

ANALIZA WPŁYWU ZWIĘKSZENIA MASY NIERESOROWANEJ POPRZECZ ZABUDOWĘ SILNIKÓW ELEKTRYCZNYCH W PIASTACH KÓŁ NA KOMFORT I BEZPIECZEŃSTWO JAZDY SAMOCHODU OSOBOWEGO

GRZEGORZ ŚLASKI¹, ADAM GUDRA², ADAM BOROWICZ²

Politechnika Poznańska, RRM Technic

Streszczenie

W artykule przedstawiono wyniki badań symulacyjnych oraz wybranych badań eksperymentalnych przeprowadzonych dla oceny wpływu zamontowania silników elektrycznych w piastach kół. Genezą tych badań są prace badawczo-rozwojowe prowadzone w celu opracowania elektrycznego napędu zwiększającego możliwości istniejących pojazdów i zmniejszającego koszty ich eksploatacji poprzez przekształcenie dowolnego samochodu osobowego o napędzie spalinowym na samochód o dwóch alternatywnych napędach – elektrycznym i spalinowym. Przyjęto koncepcję zastosowania dwóch silników elektrycznych umieszczonych w piastach kół osi nienapędzanej. Na podstawie przeprowadzonych analiz podobnych rozwiązań oraz własnych założeń konstrukcyjnych oszacowano masę projektowanych silników. Masę tę dodano w formie dodatkowych obciążników zamocowanych do wspornika koła oraz zmodyfikowano masy dla modelu matematycznego zawieszenia ćwiartki samochodu. Wyniki badań eksperymentalnych przeanalizowano wykorzystując analizę przebiegów wartości skutecznych przyspieszeń nadwozia w pasmach częstotliwości a wyniki badań symulacyjnych analizując przebiegi funkcji wzmocnienia dla przyspieszeń masy resorowanej oraz obciążen dynamicznych kół oraz wskaźnika EUSAMA.

Słowa kluczowe: silniki elektryczne, piasty kół, masa nieresorowana, bezpieczeństwo

1. Wstęp – silniki elektryczne w piastach kół

Wykorzystanie napędu elektrycznego w pojazdach ma historię dłuższą niż wykorzystanie napędu spalinowego. Okres jego znaczącego udziału wśród różnych rodzajów napędów wystąpił w początku rozwoju samochodów – w pierwszej dekadzie XX w. W roku 1900

¹ Poznan University of Technology, Institute of Machines and Motor Vehicles, ul. Piotrowo 3, 60 965 Poznań, Poland, e mail: grzegorz@slaski.eu, tel. 61 665 22 22

² RRM Technic Sp. z o.o., ul. Gdynska 131, 62 004 Czerwonak, Poland, e-mail: info@rrm-technic.pl, tel. 61 851 07 10

35% sprzedanych spośród 4200 samochodów miało napęd elektryczny, 40% parowy a tylko 22% spalinowy [4].

Wśród różnych koncepcji umieszczenia silnika pojawiła się też taka, aby silniki zabudować w piastach kół tak, aby bezpośrednio napędzały one koła samochodu. Już w 1884 roku W. Adams [1] opatentował silnik w piaście koła przeznaczonego do lekkiego pojazdu szynowego. W roku 1898 Ferdinand Porsche zbudował prototyp samochodu elektrycznego z silnikami w piastach kół – najpierw z napędzaną jedną osią a potem także z napędzanymi dwiema osiami (sprzedano ok. 300 sztuk) [7].

Współcześnie koncepcję tę rozwija wiele firm. Część rozwiązań takich jak firmy Protean Electric Ltd. [8], czy też Hyundai Mobis [2] to tylko silnik zintegrowany z piastą koła, inne firmy takie jak Michelin [5], Bridgestone czy też Siemens [6] proponują także rozwiązanie obejmujące kompletny system napędu i resorowania elektrycznego z wykorzystaniem silników umieszczonych w kołach.

Koncepcja firmy RRM Technic, będąca genezą badań opisanych w niniejszym artykule, zakłada umieszczenie silników elektrycznych w tylnych kołach pojazdu w taki sposób, by układ hamulcowy oraz elementy zawieszenia koła pozostały niezmienione. Wymaga to opracowania silnika z wirnikiem zewnętrznym i stojanem z cewkami rozmieszczonymi na okręgu o średnicy większej niż średnica układu hamulcowego, zamocowanego do piasty koła. Silnik pozbawiony będzie klasycznego wału a łożyskowanie wirnika zapewnione będzie przez łożyska koła. Wirnik z magnesami stałymi będzie zakładany na szpilki kół pomiędzy tarczą hamulcową a felgą.

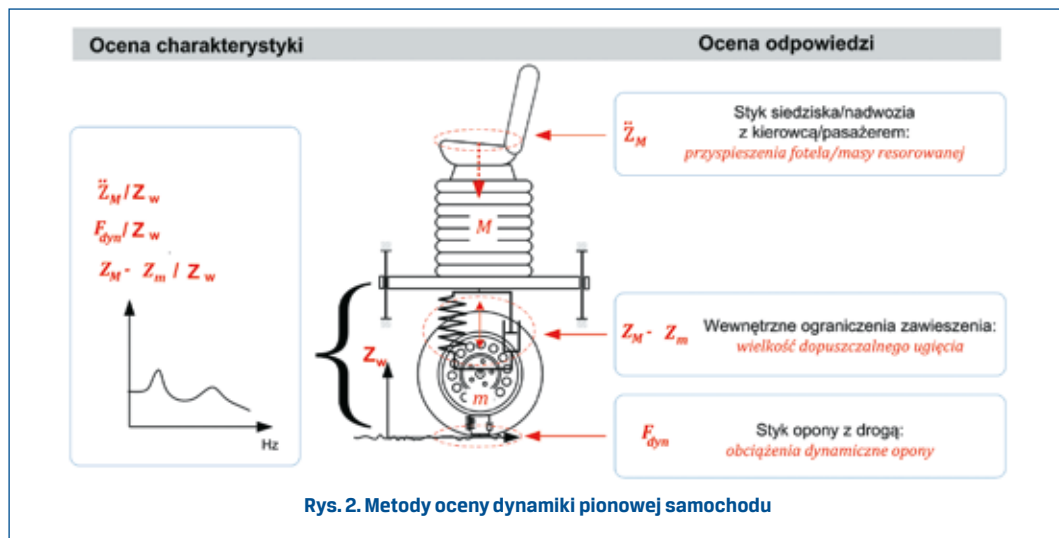
Baterie i elementy sterowania zostaną umieszczone we wnęce na koło zapasowe. Pojazd zostanie wyposażony w pokładową ładowarkę umożliwiającą ładowanie baterii ze standardowego gniazdka 220 V. W celu zapewnienia poprawnego działania pojazdu w trybie jazdy czysto elektrycznym modyfikacji wymagał będzie również osprzęt silnika spalinowego. W szczególności podzespoły takie jak mechaniczna pompa wspomagania układu kierowniczego, sprężarka klimatyzacji, ogrzewanie czy pompa podciśnieniowa do wspomagania hamulców będą napędzane silnikami elektrycznymi.



Rys. 1. Koncepcja silnika w piaście

2. Metodyka badań wpływu zwiększonej masy nieresorowanej na komfort i bezpieczeństwo

Ocena zawieszenia pod względem komfortu i bezpieczeństwa może być realizowana poprzez bezpośrednią ocenę odpowiedzi samochodu na wymuszenia kinematyczne w postaci zmiennych będących wskaźnikami komfortu i bezpieczeństwa lub poprzez ocenę charakterystyki przekształcania wymuszeń kinematycznych na te zmienne – rys. 2.



Rys. 2. Metody oceny dynamiki pionowej samochodu

W pierwszym przypadku ocena musi dotyczyć konkretnych wymuszeń (czyli konkretnych warunków eksploatacji wyznaczanych przez wymuszenia kinematyczne zależne od rodzaju nierówności i prędkości jazdy po nich) i realizowana jest poprzez ocenę przyspieszeń oddziaływujących na kierowcę lub pasażera jako wskaźnika komfortu oraz obciążeń dynamicznych koła jako wskaźnika bezpieczeństwa.

W drugim przypadku ocena dotyczy sposobu przekształcania wymuszeń kinematycznych na wybrane odpowiedzi. Ta ocena umożliwia scharakteryzowanie zawieszenia niezależnie od działającego wymuszenia przy założeniu, że rozważania dotyczyć będą liniowego zakresu pracy zawieszenia, co dla jazdy po nawierzchniach utwardzonych w dużym zakresie warunków eksploatacji jest zgodne z rzeczywistością.

Ten drugi sposób oceny wymaga znajomości wejścia – czyli wymuszenia kinematycznego. Ponieważ w czasie jazdy niemożliwym jest jego pomiar to analiza charakterystyk dynamicznych jako ocena eksperymentalna jest niemożliwa do wykonania. Wyznaczenie charakterystyk dynamicznych możliwe jest natomiast w badaniach eksperymentalnych laboratoryjnych, np. z wykorzystaniem elektrohydraulicznych wzbudników drgań [11].

Analiza charakterystyk dynamicznych jest jednak łatwa do zastosowania w badaniach modelowych, gdzie wymuszenie kinematyczne i odpowiedź są znane i z tego powodu

wykorzystano ją w przedstawionej analizie symulacyjnej wpływu zwiększenia masy nieresorowanej na dynamikę pionową samochodu.

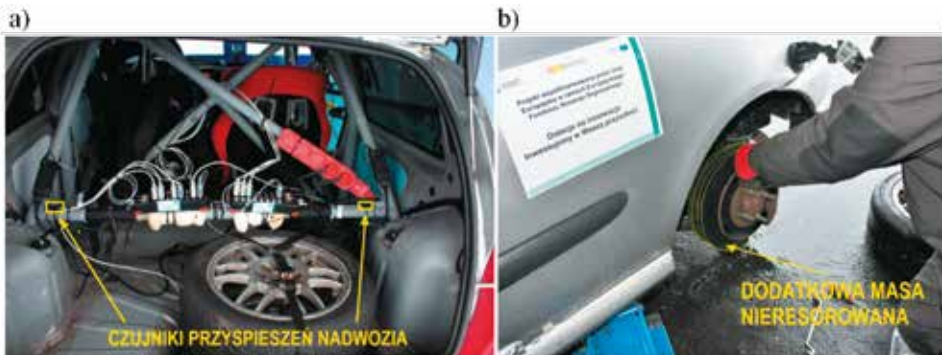
3. Badania eksperymentalne wpływu dodatkowej masy nieresorowanej na dynamikę pionową

Dla wstępnego rozpoznania wpływu zwiększonej masy nieresorowanej na dynamikę pionową samochodu dokonano modyfikacji belki skrętnej tylnej osi samochodu osobowego dodając do wsporników kół dodatkowe masy nieresorowane.

Badania wpływu zwiększonej masy nieresorowanej na komfort zrealizowano dokonując oceny wg metody oceny narażenia na drgania pionowe człowieka siedzącego na siedzisku (drgania ogólne) dla samochodu standardowego oraz samochodu o zwiększonych masach nieresorowanych i masie resorowanej. Zwiększenie masy resorowanej wynikało z przyjęcia dodatkowego obciążenia bagażnika masą akumulatorów. Wartości mas dla obu przypadków dla jednego narożnika samochodu były następujące:

1. samochód standardowy – wartość masy nieresorowanej $m_2 = 26$ kg a masa resorowana standardowa $m_1 = 207,5$ kg;
2. samochód z dodatkowym napędem elektrycznym (symulacja dodatkowym obciążeniem) – wartość masy nieresorowanej $m_2 = 48$ kg, masa resorowana zwiększona $m_1 = 230,5$ kg.

Dla tych dwóch konfiguracji zrealizowano badania drogowe, w trakcie których dokonano pomiaru przyspieszeń pionowych masy resorowanej czujnikami umieszczonymi nad osią tylną – rys. 3.a.



Rys. 3. Samochód badawczy Renault Clio II: a) miejsce montażu czujników przyspieszeń tylnej części nadwozia, b) widok miejsca montażu dodatkowej (nie obracającej się) masy nieresorowanej

Wybór tego punktu pomiarowego nie odpowiada dokładnie metodyce oceny narażenia na drgania kierowcy bądź pasażerów, dla których powinno dokonywać się pomiarów na siedzisku. Wybrano jednak ten punkt ponieważ celem badań było porównanie dynamiki pionowej tylnej połówki samochodu a nie bezpośredni pomiar narażenia na drgania pasażerów. Zdecydowano o tym także dlatego, że zmianie ulegała tylko masa nieresorowana tylnej osi i dlatego, że w badaniach symulacyjnych użyto również uproszczonego modelu ćwiartki tylnej części samochodu.

Wykonano jazdy testowe dla warunków wyszczególnionych w tabeli 1.

Tab. 1. Warianty badań drogowych

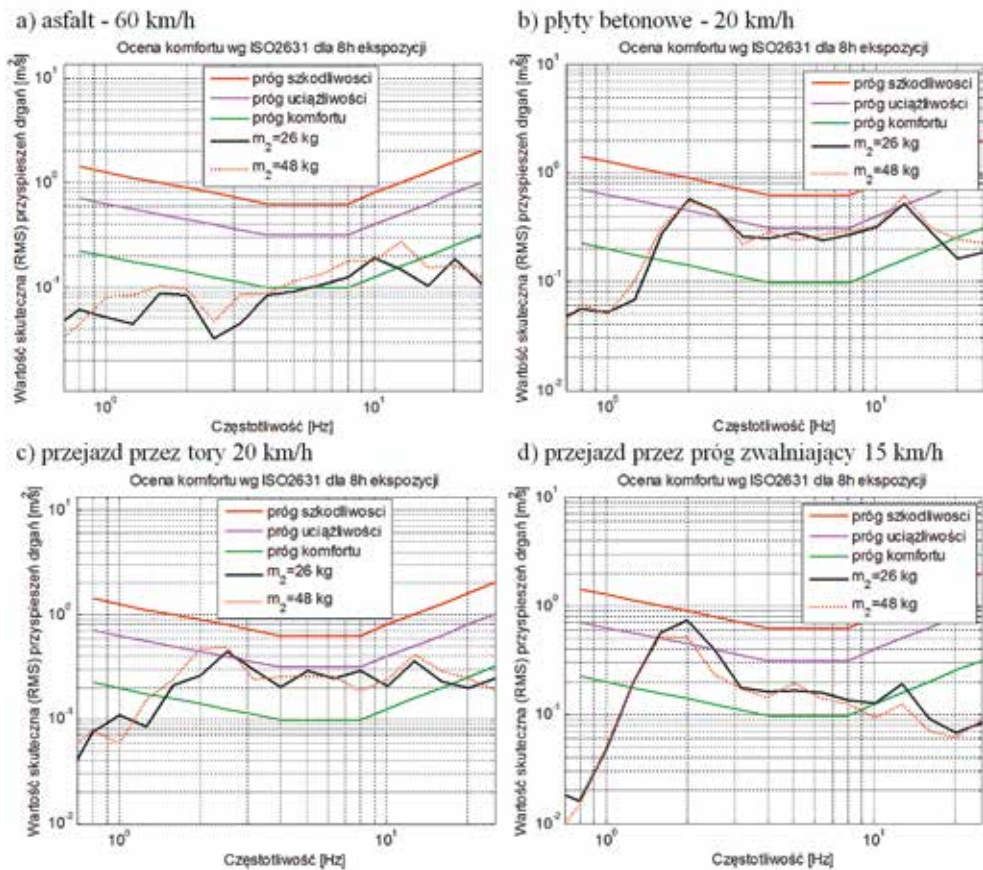
Nawierzchnia i prędkość jazdy	$m_2 = 26 \text{ kg}$	$m_2 = 48 \text{ kg}$
Asfalt 60 km/h	X	X
Płyty betonowe 20 km/h	X	X
Przejazd przez tory 20 km/h	X	X
Przejazd przez próg zwalniający 15 km/h	X	X

Masę nieresorowaną dla standardowego zawieszenia tylnego wyznaczono w badaniach laboratoryjnych. Wyniosła ona 26 kg dla jednego narożnika samochodu. Dla zasymulowania masy silników w kołach dodano dla każdego z narożników po 22 kg. Widok dodatkowych obciążników przedstawiono na rys 3.b.

Przetwarzanie wyników pomiarów przyspieszeń pionowych masy resorowanej zrealizowano w następujących etapach:

- filtracja zarejestrowanych drgań ogólnych mierzonych dla nadwozia nad tylną osią w pasmach tercjowych,
- obliczenie wartości skutecznych przyspieszeń drgań $\ddot{z}_{M,RMS}$ w poszczególnych pasmach tercjowych,
- porównanie uzyskanych rozkładów wartości skutecznych drgań z wartościami normatywnymi dla 8 godzinowego czasu ekspozycji na drgania.

Wyniki uzyskane w procesie przetwarzania danych pomiarowych w postaci wykresów wartości skutecznych przyspieszeń drgań pionowych $\ddot{z}_{M,RMS}$ przedstawiono na rys. 4.



Rys. 4. Wartości skuteczne przyspieszeń drgań pionowych nadwozia nad tylną osią w pasmach tercyjnych od 0,63 do 25 Hz dla wybranych warunków eksploatacji z podaniem wartości kryterialnych wg normy ISO 2631 dla 8 h ekspozycji

Dla wyników uzyskanych z analizy przyspieszeń podczas jazdy na nawierzchni asfaltowej znaczące różnice wystąpiły przede wszystkim w obszarze częstotliwości rezonansowej masy nieresorowanej m_2 . Dla pasma 12,5 Hz zaobserwowano wzrost wartości $\ddot{z}_{M,RMS}$ z 0,15 do 0,28 m/s^2 . Zawieszenie o większej masie nieresorowanej powoduje przekroczenie granicy komfortu w szerszym przedziale - od 3,5 Hz do 16 Hz, podczas gdy zawieszenie o $m_2 = 26$ kg tylko w przedziale od 6 do 12,5 Hz. Jednak poziom tego przekroczenia jest niewielki i w obu przypadkach jego wartości mieszczą się znacznie poniżej granicy uciążliwości.

Podobnie duży wzrost jak dla pasma 12,5 Hz - o niemal 100% - nastąpił dla pasma 1,25 Hz, ale w tym przypadku wartości $\ddot{z}_{M,RMS}$ są znacznie poniżej granicy komfortu, co powoduje, że wzrost ten nie ma praktycznego znaczenia.

Dla przejazdu po płytach betonowych odnotowano przyrosty w paśmie 12,5 Hz z wartości 0,52 do 0,61 m/s² oraz w paśmie 20 Hz z 0,18 do 0,24 m/s². W pozostałych pasmach różnice są niezauważalne. Dla przejazdu przez tory największy przyrost nastąpił dla pasma 2,0 Hz – z 0,25 do 0,48, powodując przekroczenie poziomu uciążliwości w paśmie 2 i 2,5 Hz.

Dla przejazdu przez próg zwalniający odnotowano odmienną tendencję – tutaj w paśmie 2 Hz zarejestrowano o ok. 50% wyższe wartości dla zawieszenia o mniejszej masie nieresorowanej.

Podsumowując przeprowadzone badania eksperymentalne stwierdzić można zauważalny wpływ masy nieresorowanej jedynie w pasmach obejmujących częstotliwości rezonansowe masy resorowanej i nieresorowanej. W pozostałych jest on bardzo niewielki. W najczęściej występującym przypadku jazdy po nawierzchni asfaltowej pogorszenie komfortu jest niewielkie. Dla większości pasm nie jest przekraczany próg komfortu a w tych, w których ono występuje uzyskane wartości są nadal bliższe progowi komfortu niż uciążliwości.

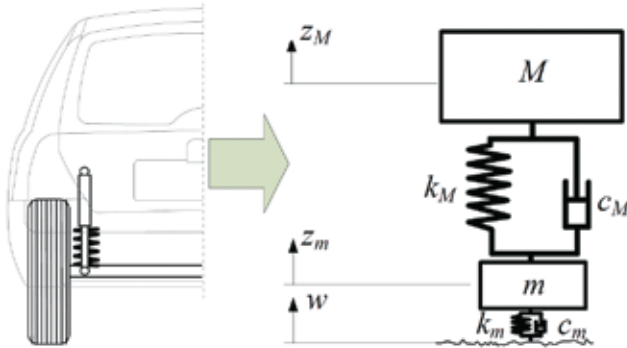
Ponieważ badania eksperymentalne dotyczyły tylko pewnych wybranych warunków eksploatacji i w efekcie nie dają całościowego obrazu wpływu zwiększonej masy nieresorowanej na komfort, zdecydowano o przeprowadzeniu także badań symulacyjnych.

4. Badania symulacyjne wpływu dodatkowej masy nieresorowanej na dynamikę pionową

Celem badań symulacyjnych było teoretyczne oszacowanie poprzez ocenę charakterystyk dynamicznych zawieszenia wpływu zwiększenia masy tylnej części samochodu wynikającego ze zwiększenia masy nieresorowanej zawieszenia i masy resorowanej tylnej części samochodu, spowodowanych montażem silników elektrycznych w kołach samochodu oraz akumulatorów w bagażniku samochodu.

4.1. Model dynamiki pionowej tylnego narożnika samochodu

Dynamikę pionową zawieszenia zamodelowano uproszczonym modelem o dwóch stopniach swobody – przemieszczeniach pionowych wzdłuż osi z .



Rys. 5. Schemat uproszczenia ćwiartki samochodu do modelu o dwóch stopniach swobody

Model dynamiki pionowej zawieszenia opisano parą różniczkowych równań ruchu II rzędu:

$$\begin{aligned}\ddot{z}_M &= 1/M \cdot (F_{k_M} + F_{c_M}) - g, \\ \ddot{z}_m &= 1/m \cdot [(F_{k_m} + F_{c_m}) - (F_{k_M} + F_{c_M})] - g,\end{aligned}\quad (1)$$

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:

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

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

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

Wartości sił F_{k_1} oraz F_{c_1} są w modelu interpolowane z charakterystyk amortyzatora i sztywności zawieszenia na podstawie aktualnego ugięcia ($z_2 - z_1$) i prędkości uginania zawieszenia ($\dot{z}_2 - \dot{z}_1$).

W wyniku przeprowadzonych badań eksperymentalnych stwierdzono wartości masy resorowanej tylnej ćwiartki samochodu jak w tab. 2.

Tab.2. Masa resorowana tylnej ćwiartki samochodu

Obciążenie samochodu	jednostka	wartość
2 pasażerów bez ciężarków w kołach	kg	207,5
2 pasażerów + ciężarki w kołach+46 kg w bagażniku	kg	230,5

Podobnie korzystając z wyników badań eksperymentalnych stwierdzono wartości masy nieresorowanej dla tylnych kół w zależności od wariantu obecności dodatkowej masy tak, jak przedstawiono to w tab. 3.

Tab. 3 Masa nieresorowana tylnej ćwiartki samochodu

Obciążenie kół	jednostka	wartość na 1 koło
bez silników w kołach	kg	26
z silnikami w kołach	kg	48

Dla wyznaczenia sztywności opony zrealizowano badania eksperymentalne sztywności opony dla ciśnienia 0,2 MPa. Dla sztywności promieniowej opony po zrealizowanych badaniach i analizie wyników ze względu na nieznaczną nieliniowość uzyskanej charakterystyki przyjęto model liniowy o wartości współczynnika sztywności $k_m = 175\ 500\ \text{Nm}$. Ugięcie statyczne opony wynosiło dla samochodu standardowego z dwiema osobami 13 mm. Dla samochodu ze zwiększoną masą nieresorowaną i dodatkową masą w bagażniku (46 kg) ugięcie równe jest 15,6 mm.

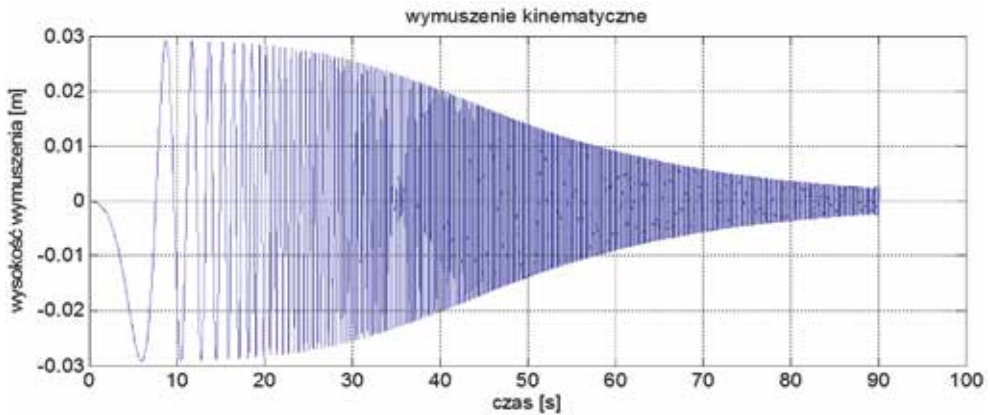
Dla wyznaczenia sztywności zawieszenia również zrealizowano badania eksperymentalne. Na podstawie uzyskanych wyników zdecydowano o przyjęciu sztywności liniowej o współczynniku sztywności zawieszenia równym $k_M = 36\ 200\ \text{N/m}$. Ugięcie statyczne sprężyny dla tak przyjętego modelu wynosi 56,6 mm. Szacunkowa częstotliwość drgań własnych to 2,1 Hz. Jest to więc sztywność typowa dla zawieszzeń o charakterze sportowym, w jakie wyposażony był badany samochód.

4.2. Symulacja odpowiedzi samochodu na wymuszanie sinusoidalne

Opisany model matematyczny zaimplementowano w środowisku Matlab/Simulink. W przyborniku Simulink zdefiniowano model w formie graficznej natomiast w środowisku Matlab zdefiniowano charakterystyki elementów zawieszenia oraz dokonano analizy częstotliwościowej.

Ze względu na cel prowadzonych badań symulacyjnych, którym było uzyskanie sygnałów do analizy częstotliwościowej wykorzystano sygnał wejściowy opracowany dla eksperymentalnego wyznaczania charakterystyk częstotliwościowych w badaniach laboratoryjnych [11] - rys.6. Był to sygnał wejściowy o charakterze wymuszenia sinusoidalnego o zmiennej, narastającej stopniowo częstotliwości od 0,1 do 22 Hz i amplitudzie malejącej od 28 mm do niecałych 3 mm. Przebieg czasowy zastosowanej funkcji wymuszenia przedstawiono na rys. 6.

Po zadaniu przedstawionego wymuszenia i zrealizowaniu symulacji zapisano przebiegi czasowe odpowiedzi zawieszenia (m. in. przyśpieszeń masy resorowanej \ddot{z}_M , ugięć opony ($\dot{w} - \dot{z}_m$) oraz obciążeń dynamicznych F_{dyn}) na wymuszenie w .

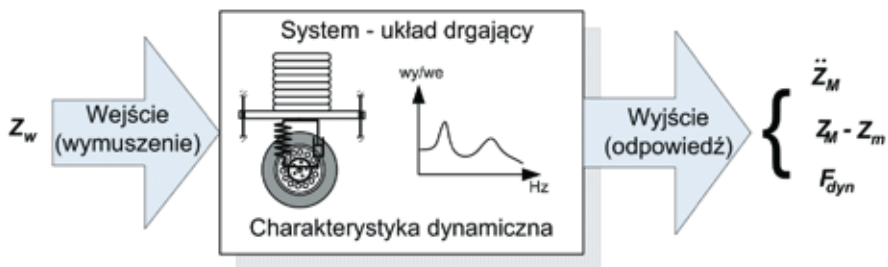


Rys. 6. Funkcja wymuszenia kinematycznego wykorzystana w badaniu charakterystyk dynamicznych

Badaniu poddano dwa modele zawieszenia tylnej ćwiartki samochodu Renault Clio II – samochód standardowy (masa resorowana 207,5 kg, masa nieresorowana 26 kg) oraz samochód zmodyfikowany poprzez dodanie obciążenia (masa resorowana 230,5 kg, masa nieresorowana 48 kg). W wyniku przeprowadzonych badań symulacyjnych uzyskano przebiegi czasowe, które następnie poddano analizie w dziedzinie częstotliwości.

4.3. Metodyka badania charakterystyk dynamicznych

Uzyskane w wyniku symulacji przebiegi czasowe posłużyły realizacji analizy w dziedzinie częstotliwości polegającej na badaniu związku pomiędzy wymuszeniem a odpowiedziami systemu w zależności od częstotliwości wymuszenia. W wyniku zastosowania odpowiedniego przetwarzania uzyskanych sygnałów otrzymano tzw. charakterystyki dynamiczne zawiesznień – rys. 7.



Rys. 7. Zawieszenie ćwiartki samochodu jako układ dynamiczny

Znajomość tych charakterystyk jest bardzo istotna z punktu widzenia oceny jakości pracy zawieszenia w obszarach komfortu i bezpieczeństwa. Komfort często oceniany jest poprzez funkcję wzmocnienia przyspieszeń masy resorowanej $\ddot{z}_M(\omega)$, bezpieczeństwo (w sensie utrzymywania potencjału siły przyczepności) poprzez analizę funkcji wzmocnienia obciążeń dynamicznych kół $F_{dyn}(\omega)$.

Do wyznaczenia charakterystyk częstotliwościowych zawieszenia sygnały uzyskane z symulacji poddano przetwarzaniu składającemu się z następujących etapów [11]:

- obliczenie estymaty funkcji transmitancji z wykorzystaniem estymat gęstości widmowej mocy i wzajemnej gęstości widmowej posługując się zależnością (4):

$$\hat{H}_{xy}(\omega) = \frac{\hat{G}_{xy}(\omega)}{\hat{G}_x(\omega)}, \quad (4)$$

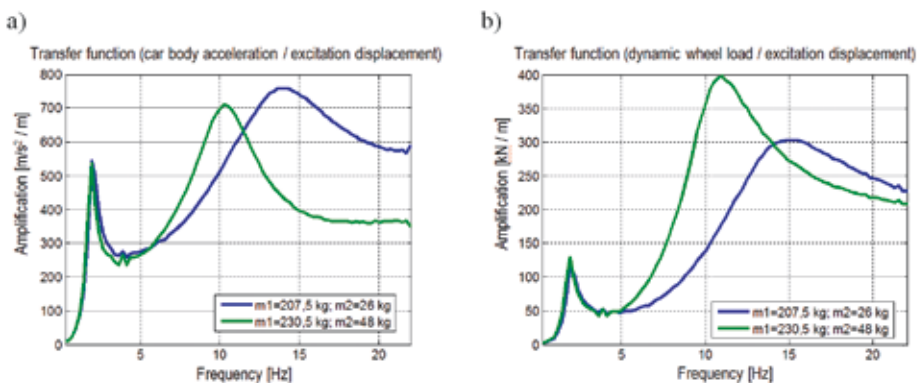
gdzie: $\hat{G}_x(\omega)$ – estymator gęstości widmowej mocy sygnału wejściowego,

$\hat{G}_{xy}(\omega)$ – estymator wzajemnej gęstości widmowej sygnałów wejściowego i wyjściowego,

- wykreślenie modułu i fazy charakterystyk częstotliwościowych.

4.4. Wyniki badania charakterystyk dynamicznych

Analiza wpływu zmian masy nieresorowanej na komfort przeprowadzona została w oparciu o analizę przebiegu funkcji transmitancji (jej modułu) dla przyspieszeń masy resorowanej – rys. 8.a. Interpretowana jest ona jako funkcja wzmocnienia wymuszenia do przyspieszeń \ddot{z}_M/w [9].



Rys. 8. Wybrane charakterystyki dynamiczne zawieszenia: a) funkcja wzmocnienia wymuszenia do przyspieszeń \ddot{z}_M/w ; b) funkcja wzmocnienia wymuszenia do obciążeń dynamicznych F_{dyn} koła proporcjonalnych do ugięcia opony $(\dot{w} - \dot{z}_m) / w$

Porównanie wartości tej funkcji dla obu wariantów zawieszenia, przedstawione na rysunku 8.a wskazuje, że wpływ zmian masy nieresorowanej na wzmocnienie przyspieszeń masy resorowanej jest rzędu 10%, jeśli analizować maksymalne wartości funkcji wzmocnienia. Większa masa nieresorowana w połączeniu ze zwiększoną masą resorowaną wpłynęła dla analizowanych parametrów na zmniejszenie maksymalnych wartości przyspieszeń.

Jeśli jednak dokonać analizy pod kątem wartości wzmocnienia w zależności od częstotliwości wymuszenia to zauważyć można, że wyższa masa resorowana daje węższy obszar wysokich wartości wzmocnienia przyspieszeń (węższy „rezonans”). Dla wyższej masy m dochodzi także do obniżenia częstotliwości rezonansu masy nieresorowanej – z wartości ok. 14 Hz do ok. 10,5 Hz. Większa masa nieresorowana obniża wartości przyspieszeń znacznie (około 30 do 50%) w obszarze powyżej rezonansu masy nieresorowanej. Podnosi jednak wartości przyspieszeń poniżej częstotliwości dotychczasowego rezonansu ze względu na przesunięcie częstotliwości nowego rezonansu w stronę niższych częstotliwości. To oznacza, że np. w przypadku warunków eksploatacji, w których wymuszenie będzie mieć częstotliwości ok. 10 Hz, przyspieszenia wzrosną o 40%. Jednak ostateczny wpływ na komfort jazdy zależny będzie od warunków eksploatacyjnych – widma nierówności drogi oraz prędkości jazdy, a także od udziału poszczególnych warunków w całkowitym czasie narażenia na drgania (rozważania dla jednej wartości częstotliwości są właściwe tylko dla stacjonarnego wymuszenia).

Analiza wpływu zmian masy nieresorowanej na bezpieczeństwo wykonana została w oparciu o funkcję transmitancji (jej modułu) dla obciążeń dynamicznych koła F_{dyn} – rys 8.b. Wartości obciążeń dynamicznych F_{dyn} interpretować należy jako amplitudy zmian obciążenia koła względem wartości obciążenia statycznego F_{stat} . Dlatego im większe wartości tej funkcji tym większe zmniejszenie chwilowego nacisku koła na nawierzchnię drogi. W sytuacji ekstremalnej, gdy wzmocnienie pomnożone przez wartość wymuszenia równe będzie obciążeniu statycznemu, oznaczać to będzie spadek nacisku koła na nawierzchnię drogi do zera.

Analiza przebiegu funkcji wzmocnienia wskazuje, że zwiększenie masy nieresorowanej podnosi jej wartości dla przyjętych parametrów o ponad 30% w zakresie wartości ekstremalnych. Dodatkowo zwiększenie to występuje także w obszarze poniżej częstotliwości rezonansu masy nieresorowanej. Jeśli dokonać porównania dla konkretnych wartości, to w obszarze nowej częstotliwości rezonansowej wartości wzmocnienia są nawet o 100% większe. W obszarze częstotliwości rezonansowej nadwozia brak jest wpływu a w obszarze częstotliwości ponad rezonansem koła występuje kilkuprocentowe zmniejszenie wartości funkcji wzmocnienia.

Analizując wpływ zwiększonej masy nieresorowanej na bezpieczeństwo, można oszacować wartość wskaźnika EUSAMA wykorzystywanego w badaniach diagnostycznych zawieszenia. Uzyskane wyniki udokumentowano w tab. 4.

Tab. 4. Analiza wskaźnika EUSAMA (WE) dla uzyskanych wartości wzmocnienia

masa nieresorowana	masa resorowana	wymuszenie	obciążenie statyczne	maksimum funkcji wzmocnienia	maksymalne obciążenie dynamiczne	minimalne obciążenie koła	wartość wskaźnika EUSAMA
m	M	w	F_{stat}	$Ampl$	F_{dyn}	F_{min}	EC
[kg]	[kg]	[m]	[kN]	[kN/m]	kN	[N]	[%]
26	207,5	0,003	2,29	300	0,9	1,39	60,7
48	230,5	0,003	2,73	400	1,2	1,53	56,0

Zwiększenie masy nieresorowanej obniża wartość WE z 60,7 do 56%. Relatywnie jest to zmniejszenie o około 8% w stosunku do wartości dla zawieszenia o mniejszej masie nieresorowanej.

Wpływ ten jest mniejszy niż dla przypadku tylko wzrostu masy nieresorowanej. W przypadku projektowanego systemu napędu elektrycznego zwiększenie masy nieresorowanej jest automatycznie powiązane ze zwiększeniem masy resorowanej, co poprawia wartość wskaźnika EUSAMA, ponieważ przyrost masy resorowanej ma korzystny wpływ na wartość tego wskaźnika [10].

Rzeczywiste wartości odciążenia koła będą zależne od warunków eksploatacyjnych – wysokości profilu drogi oraz prędkości jazdy. Przy tych samych nierównościach zawieszenie o większej masie nieresorowanej może szybciej doprowadzić do utraty przyczepności lub zjawisko to wystąpi na relatywnie „lepszej” (o mniejszych nierównościach) nawierzchni.

5. Podsumowanie i wnioski

W artykule przedstawiono wyniki cząstkowych badań eksperymentalnych oraz badań symulacyjnych w zakresie określenia wpływu zwiększenia masy nieresorowanej wraz ze zwiększeniem masy resorowanej na komfort i bezpieczeństwo. Jest to o tyle ważne, że zwiększenie masy resorowanej w pewnym stopniu zmniejsza efekt powiększonej masy nieresorowanej.

Badania eksperymentalne wykazały zwiększenie wartości skutecznych przyspieszeń drgań $\ddot{z}_{M,RMS}$ – szczególnie w paśmie 12,5 Hz, jednak dla typowej prędkości jazdy w warunkach miejskich rzędu 60 km/h, ogólny poziom tych przyspieszeń był poniżej lub nieznacznie przekraczał granicę komfortu.

Przeprowadzona analiza symulacyjna potwierdza ten nieduży wpływ. Analizując maksymalne wartości funkcji wzmocnienia można nawet stwierdzić, że większa masa nieresorowana wpłynęła dla analizowanych parametrów na 6% zmniejszenie maksymalnych wartości przyspieszeń. Jest to związane dodatkowo z jednoczesnym wzrostem masy resorowanej, co wpływa na wzrost komfortu [9, 10]. Obserwowane przyrosty w wybranych

pasmach tercjowych związane są z faktem jednoczesnego przesuwania się częstotliwości rezonansowej masy nieresorowanej (koła) w stronę niższych wartości – z ok. 14 Hz do ok. 10 Hz. Powoduje to w danym paśmie znacznie większy przyrost lub spadek niż zmiany wartości ekstremalnych. Podobne wyniki odnośnie zmiany częstotliwości rezonansowej koła przedstawili także autorzy badań dla innego przednionapędowego samochodu osobowego segmentu C z masą nieresorowaną zwiększoną o 30 kg [2]. Uzyskali oni spadek rezonansu masy nieresorowanej (koła) z 14,25 do 9,75 Hz.

Analiza oszacowania dla wskaźnika EUSAMA wykazała, że również w zakresie bezpieczeństwa związanego z potencjałem siły przyczepności generowanego naciskiem pionowym koła, spadek minimalnej wartości jest rzędu 8%. Spadek ten można zmniejszyć wzmacniając tłumienie zawieszenia.

Niekorzystne jest natomiast przesunięcie częstotliwości rezonansowej w stronę niższych częstotliwości, co podobnie jak dla komfortu oznacza, że w przypadku częstotliwości rzędu 10 Hz przyrost obciążeń dynamicznych będzie znacznie większy i procentowo może wynieść nawet 100%. Oznacza to, że przy tych samych nawierzchniach przy prędkości jazdy rzędu 25% niższych niż dla zawieszenia o standardowej masie nieresorowanej, mogą wystąpić niekorzystne efekty maksymalnych wartości obciążeń dynamicznych kół – np. utrata stateczności w jeździe po łuku na nierównej nawierzchni drogi.

Literatura

- [1] ADAMS, W.: *Electric Motor*. Patent USA No. 300 827, 1884.
- [2] ANDERSON, M.; HARTY, D.: *Unsprung Mass with In-Wheel Motors – Myths and Realities*. 10th International Symposium on Advanced Vehicle Control, Loughborough, UK, 2010.
- [3] DONGHYUN, K.; KYEONGHO, S.; YOUNGKWANG, K.; JAESEUNG, C.: *Integrated Design of In-Wheel Motor System on Rear Wheels for Small Electric Vehicle*. World Electric Vehicle Journal Vol. 4, 2010.
- [4] HUSAIN, I.: *Electric and hybrid vehicles design fundamentals*. CRC Press LLC, 2003.
- [5] Michelin: *Innovation beyond the tire*. <http://www.michelin.com/corporate/EN/products/innovation/innovation-beyond-the-tire>, visited in May 2013.
- [6] SAE: *Siemens VDO drives toward the future*. SAE Technical innovation, 10/2006, <http://www.sae.org/ohmag/techinnovations/10-2006/11-14-6-6.pdf>, visited in May 2013.
- [7] SEIFFERT, R.: *Das Genie und sein Auftrag für eine Technik, die sich nicht durchsetzte. Ferdinand Porsche und der Lohner-Porsche: Mit Frontantrieb und Radnabenmotoren*. Frankfurter Allgemeine Zeitung No. 125, 30 May 2000.
- [8] WATTS, A.; VALLANCE, A.; FRASER, A.; WHITEHEAD, A. et al.: *Integrating In-Wheel Motors into Vehicles – Real-World Experiences*. SAE Int. J. Alt. Power, 1(1), pp. 289–307, 2012.
- [9] MITSCHKE, M.: *Dynamika samochodu: drgania*. Vol. 2, WKiŁ, Warszawa 1989.
- [10] PIKOSZ, H.; ŚLASKI, G.: *Problem zmienności obciążenia eksploatacyjnego pojazdu w doborze wartości tłumienia w zawieszeniu*. Archiwum Motoryzacji, 1/2010.
- [11] ŚLASKI, G.: *Experimental determination of suspension magnitude-frequency responses using electro-hydraulic actuators – testing and data processing methods*. The Archive of Automotive Engineering, Vol. 56, No. 2/2012.
- [12] WICHER, J.; WIĘCKOWSKI D.: *Influence of vibrations of the child seat on the comfort of child's ride in a car*. Eksploatacja i Niezawodność – Maintenance and Reliability, 4(48), 2010.