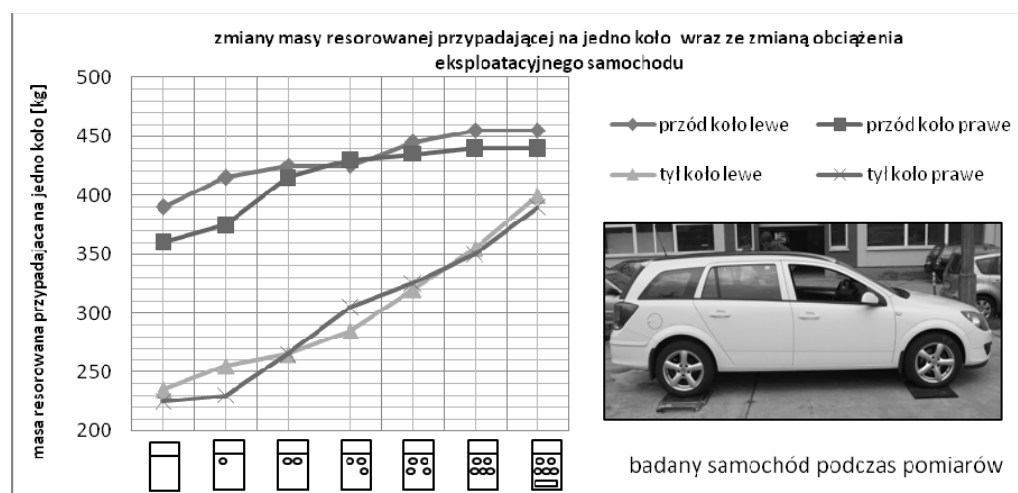
Powyższe charakterystyki wykonane zostały przy założeniu stałej wartości parametrów modelu zawieszenia ćwiartki samochodu. W dalszej części artykułu przedstawiono wyniki eksperymentu mającego na celu ustalić zakres zmienności masy resorowanej w samochodzie osobowym oraz ciężarowym.

3. Zmienność obciążenia eksploatacyjnego samochodów

Podczas eksploatacji obciążenie samochodów może zmieniać się w dosyć szerokim zakresie, przy czym zmiany te nierównomiernie rozkładają się na poszczególne osie, a nawet w pewnym stopniu koła samochodu. Choć jest to zagadnienie dosyć oczywiste, stosunkowo niewiele konkretnych danych jest łatwo dostępnych w literatu-

rze. Autorzy niniejszego artykułu postanowili wykonać własne pomiary dla samochodu osobowego i skonfrontować je z wynikami uzyskanymi przy wykorzystaniu programu do symulacji ruchu pojazdów używanego w rekonstrukcji wypadków drogowych.

Rzeczywisty samochód zaprezentowany na rysunku 3 poddano zważeniu, mierząc naciski pionowe poszczególnych kół dla różnych konfiguracji obciążenia samochodu. Rozpoczęto od samochodu pustego i dodając kolejno pasażerów w najbardziej prawdopodobnej konfiguracji oraz obciążenie w bagażniku. Masa całkowita samochodu zmieniała się od poziomu masy własnej (1380 kg) pomniejszonej o część masy paliwa równej 30 kg, do poziomu zbliżonego do dopuszczalnej masy całkowitej, uzyskując maksymalnie 1825 kg (dmc 1905 kg). W efekcie przyrost masy resorowanej przypadającej na jedno koło przednie wyniósł około 20% masy początkowej, a w przypadku koła tylnego było to aż 70% masy dla samochodu pustego.



Rys. 3. Wykres zmian wartości masy resorowanej przypadającej na poszczególne koła samochodu osobowego Opel Astra III w zależności od ilości pasażerów i obecności ładunku (oznaczone symbolicznie na osi odciętych)

Fig. 3. Particular wheel sprung mass vs. number of passengers and load (symbolic representation on X-axis) for Opel Astra III

Według danych zamieszczonych w pracy [2] dla pojazdów z przełomu lat 60. i 70. masy resorowane przypadające na jedno koło dla osi przedniej zmieniały się w przedziałach od 150 do 400 kg, a dla osi tylnej - od 150 do 450. Przy czym zmiany procentowe przyrostu masy resorowanej przypadającej na koło dla przedniej osi zmieniały się od 20 do 80% masy początkowej, w przypadku osi tylnej od 50 do 115% masy początkowej. W publikacji innego autora [3] zakresy zmienności dla samochodów z lat 60. wynosiły od 12 do 52% dla osi przedniej i od 25 do 79 % dla osi tylnej.

Wykonano również symulację dla pojazdu ciężarowego o masie własnej 6200 kg i ładowności 7800 kg. W przypadku tego samochodu masa resorowana przypadająca na jedno koło osi przedniej dla samochodu pustego wynosiła około 1350 kg, a dla

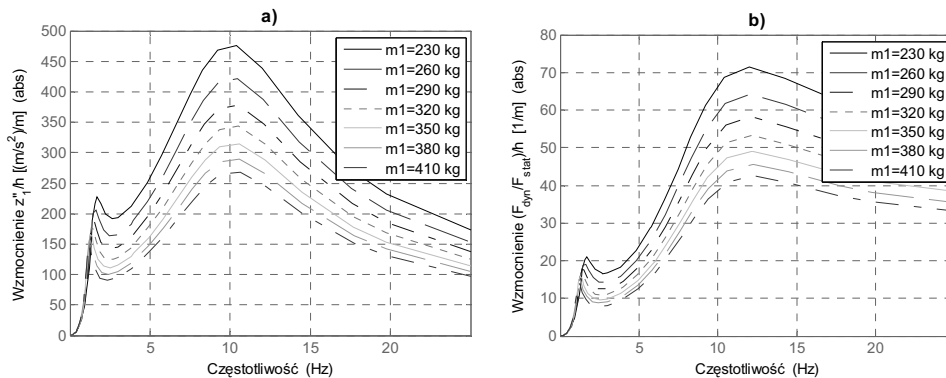
pełnego 1694 kg (zmiana o 24%). W przypadku osi tylnej zmiany te zawierały się pomiędzy wartościami 1580 kg a 5150 kg – przyrost procentowy sięga w przypadku osi tylnej wartości ponad 210% - masa resorowana dla samochodu obciążonego dla jednej strony osi tylnej jest przeszło trzy razy większa niż dla pustego. W literaturze [3] spotkać można dla samochodów ciężarowych wartości zakresów zmienności dla osi przedniej od 12 do 80%, a dla osi tylnej od 60 do prawie 400% masy samochodu nieobciążonego.

Taka zmienność masy powoduje, że charakterystyka dwumasowego układu drgającego, jakim jest układ masy resorowanej i nieresorowanej, jest zmienna w całym okresie eksploatacji adekwatnie do chwilowego obciążenia pojazdu.

Zarówno stosunek masy do sztywności zawieszenia jest zmienny, jak i do współczynnika tłumienia, co skutkuje zmiennością zarówno częstości drgań własnych tego układu, jak i zmiennością bezwymiarowego współczynnika tłumienia.

W wielu konstrukcjach – szczególnie tam, gdzie zmiany obciążeń są duże - stosuje się zawieszenia o stopniowanych charakterystykach lub charakterystykach progresywnych. W pojazdach użytkowych stosuje się zawieszenia pneumatyczne wyposażone w systemy utrzymywania stałej wysokości, dające w efekcie utrzymanie stałej częstości drgań własnych przy zmienności współczynnika sztywności zawieszenia rosnącego wraz ze zmianami obciążenia.

Dla analizowanego przypadku samochodu osobowego wykonano charakterystyki funkcji wzmocnienia dla przyspieszeń nadwozia, obciążeń dynamicznych koła oraz ugięć zawieszenia. Wyniki badań przeprowadzonych na modelu zawieszenia tylnej ćwiartki samochodu zaprezentowano na rysunku 4. Dla przyjętej zmienności masy: resorowanej bezwymiarowy współczynnik tłumienia γ w zawieszeniu zmieniał się niemal odwrotnie proporcjonalnie wraz ze wzrostem masy: od poziomu około 0,32 do poziomu około 0,24.



Rys. 4. Funkcje wzmocnienia (transmitancje) dla zawieszenia ćwiartki samochodu osobowego przy różnych wartościach masy resorowanej m_1 i stałym współczynniku tłumienia c_1 dla: a - przyspieszenia nadwozia, b - obciążenia dynamicznego koła

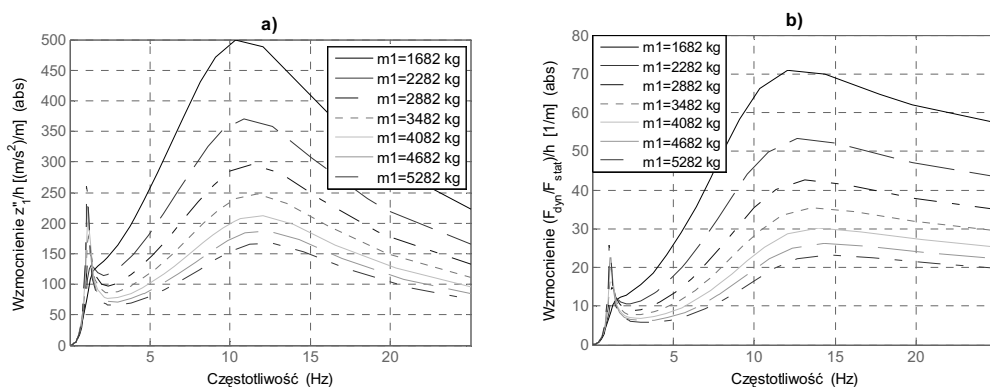
Fig. 4. Transfer functions of: a - body acceleration, b - dynamic wheel force, for a quarter car (passenger) with various sprung mass m_1 and constant damping coefficient c_1

Dla kryterium komfortu wyraźnie widoczny jest jednoznaczny wpływ przyrostu masy przy utrzymaniu tych samych wartości sztywności i tłumienia w zawieszeniu – niemal dwukrotny wzrost masy resorowanej powoduje spadek wartości funkcji wzmocnienia niemal o połowę, powodując, że komfort jazdy obciążonym samochodem staje się wyraźnie wyższy.

Podobną tendencję zaobserwować można w odniesieniu do względnej wartości obciążeń dynamicznych (odniesionych do obciążenia statycznego zawieszenia) – zawieszenie obciążone prawie dwukrotnie większą masą resorowaną zapewnia prawie dwukrotnie mniejszy poziom względnych obciążeń dynamicznych.

W przypadku samochodu ciężarowego mamy do czynienia z zastosowaniem zawieszenia pneumatycznego charakteryzującego się zastosowaniem systemu poziomowania, zmieniającego w efekcie sztywność elementu sprężystego, ale dającego utrzymanie stałej częstości drgań własnych nadwozia samochodu ciężarowego.

Z drugiej strony zmienność masy resorowanej jest w tym przypadku znacznie większa. Wyniki badań charakterystyk dla modelu zawieszenia tylnej ćwiartki samochodu ciężarowego przedstawiono na rysunku 5. Dla przyjętej zmienności masy resorowanej bezwymiarowy współczynnik tłumienia γ w zawieszeniu zmieniał się wraz ze wzrostem masy od poziomu około 0,42 do poziomu około 0,14.

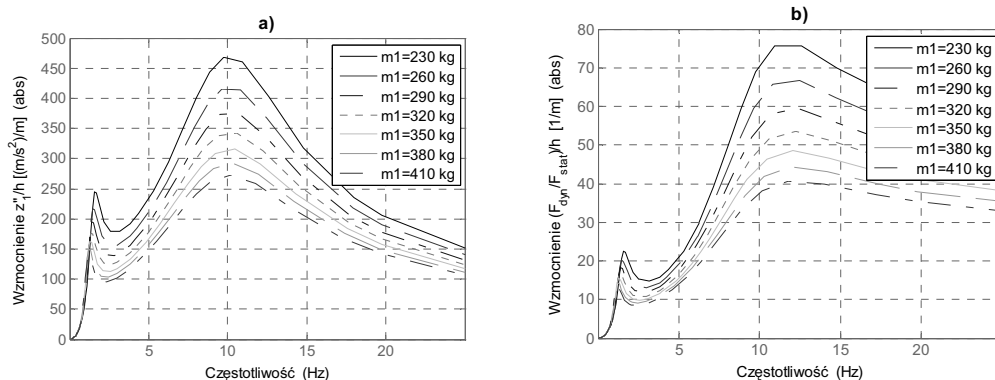


Rys. 5. Funkcje wzmocnienia (transmitancje) dla zawieszenia ćwiartki samochodu ciężarowego przy różnych wartościach masy resorowanej m_1 i stałym współczynniku tłumienia c_1 dla: a - przyspieszenia nadwozia, b - obciążenia dynamicznego koła

Fig. 5. Transfer functions of: a - body acceleration, b - dynamic wheel force, for a quarter car (commercial vehicle) with various sprung mass m_1 and constant damping coefficient c_1

4. Charakterystyki pracy zawieszenia ze stałą wartością bezwymiarowego współczynnika tłumienia γ

Możliwości, jakie w ostatnich latach dały techniki sterowania przyczyniły się do powstania amortyzatorów o charakterystykach zmiennych w bardzo krótkim czasie, umożliwiające nawet pracę w tzw. czasie rzeczywistym – czasie w którym zmiana charakterystyki w odpowiedzi na aktualny stan dynamiki pozwoli jeszcze na ten stan wpływać. Wykonano badania modelu zawieszenia ćwiartki samochodu osobowego – ich wyniki przedstawiono na rysunku 6.



Rys. 6. Funkcje wzmocnienia (transmitancje) dla zawieszenia ćwiartki samochodu osobowego przy różnych wartościach masy resorowanej m_1 i stałej wartości bezwymiarowego współczynnika tłumienia $\gamma=0.26$ dla: a - przyspieszenia nadwozia, b - obciążenia dynamicznego koła

Fig. 6. Transfer functions of: a - body acceleration, b - dynamic wheel force, for a quarter car (passenger) with various sprung mass m_1 and constant damping ratio $\gamma=0.26$

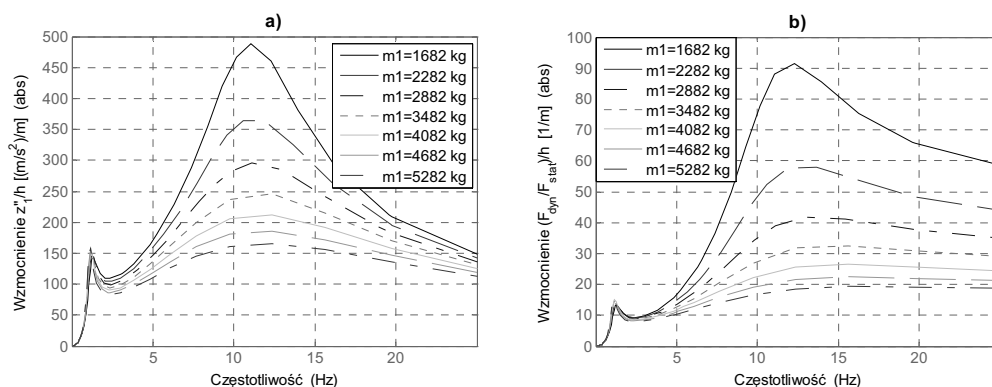
Podobne badanie wykonano dla zawieszenia tylnej ćwiartki samochodu ciężarowego charakteryzującego się większym rozrzutem wartości masy resorowanej – wyniki przedstawiono na rysunku 7.

Uważna analiza funkcji wzmocnienia przyspieszeń nadwozia dla samochodu osobowego pokazuje, iż dla pierwszego obszaru rezonansowego otrzymujemy nieznaczne pogorszenie komfortu. W obszarze drugiego rezonansu wpływ zmian tłumienia amortyzatora pozostaje niemal niezauważalny. Poprawę komfortu uzyskano dla obszarów pomiędzy rezonansem nadwozia i koła oraz dla obszaru częstotliwości wyższych od rezonansu koła.

Analiza funkcji wzmocnienia dla względnych zmian dynamicznego obciążenia koła wykazuje w obszarze drugiego rezonansu (koła) zmiany, które dla niższych mas resorowanych w niewielkim stopniu podniosły wartość funkcji wzmocnienia, obniżając tym samym bezpieczeństwo i w przypadku wyższych wartości mas resorowanych obniżyły wartość tej funkcji podnosząc bezpieczeństwo. Związane jest to z tym, że przyjęta stała wartość bezwymiarowego współczynnika tłumienia na poziomie 0,26 odpowiada wartości uzyskiwanej dla masy resorowanej odpowiadającej połowie zakresu zmienności tej masy. Tym samym w przypadku zawieszenia z tłumikiem pasywnym dla pojazdu nieobciążonego wartości γ były większe, a dla obciążonego były mniejsze niż 0,26.

W przypadku zawieszenia o stałej częstotliwości drgań własnych – zawieszenia samochodu ciężarowego – wpływ utrzymywania stałej wartości bezwymiarowego współczynnika tłumienia jest trochę inny w obszarze rezonansu nadwozia. Otrzymano dużą poprawę komfortu dla pojazdu obciążonego, uzyskując redukcję wartości funkcji wzmocnienia nawet o ponad 30%.

Podobnie jak dla samochodu osobowego, poprawę komfortu uzyskano także dla obszarów pomiędzy rezonansem nadwozia i koła oraz dla obszaru częstotliwości wyższych od rezonansu koła.



Rys. 7. Funkcje wzmocnienia (transmitancje) dla zawieszenia ćwiartki samochodu ciężarowego przy różnych wartościach masy resorowanej m_1 i stałej wartości bezwymiarowego współczynnika tłumienia $\gamma = 0.26$ dla: a - przyspieszenia nadwozia, b - obciążenia dynamicznego koła

Fig. 7. Transfer functions of: a - body acceleration, b - dynamic wheel force, for a quarter car (commercial vehicle) with various sprung mass m_1 and constant damping ratio $\gamma = 0.26$

Podobną różnicę pomiędzy zawieszeniem ze stałą wartością sztywności a zawieszeniem ze stałą częstotliwością drgań własnych wykazuje analiza funkcji wzmocnienia dla względnych zmian dynamicznego obciążenia koła. Tu również w obszarze pierwszego rezonansu uzyskano zmniejszenie wartości funkcji wzmocnienia dla przypadków wysokiej masy resorowanej (załadowanego pojazdu).

Podobnie jak dla samochodu osobowego funkcja wzmocnienia dla względnych zmian dynamicznego obciążenia koła wykazuje w obszarze drugiego rezonansu (koła) zmiany, które dla niższych mas resorowanych podnoszą wartość funkcji wzmocnienia, obniżając tym samym bezpieczeństwo i w przypadku wyższych wartości mas resorowanych obniżają wartość tej funkcji podnosząc bezpieczeństwo. Związane jest to z tym, że przyjęta stała wartość bezwymiarowego współczynnika tłumienia na poziomie 0,26 odpowiada wartości uzyskiwanej dla masy resorowanej odpowiadającej ładunkowi o wartości 20% ładowności. Tym samym w przypadku zawieszenia z tłumikiem pasywnym dla pojazdu nieobciążonego wartości γ były większe, a dla obciążonego były mniejsze niż 0,26, przy czym w przypadku samochodu ciężarowego zakres zmienności był znacznie większy i wartości γ spadały do poziomu 0,14.

5. Podsumowanie i wnioski

Powyższa analiza uwidacznia, jak trudno jest uzyskać optymalne połączenie spełniania przez zawieszenie dwóch funkcji – zapewnienia komfortu i bezpieczeństwa. W literaturze [1, 2] podaje się nawet wartości γ optymalne dla komfortu i dla bezpieczeństwa. Dla komfortu są to wartości γ rzędu 0,15...0,2, a dla bezpieczeństwa rzędu

0,4...0,45. Pewnym rozwiązaniem może być zastosowanie amortyzatorów o regulowanej w czasie rzeczywistym charakterystyce, co pozwala w jednym zawieszeniu uzyskać różne poziomy bezwymiarowego współczynnika tłumienia w zależności od aktualnegoysterowania elementów nastawczych zaworów amortyzatora.

Jednym z algorytmów doboru tłumienia, jak wykazała powyższa analiza, może być algorytm utrzymania stałego bezwymiarowego współczynnika tłumienia w zawieszeniu niezależnie od poziomu obciążenia. Problemem może tu być dobór wartości, jaka powinna być wybrana jako ta stała wartość tłumienia. Wskazaniem kierunkiem byłby dobór pod kątem optymalizacji komfortu, jako działaniem domyślnym.

Realizacja takiego sposobu regulacji tłumienia obarczona jest ryzykiem spadku bezpieczeństwa w przypadku niewielkiego obciążenia pojazdu. Tego typu zjawisko zaobserwować można w przypadku zastosowania np. amortyzatorów regulujących stopień tłumienia proporcjonalnie do wartości ciśnienia w elementach sprężystych. Kierowcy testujący takie rozwiązanie pozytywnie oceniali odczucia związane z komfortem w pustym pojeździe i jednocześnie krytykowali nadmierne przechyły pojazdu przy gwałtownych manewrach.

Rozwiązaniem mogącym utrzymać zalety i zlikwidować wady jest rozwiązanie, które może połączyć dwa algorytmy – jeden optymalizujący dobór tłumienia dla komfortu i drugi optymalizujący dla bezpieczeństwa, połączone trzecim potrafiącym dokonać oceny sytuacji pod kątem automatycznego wyboru jednego z tych dwóch algorytmów. Działanie tego trzeciego algorytmu miałoby charakter nadrzędny dla dwóch wcześniejszych.

Przeprowadzona analiza wykazała, że potencjał poprawy własności pojazdu przy takim sterowaniu jest tym większy, im większy jest poziom zmian obciążenia pojazdu w stosunku do jego masy bez ładunku.

Literatura

- [1] MILLIKEN W.F., MILLIKEN D.L.: *Race car vehicle dynamics*. Society of Automotive Engineers. 1995.
- [2] MITSCHKE M.: *Dynamika samochodu, Tom 2, Drgania, Wydanie 2*. WKiŁ, Warszawa 1989.
- [3] ROTENBERG R.W.: *Zawieszenie samochodu*. WKiŁ. Warszawa 1974.
- [4] WILLIAMS R.A.: *Automotive active suspensions Part 1: basic principles*. Engineering Centre, Jaguar Cars, Coventry Proc. Instn Mech. Engrs, Part D, 1997.

The problem of vehicle load changes in vehicle suspension damping ratio choice

Summary

This paper presents the study of influence of vehicle load variations on actual value of damping ratio and its influence on changes in transmissibility's functions in area of comfort and safety. Transmissibility functions are presented for suspension with constant value of suspension stiffness coefficient and damping coefficient and also for suspension with constant value of bounce natural frequency and constant damping coefficient. Analysis was made for passenger and commercial vehicles. On the basis of this analysis some idea of control algorithm concerning changes in vehicle load is presented and the limits of necessary damping ratio levels.