



Article citation info:

Chróst, P., Margielewicz, J. Modeling the vertical dynamics of a car on an mechatronic basis. *Scientific Journal of Silesian University Of Technology. Series Transport*. 2015, **88**, 19-29. ISSN: 0209-3324. DOI: 10.20858/sjsutst.2015.88.2.

Przemysław CHRÓST¹, Jerzy MARGIELEWICZ²

MODELING THE VERTICAL DYNAMICS OF A CAR ON AN MECHATRONIC BASIS

Summary. This paper presents the results obtained on the basis of the mechatronic model of a passenger car. In order to minimize the induced mechanical vibrations during drive event on a coarse road surface, a modification of the structure of the vehicle suspension has been applied. The proposed modification introduces additional active damping element, which task is to reduce the vertical displacement of the vehicle body. In the real world such a target can be achieved by use of appropriate control units, which drive the electronic and hydraulic components of the suspension. Additionally, the phenomenological models of the passengers have been included into the computer simulation model.

Keywords: modelling, mechatronics, vibroisolation, mechanical vibration.

MODELOWANIE DYNAMIKI PIONOWEJ SAMOCHODU OSOBOWEGO W UJĘCIU MECHATRONICZNYM

Streszczenie Niniejszy artykuł przedstawia wyniki badań modelowych uzyskane na podstawie mechatronicznego modelu samochodu osobowego. W celu minimalizacji drgań mechanicznych wzbudzanych podczas jazdy po nierównym podłożu zastosowano modyfikację konstrukcji zawieszenia samochodu.

¹ Ford-Werke GmbH, Henry-Ford-Straße 1, 50735 Köln, Germany, Maildrop. F-RLE-4.1, e-mail: pchrost1@ford.com

² Faculty of Transport, Silesian University of Technology, Krasińskiego 8 Street, 40-019 Katowice, Poland, e-mail: jerzy.margielewicz@polsl.pl

Proponowana modyfikacja polega na wprowadzeniu do zawieszenia dodatkowego aktywnego elementu, którego zadaniem jest ograniczanie przemieszczenia pionowego nadwozia. Tak sformułowane zadanie badawcze osiąga się przez odpowiednie sterowanie aktywnymi elektrycznymi lub hydraulicznymi urządzeniami wykonawczymi odpowiedzialnymi za współpracę nadwozia z zawieszeniem. Dodatkowo podczas symulacji komputerowych uwzględniono modele fenomenologiczne odwzorowujące dynamikę ciała kierowcy i pasażera.

Słowa kluczowe: modelowanie; mechatronika; wibroizolacja; drgania mechaniczne.

1. WPROWADZENIE

W ostatnich latach obserwuje się coraz więcej samochodów osobowych i ciężarowych poruszających się po polskich drogach. Potwierdzają to dane publikowane corocznie w rocznikach statystycznych wydawanych przez Główny Urząd Statystyczny. Przykładowo w 2013 roku przybyło około 645 tys. samochodów osobowych i 64 tys. samochodów ciężarowych w stosunku do 2012 roku [32]. Wzrastająca liczebność poruszających się pojazdów po polskich drogach na szczęście nie przekłada się na zwiększenie liczby wypadków z ich udziałem. W tym miejscu warto wspomnieć, że wypadki drogowe w głównej mierze są spowodowane nieprzestrzeganiem przepisów o ruchu drogowym przez kierujących. Zły stan techniczny pojazdów stanowi znikomą część przyczyn wszystkich zarejestrowanych wypadków drogowych. Pomimo faktu, że nowo projektowane samochody są coraz bardziej bezpieczne i niezawodne, to zwiększone prędkości jazdy oraz pracujący silnik wraz z układem przeniesienia napędu są źródłem drgań mechanicznych, na które narażony jest człowiek [2]. Czas oraz wartość oddziaływań dynamicznych w istotny sposób decydują o komforcie podróży. Hałas oraz drgania mechaniczne są ponadto źródłem zagrożenia i chorób zawodowych, które mogą być przyczyną obniżenia wydajności pracy i sprawności psychofizycznej, a w konsekwencji zagrożeniem w bezpieczeństwie ruchu [16]. Długotrwałe narażenie na oddziaływanie drgań mechanicznych jest przyczyną chorób, do których zalicza się chorobę: wibracyjną, lokomocyjną oraz chorobę „białego palca” [12, 30]. Przeprowadzone badania doświadczalne jednoznacznie wskazują, że przy dużych intensywnościach oddziaływań dynamicznych pojawiają się różnego rodzaju nieprzyjemne odczucia, spowodowane wpływem drgań mechanicznych na organizm ludzki, takie jak bóle: w klatce piersiowej (5÷7 Hz), jamie brzusznej (4,5÷10 Hz), grzbietu (8÷12 Hz), trudności w oddychaniu (4÷8 Hz), utrudniona artykulacja dźwięków (13÷20 Hz). Drgania głowy wzbudzone składowymi harmonicznymi zawierającymi się w przedziale od 6 Hz do 8 Hz są odpowiedzialne za rezonans żuchwy. Częstotliwości rezonansowe organów głowy mieszczą się w zakresie od 20 Hz do 30 Hz, a gałek ocznych 60÷90 Hz [5, 9, 22].

Ocena poziomu drgań oddziałujących na organizm człowieka jest jednym z ważniejszych wskaźników, który świadczy o komforcie podróży [4]. Ich minimalizacja jest możliwa do zrealizowania w dwojaki sposób. Jedną z metod jest modyfikacja konstrukcji; o konieczności takich zmian najczęściej decydują badania testowe na prototypach. Dla większości elementów prace projektowe są wykonywane przez niezależne grupy inżynierów, którzy mają odmienne, a nieraz wręcz wykluczające się cele do zrealizowania. Przykładem takiego konfliktu jest zestrojenie zawieszenia pod kątem właściwości jezdnych, w przypadku którego technicy odpowiedzialni za hałas starają się maksymalnie usztywnić elementy oraz połączyć je miękkimi, podatnymi podzespołami w celu izolacji. Natomiast zespół odpowiedzialny za dynamikę jazdy zakłada możliwie maksymalne usztywnienie zawieszenia w kierunku pionowym oraz poprzecznym do toru jazdy. Dodatkowe założenia dotyczące spełniania

wymagań testów zderzeniowych oraz wytrzymałości powodują zamrożenie geometrii konstrukcji zawieszenia we wczesnej fazie projektowania. Drgania na gotowym prototypie można rejestrować dopiero w późnej fazie projektowania, co w konsekwencji zawęży możliwość zmian konstrukcyjnych do zastosowania układów tzw. pasywnej wibroizolacji. Głównym zadaniem takich układów polega na rozpraszaniu energii oraz okresowym jej magazynowaniu, a następnie oddawaniu. Metody pasywnej wibroizolacji bywają również nazywane metodami tradycyjnymi. Cechują się licznymi zaletami, niemniej jednak przy wzrastających wymaganiach odnośnie do ich skuteczności nie zawsze spełniają swoją funkcję w zakresie niskich częstotliwości [15, 17]. Z tego też względu poszukiwano układów aktywnych, które spełniają stawiane przed nimi wymagania, a których nie są w stanie zrealizować układy pasywne. W odróżnieniu od układów pasywnych układy aktywne [11, 18, 20] konstruuje się w wyniku zastosowania pętli sprzężenia zwrotnego. Prowadzono badania, których celem było poprawienie komfortu jazdy przez aktywną wibroizolację kabin kierowcy [25] czy też samego zawieszenia pojazdu [3, 7, 10]. Warto wspomnieć, że układy aktywnej wibroizolacji mają własne źródło zasilania, które odpowiednio sterowane, może dostarczać lub rozpraszać energię w określony sposób.

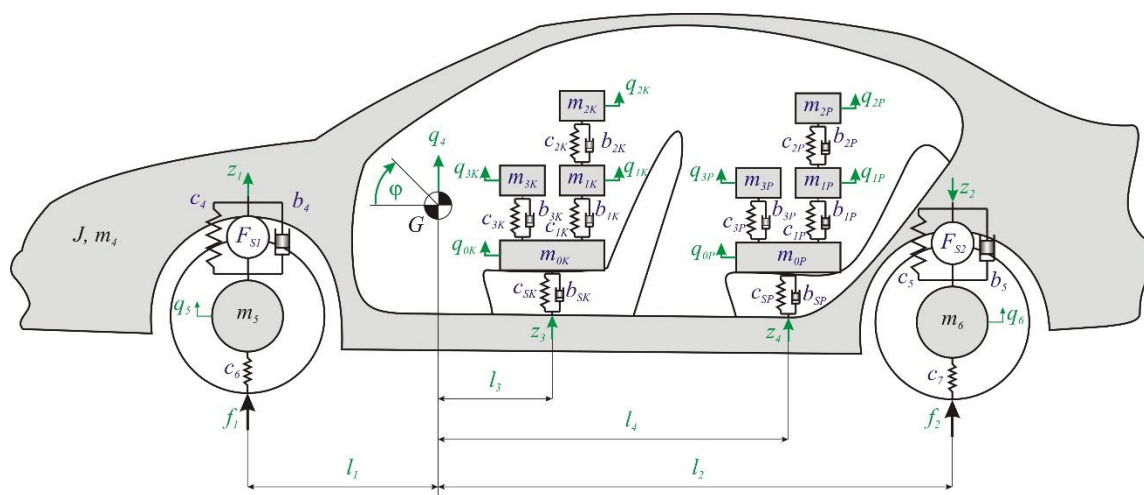
Badania modelowe prowadzone na modelach symulacyjnych uwzględniających aktywną wibroizolację bywają nazywane modelowaniem mechatronicznym. W ogólnym ujęciu słowo mechatronika powstało z połączenia słów **mechanika** i **elektronika**. Pojawiło się pierwszy raz w japońskiej firmie Yaskawa Electronic Corporation ok. 1969 roku i w latach 1971 – 1982, jako nazwa handlowa, było chronione prawnie [8]. Pomimo wielu spotykanych w literaturze definicji wciąż pojawiają się trudności z jednoznacznym i precyzyjnym określeniem, które urządzenia można sklasyfikować jako mechatroniczne. Trudności te wynikają przede wszystkim ze zbyt dużej liczby definicji tej nowej dyscypliny naukowej [6]. W ogólnym ujęciu mechatronika jako nauka ujmuje w jedną całość mechanikę, elektrotechnikę oraz teorię sterowania. Z tego też względu nazwa modelowanie mechatroniczne jest w pełni uzasadniona. Pomimo faktu, że mechatronika jest stosunkowo młodą dyscypliną naukową, dysponuje bardzo obszerną teorią oraz szerokim wachlarzem środków, które umożliwiają automatyzację procesów technologicznych [31] oraz transportowych [14, 19, 27].

Przeprowadzanie jakiegokolwiek badań modelowych, których celem jest minimalizacja skutków oddziaływań dynamicznych zagrażających zdrowiu człowieka, jest mało wiarygodne bez uwzględnienia modelu dynamicznego odwzorowującego właściwości dynamiczne organizmu człowieka. Opublikowano już wiele prac poświęconych numerycznym modelom ciała człowieka. Odpowiedni wybór modelu dynamicznego organizmu ludzkiego nie należy do zadań prostych. Zazwyczaj osoba modelująca posiłkuje się danymi zgromadzonymi podczas badań doświadczalnych [12, 16] oraz informacjami dotyczącymi budowy anatomicznej [23, 24], istniejącymi dyrektywami, normami, a przede wszystkim sformułowanym celem badań. Dostępne w literaturze modele cechują się różnym stopniem złożoności, od kilku [26, 28, 33] do kilkunastu stopni swobody [1, 16]. Modele rozbudowane zwykle stosuje się, gdy przy jednym źródle wymuszenia zamierza się równocześnie badać zachowanie różnych narządów wewnętrznych ciała. Niemniej jednak w większości zastosowań praktycznych zwykle używa się modeli stosunkowo prostych, których niewątpliwą zaletą jest ich funkcjonalność, w wyniku czego można je łatwo zaadaptować do założonych celów badań.

2. SFORMUŁOWANIE MODELU OBLICZENIOWEGO

Budowę modelu obliczeniowego najczęściej poprzedza myślowa idealizacja struktury obiektu badań oraz procesów i zjawisk w nim zachodzących. Podejmuje się wówczas decyzję o stopniu oraz zakresie zastosowanych uproszczeń. Podczas komputerowego symulowania

procesów drganiowych wywołanych jazdą po nierównym podłożu nadwozie zamodelowano jako bryłę sztywną. Przyjęto takie założenie, gdyż odkształcenia elementów nadwozia są pomijalnie małe w odniesieniu do elementów wykonawczych zawieszenia oraz siedziska kierowcy i pasażera, a uwzględnienie energii akumulowanej w nadwoziu wymaga opracowania dokładnego modelu numerycznego uwzględniającego drgania własne. W takim wypadku konieczna jest znajomość detali geometrii konstrukcji wraz z umieszczeniem pasywnych elementów tłumiących, co wykracza poza zakres tego artykułu. Podczas formułowania modelu obliczeniowego podzielono badany obiekt (rys. 1) na bryły sztywne reprezentujące zespół nadwozia, koła oraz osoby przemieszczające się pojazdem. W rozpatrywanym modelu pominięto silne nieliniowości niektórych elementów zawieszenia, prowadzące do usztywnienia nadwozia już przy niewielkich odkształceniach. Takie efekty są widoczne szczególnie w przegubach kulowych oraz amortyzatorach [37, 38]. Elementy bezwładnościowo połączone dwójnikami mechanicznymi odwzorowująymi właściwości sprężyste oraz tłumiące: zawieszenia, opony oraz ciała człowieka. W sformułowanym modelu obliczeniowym oddziaływanie dynamiczne jest wywołane nierównością podłoża, po jakim porusza się samochód.



Rys. 1. Model fenomenologiczny obiektu badań

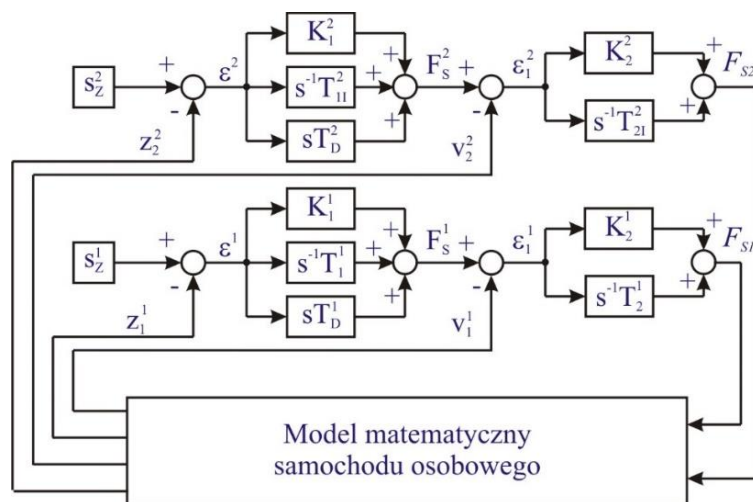
Mając na względzie czytelność modelu fenomenologicznego, uwzględniono na nim jedynie niezbędne wielkości wymagane do wyprowadzenia równań ruchu. Równania ruchu dane są w postaci układu równań różniczkowych drugiego rzędu o stałych współczynnikach. Z uwagi na ograniczenia objętościowe niniejszego artykułu same równania nie zostaną zaprezentowane. Równania te można wyprowadzić zarówno metodami klasycznymi, do których zaliczają się równania Lagrange'a II rodzaju, jak i metodami nieklasycznymi, opierającymi się np. na formalizmie grafów. Ruch sformułowanego układu dynamicznego rozpatrzono ze względu na wymuszenia kinematyczne pochodzące od nierówności podłoża, przy czym wyidealizowana analityczna funkcja wymuszeń kinematycznych jest dana zależnością:

$$f_i(t) = A \cdot \cos\left(\frac{2\pi \cdot v}{\lambda} \cdot t\right), \quad (1)$$

gdzie:

v – prędkość przejazdu, A – amplituda nierówności powierzchni, λ – długość, na jakiej przeprowadza się pomiar podłoża, t – czas przejazdu.

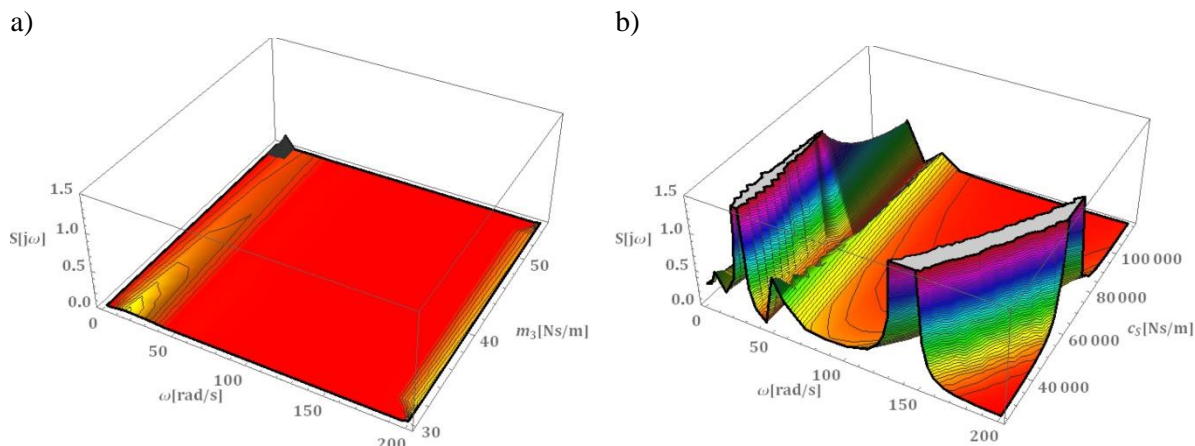
Formalną podstawą modelowania mechatronicznego jest ujemna pętla sprzężenia zwrotnego, która jest niezbędna do utrzymania wielkości regulowanej na określonym poziomie. Skorygowanie i utrzymanie wielkości regulowanej na określonym poziomie jest zadaniem regulatora. Należy zdawać sobie sprawę, że rodzaj zastosowanego regulatora ma decydujący wpływ na jakość regulacji. Nie bez znaczenia jest również optymalny dobór parametrów nastaw regulatorów, jak również liczba pętli sprzężenia zwrotnego. Należy zdawać sobie sprawę, że układy automatycznej regulacji złożone z pojedynczą ujemną pętlą sprzężenia zwrotnego nie zawsze dostarczają satysfakcjonujących wyników, dlatego też czasami wymagane jest zastosowanie dodatkowej pętli sprzężenia zwrotnego. Jeżeli liczba pętli sprzężenia zwrotnego jest większa od jedności, wówczas takie układy automatycznej regulacji nazywa się kaskadowymi. Sterowanie przez oddziaływanie na układ dynamiczny uzyskuje się przez porównanie wielkości regulowanej z wielkością sterującą. Rezultatem takiego porównania jest błąd regulacji, którego wartość powinna w teorii być bliska zeru. Na podstawie sygnału błędu następnie obliczany jest sygnał sterujący, który poprzez urządzenie wykonawcze oddziałuje na obiekt regulacji. W przypadku sformułowanego modelu obliczeniowego za wielkość regulowaną przyjęto przemieszczenie pionowe nadwozia q_4 , natomiast wielkością sterującą są siły F_{S1} i F_{S2} , których kierunki działania są równoległe do elementów sprężystych i tłumiących zawieszenia. Schemat blokowy układu aktywnej wibroizolacji nadwozia samochodu przedstawiono na rysunku 2.



Rys. 2. Schemat blokowy aktywnej wibroizolacji nadwozia samochodu

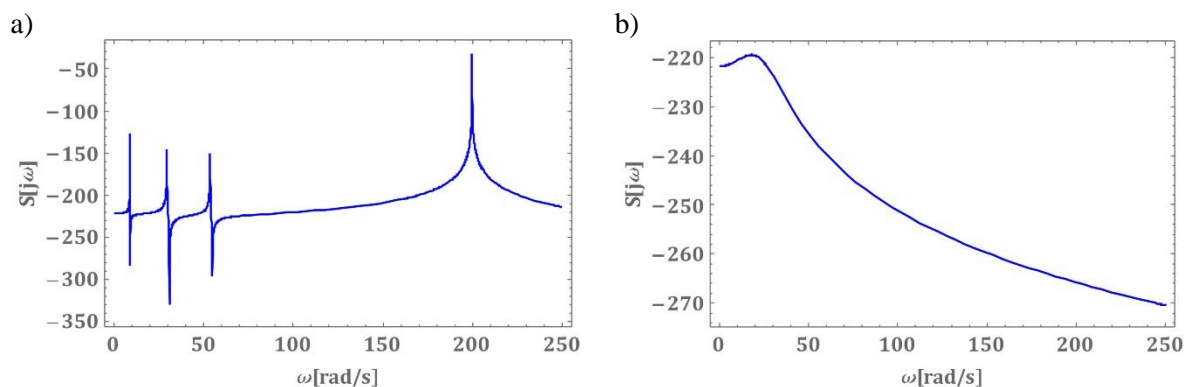
Równania różniczkowe ruchu oraz związki przyczynowo-skutkowe, wynikające ze schematu blokowego aktywnej wibroizolacji (rys. 2), stanowią formalną podstawę do przeprowadzenia symulacji komputerowej. Odnośnie do modelu dynamicznego ciała człowieka warto wspomnieć, że struktura połączeń dwójników mechanicznych uproszczonych modeli człowieka nie zawsze odpowiada rzeczywistym parametrom segmentów ciała człowieka. Ich strukturę dobrano w ten sposób, by charakterystyki amplitudowo-częstotliwościowe modelu w miarę wiarygodnie odwzorowywały charakterystyki zarejestrowane w badaniach doświadczalnych. Z tego też względu w prezentowanej pracy ciało kierowcy oraz pasażera zamodelowano układem rekomendowanym przez normę ISO 5982:2001 (rys. 1). Użytego do symulacji komputerowych modelu dynamicznego ciała człowieka nie można wykorzystać do oceny wpływu drgań mechanicznych na poszczególne narządy, gdyż znajduje on zastosowanie przede wszystkim podczas projektowania układów wibroizolacji [13]. Funkcje wrażliwości względnej, odwzorowujące wpływ elementu

bezwładnościowego m_3 oraz sztywności siedziska c_5 na strefy rezonansowe modelu ciała człowieka, zobrazowano na rysunku 3.



Rys. 3. Funkcje wrażliwość wyznaczone ze względu na wartość: a) elementu bezwładnościowego m_3 , b) elementu sprężystego modelującego sztywność siedziska

Rozkład stref rezonansowych charakterystyki własnej (rys. 4) wyznaczono przy założeniu, że wymuszenie zewnętrzne jest przyłożone do elementu bezwładnościowego m_3 .



Rys. 4. Rozkład stref rezonansowych analizowanego modelu dynamicznego ciała człowieka wyznaczono z: a) pominięciem elementów dyssypacyjnych, b) uwzględnieniem elementów dyssypacyjnych

Wyznaczone funkcje wrażliwości należy interpretować jako stosunek względnej zmiany charakterystyki dynamicznej do względnej zmiany do elementu m_3 i c_5 . Funkcja wrażliwości względnej jest odwrotnością funkcji wrażliwości bezwzględnej, którą pierwotnie zdefiniował Hendrik Bode. Przyjęty do badań symulacyjnych model człowieka jest złożony z czterech elementów bezwładnościowych połączonych dwójnikami mechanicznymi, odwzorowujących właściwości sprężyste oraz dyssypacyjne ciała człowieka w pozycji siedzącej. Jego zaletą jest łatwe dostosowanie parametrów modelu wagi pasażera i kierowcy w zakresie od 55 kg do 90 kg. Osiąga się to, zmieniając jedynie wartość liczbową elementu bezwładnościowego m_3 . Przeprowadzając symulacje komputerowe, należy jedynie pamiętać, że suma elementów bezwładnościowych modelu dynamicznego człowieka w pozycji siedzącej ma wynosić 73% masy całego ciała.

3. WYNIKI BADAŃ MODELOWYCH

Badania modelowe dotyczące aktywnej wibroizolacji nadwozia samochodu osobowego zrealizowano w dziedzinie czasu dla pięciu różnych prędkości przejazdu: 50 km/h, 80 km/h, 110 km/h, 140 km/h oraz 170 km/h. Symulacje komputerowe przeprowadzono dwukrotnie, tzn. w pierwszych eksperymentach założono, że kierowca jest lżejszy od pasażera, następnie przyjęto sytuację odwrotną. Uwzględnienie takich założeń umożliwia określenie wpływu wagi przemieszczających się samochodem osób na wartości liczbowe wskaźnika dyskomfortu. Z uzyskanych z symulacji komputerowych przebiegów czasowych przyspieszenia obliczono wartości skuteczne przyspieszeń drgań w ruchu ustalonym. Tak oszacowany wskaźnik należy następnie odnieść do wytycznych zawartych w nomach ISO-2631-1 [34] oraz BS 6841 [35]. Należy mieć na uwadze, że wskaźniki te stanowią formalną podstawę dyskomfortu, jaki mogą odczuwać podróżujący samochodem. Należy zdawać sobie sprawę, że wskaźnik reprezentowany przez wartość skuteczną przyspieszenia drgań nie zawsze dokładnie odwzorowuje wpływ obciążeń o charakterze udarowym [29]. Dane liczbowe, na podstawie których przeprowadzono niezbędne symulacje komputerowe, zestawiono w tabeli 1.

Tab. 1

Parametry fizyczne i geometryczne badanego układu

Elementy bezwładnościowe		Elementy sprężyste	Elementy tłumiące	Wymiary geometryczne
[kg]	[kg m ²]	[N/m]	[Ns/m]	[m]
$m_{0K} = 2$	$J = 231$	$c_{SK} = 65\ 700$	$b_{SK} = 1\ 210$	$l_1 = 1,03$
$m_{1K} = 6$	-	$c_{SP} = 65\ 700$	$b_{SP} = 1\ 210$	$l_2 = 1,55$
$m_{2K} = 2$	-	$c_{1K} = 9\ 990$	$b_{1K} = 387$	$l_3 = 0,1$
$m_{3K} = 30$	-	$c_{2K} = 3\ 440$	$b_{2K} = 234$	$l_4 = 1$
$m_{0P} = 2$	-	$c_{3K} = 3\ 620$	$b_{3K} = 1\ 390$	-
$m_{1P} = 6$	-	$c_{1P} = 9\ 990$	$b_{1P} = 387$	-
$m_{2P} = 2$	-	$c_{2P} = 3\ 440$	$b_{2P} = 234$	-
$m_{3K} = 55$	-	$c_{3P} = 3\ 620$	$b_{3P} = 1\ 390$	-
$m_4 = 1015$	-	$c_4 = 31\ 710$	$b_4 = 1\ 309$	-
$m_5 = 14,7$	-	$c_5 = 21\ 880$	$b_5 = 1\ 309$	-
$m_6 = 14,7$	-	$c_6 = 165\ 258$	-	-
-	-	$c_7 = 165\ 258$	-	-

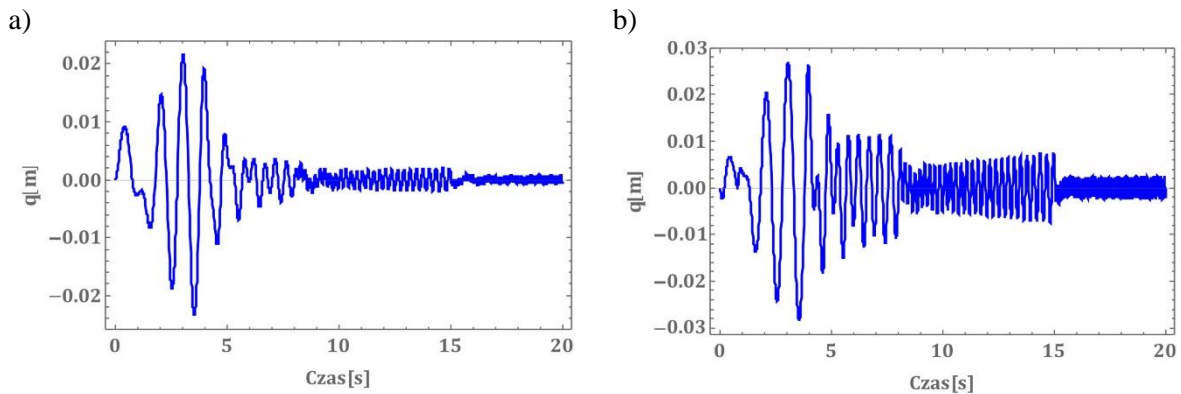
Wartości liczbowe dotyczące sztywności promieniowej opony dobrano na podstawie wyników badań zamieszczonych w pracy [21]. Wpływ współczynnika tłumienia promieniowego opony pominięto ze względu na jego zmienność w zależności od postaci drgań własnych, częstotliwości, temperatury opony oraz prędkości obrotowej. Uwzględnienie wszystkich tych zależności uniemożliwiłoby bezpośrednie porównanie wyników symulacji przeprowadzonych dla różnych prędkości jazdy. Dodatkowo współczynnik tłumienia przy nieznanym dokładnej geometrii oraz danych materiałowych opony można wyznaczyć jedynie na podstawie danych doświadczalnych [36]. Podczas przeprowadzania obliczeń numerycznych w zakresie aktywnej wibroizolacji nadwozia samochodu parametry nastaw regulatorów odpowiedzialnych za minimalizację oddziaływań dynamicznych wywieranych na podróżujące osoby zestawiono w tabeli 2.

Tab. 2

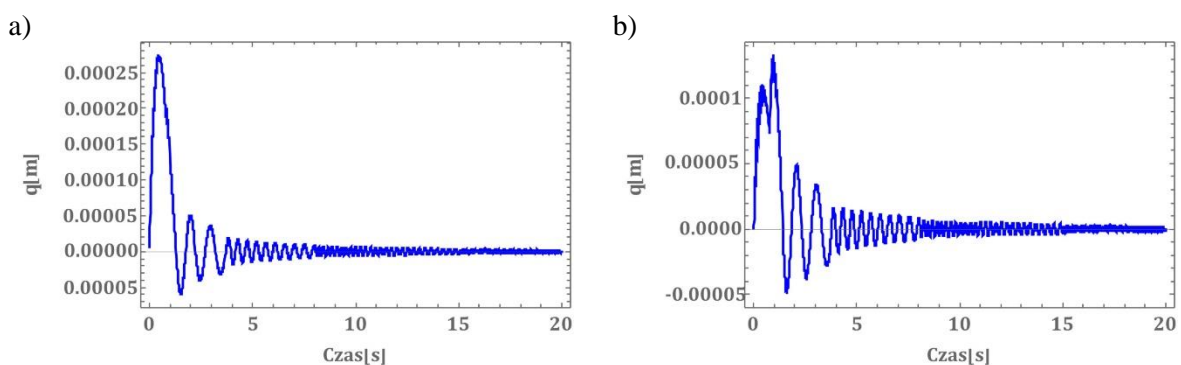
Parametry nastaw układu aktywnej wibroizolacji

Nazwa parametru	Oznaczenie	Regulator PID	Regulator PI
Wzmocnienie sygnału błędu	K_0	20	20
Wzmocnienie członu proporcjonalnego	K_i	20	20
Stała czasowa całkowania	T_{iI}	30	30
Stała czasowa różniczkowania	T_D	20	-

Na podstawie danych liczbowych zestawionych w tabelach 1 i 2 przeprowadzono symulacje komputerowe układu aktywnej wibroizolacji modelu nadwozia samochodu. Wyniki badań modelowych przedstawiono w postaci przebiegów czasowych dla wybranych współrzędnych konfiguracyjnych sformułowanego modelu obliczeniowego. Wykresy przedstawione na rysunkach 5 i 6 obrazują przemieszczenie pionowe siedziska kierowcy i pasażera podczas startu i rozpędzania samochodu do maksymalnej prędkości 170 km/h. Podczas rozpędzania samochodu uwzględniono chwile, w których następuje zmiana przełożenia. Przypominamy, że wyniki te uzyskano przy założeniu, że kierowca jest lżejszy od pasażera.



Rys. 5. Przemieszczenie siedziska nadwozia niewibroizowanego: a) kierowcy, b) pasażera



Rys. 6. Przemieszczenie siedziska nadwozia wibroizowanego: a) kierowcy, b) pasażera

Analogiczne symulacje komputerowe wykonano w odniesieniu do sytuacji, gdy kierowca jest cięższy od pasażera. Uzyskane wyniki badań modelowych układu aktywnej wibroizolacji nadwozia samochodowego nie wykazały, że ciężar osób zlokalizowanych na siedzisku kierowcy i pasażera istotnie statystycznie wpływał na odczuwane drgania podczas podróży.

4. PODSUMOWANIE

W pracy zamieszczono mechatroniczny model aktywnej wibroizolacji nadwozia samochodu osobowego, który można znaleźć zastosowanie podczas projektowania lub modyfikacji zawieszenia pojazdu. Warto zaznaczyć, że przedstawiona koncepcja aktywnego układu minimalizującego oddziaływania dynamiczne wywierane na człowieka podczas jazdy jest skutecznym narzędziem badawczym. Uwzględnienie w symulacjach komputerowych złożonych modeli ciała człowieka umożliwi prognozowanie wpływu oddziaływań dynamicznych na odczuwane dolegliwości przez podróżujących. Na podstawie przeprowadzonych eksperymentów numerycznych możliwe jest sformułowanie wniosków o charakterze ogólnym:

- Zaproponowane podejście do aktywnej wibroizolacji pozwala na jakościową oraz ilościową ocenę wpływu oddziaływań dynamicznych przenoszonych na kierowcę oraz pasażerów.
- Zastosowany układ aktywnej minimalizacji spełnił postawione przed nim zadanie. O skutecznym ograniczeniu oddziaływań dynamicznych w istotny sposób decydują parametry nastaw układów automatycznej regulacji.
- Zastosowanie dodatkowej pętli sprzężenia zwrotnego zdecydowanie poprawia komfort podróży.
- Niezależnie od tego, czy nadwozie samochodu jest wibroizolowane, czy nie, największe wartości przemieszczeń pionowych są rejestrowane w momencie startu i w początkowej fazie rozpędzania samochodu. Takiego zachowania systemu aktywnej wibroizolacji należy upatrywać w bezwładności układu automatycznej regulacji.

Sformułowany w pracy model obliczeniowy stanowi podstawę do rozwijania badań nad dynamiką pojazdów samochodowych w ujęciu mechatronicznym, w szczególności w zakresie osób podróżujących.

References

1. Arslan Y.Z. 2015. "Experimental assessment of lumped-parameter human body models exposed to whole body vibration". *Journal of Mechanics in Medicine and Biology* 15(1). DOI: 10.1142/S0219519415500232.
2. Bogacz R. 1998. „O zjawiskach dynamicznych wywołanych oddziaływaniem pojazdów szynowych i z infrastrukturą”. [In Polish: "The dynamic phenomena caused by the impact of rail vehicles with the infrastructure"]. In *VIII Sympozjum pt. „Wpływ wibracji na otoczenie”*: 15-22. 28-30 września 1998, Kraków-Janowice, Poland.
3. Buma S. 1991. "Toyota active control suspension system for the 1989 Celica". In *Proc. Int. Symp. On "Active Control of Sound and Vibration"*: 517-518. 1991, Tokyo.
4. Coermann R.R., M.D. Ziegenruecker, A.L. Wittwer, B.S. Henning, E. von Gierke. 1960. "The passive dynamic mechanical properties of the human thorax-abdomen system and of the whole body system". *Aerospace Medicine* 31(6): 443-455.
5. Dupuis H., E. Hartung, M. Haverkamp. 1991. "Acute effects of transient vertical whole-body vibration". *Arch. Occup. Environ. Health* 63: 261-265.
6. Gawrysiak M. 1997. *Mechatronika i projektowanie mechatroniczne*. [In Polish: *Mechatronics and mechatronic design*]. Białystok: Wydawnictwo Politechniki Białostockiej.
7. Gromadowski T., J. Osiecki, B. Stępiński. 1996. „Dynamika pionowa samochodu przy aktywnym sterowaniu zawieszeniem”. [In Polish: "The dynamics of the vertical car with active suspension control"]. *Mechanika* 48: 245-252. Rzeszów: Wydawnictwo Politechniki Rzeszowskiej.

8. Heimann B., W. Gerth, K. Popp. 2001. *Mechatronika*. [In Polish: *Mechatronics*]. Warszawa: PWN.
9. Kaliński W., A. Nowak, J. Wojnarowski. 1996. *Wibroizolacja maszyn roboczych*. [In Polish: *Vibration isolation of working machines*]. Gliwice: Wydawnictwo Politechniki Śląskiej.
10. Kamiński E. 1987. „Aktywne zawieszenie pojazdów samochodowych”. [In Polish: „Active suspension of motor vehicles”]. *Mechanika 1*. Kraków: Wydawnictwo AGH.
11. Kowal J. 1990. „Aktywne i semiaktywne metody wibroizolacji układów mechanicznych”. [In Polish: “Active and semiactive methods of isolation and mechanical systems”]. *Mechanika 23*. Kraków: Wydawnictwo AGH.
12. Książek M. 1999. „Modelowanie i optymalizacja układu człowiek-wibroizolator-maszyna”. [In Polish: “Modeling and optimization of human-machine-vibro-isolator”]. *Zeszyty Naukowe Politechniki Krakowskiej. Seria Mechanika 244*. Kraków: Wydawnictwo Politechniki Krakowskiej.
13. Maciejewski I. 2013. „Badanie skuteczności działania układów zawieszenia siedziska stosowanego do ochrony operatorów maszyn roboczych przed drganiami”. [In Polish: “Testing the effectiveness of seat suspension systems used to protect machine operators working against vibrations”]. *The Archives of Automotive Engineering – Archiwum Motoryzacji 61(3)*: 111-125.
14. Margielewicz Jerzy. 2003. „Mechatroniczny model suwnicy pomostowej”. [In Polish: „Mechatronic model bridge crane”]. *Maszyny Dźwigowo-Transportowe. Kwartalnik Naukowo-Techniczny 1-2*: 23-33.
15. Michałowski S. 1994. „Aktywne układy w konstrukcji maszyn roboczych”. [In Polish: „Active systems in machine design”]. *Zeszyty Naukowe Politechniki Krakowskiej. Seria Mechanika 171*. Kraków: Wydawnictwo Politechniki Krakowskiej.
16. Nader M. 2001. *Modelowanie i symulacja oddziaływania drgań pojazdów na organizm człowieka*. [In Polish: *Modeling and simulation of the impact of vibration on the human body vehicles*]. Warszawa: Oficyna Wydawnicza Politechniki Warszawskiej.
17. Nizioł J. 1984. „Wibroizolacja pasywna i aktywna układów mechanicznych poddanych działaniu wymuszeń przypadkowych”. [In Polish: “Vibration isolation of passive and active mechanical systems subjected to random excitations”]. In *XI Sympozjum „Drgania w układach fizycznych”*: 25-47. Poznań-Błażejewko.
18. Nizioł J. 1996. „Wybrane zagadnienia aktywnej wibroizolacji”. [In Polish: „Selected issues of the active vibration isolation”]. In *XVII Sympozjum „Drgania w układach fizycznych”*: 30-39. Poznań-Błażejewko.
19. Osiecki J., B. Stefański. 1992. „Wibroizolacja pojazdu za pomocą aktywnego układu hydraulicznego szeregowo włączonego w zawieszenie”. [In Polish: “Vibration isolation of the vehicle by means of an active hydraulic series included in the suspension”]. In *Sympozjum „Wpływ wibracji na otoczenie”*: 133-138. Kraków-Janowice.
20. Palej R. 1997. „Dynamika i stateczność aktywnych pneumatycznych układów wibroizolacji”. [In Polish: „The dynamics and stability of active pneumatic vibration isolation systems”]. *Zeszyty Naukowe Politechniki Krakowskiej. Seria Mechanika 218*. Kraków: Wydawnictwo Politechniki Krakowskiej.
21. Parczewski K. 2013. „Wpływ ciśnienia w ogumieniu na dynamikę ruchu pojazdu podczas manewru hamowania”. [In Polish: „The influence of tire pressure on the dynamics of movement of the vehicle during braking maneuver”]. *Eksploatacja i niezawodność 15(2)*: 134-19.
22. Sandover J. 1986. “Vibration and people”. *Clin. Biomechanics 1*: 150-159.
23. Schünke M., E. Schulte, U. Schumacher, M. Voll, K. Wesker. 2009. *Prometeusz, atlas anatomiczny człowieka. Tom I*. [In Polish: *Prometheus atlas of human anatomy. Tom I*]. Redakcja wydania polskiego Gielecki A.St., Żurada A. Wrocław: MedPharm Polska.
24. Sokołowska-Pituchowa, J. (red.). 2003. *Anatomia człowieka*. [In Polish: *Human anatomy*]. Warszawa: Wydawnictwo Lekarskie PZWL.
25. Stein J., I. Ballo. 1991. “Active vibration control system for driver’s seat for off-road vehicle”. *Vehicles System Dynamics 20*: 57-78.
26. Stutz L.T., F.A. Rochinha. 2011. “Synthesis of a magneto-rheological vehicle suspension system built on the variable structure control approach”. *J. of th Braz. Soc. Of Mech. Sci. & Eng. XXXIII (4)*: 445-458.

27. Szpytko J., J. Schab, J. Smoczek. 2002. „Badania modeli suwnic pomostowych dla potrzeb eksploatacyjnych”. [In Polish: „Research models of overhead cranes for maintenance”]. *Transport Przemysłowy* 4(10): 40-44.
28. Wei L., J. Griffin. 1998. “The prediction of seat transmissibility from measures of seat impedance”. *Journal of Sound and Vibration* 214(1): 121-137.
29. Więckowski D. 2012. „Analiza w dziedzinie czasu drgań pionowych ze względu na komfort podróżowania dzieci w samochodzie”. [In Polish: “The analysis in the time domain vertical vibration due to comfort children in the car”]. *Czasopismo Techniczne* 10(109): 73-91.
30. Wojnarowski Józef. (red.). 1999. *Modele układów maszyna operator w ograniczaniu oddziaływań drgań wzbudzanych ruchem przerywanym*. [In Polish: *Model sets the machine operator in reducing the effects of vibration induced intermittent motion*]. Gliwice: Wydawnictwo Politechniki Śląskiej.
31. Wojnarowski Józef, Jerzy Margielewicz. 2004. „Dynamiki zespołu roboczego przecinarki taśmowej w ujęciu mechatronicznym”. [In Polish: “Dynamics of work tape cutting in terms of mechatronic”]. *Teoria Maszyn i Mechanizmów* I: 303-310. Kraków: Wydawnictwo Instytutu Technologii Eksploatacji.
32. *Rocznik statystyczny Rzeczypospolitej Polskiej*. 2014. [In Polish: *Polish Statistical Yearbook*].
33. ISO 5982:2001. *Mechanical vibration and shock-range of idealized values to characterize seated-body biodynamic response under vertical vibration*.
34. ISO-2631-1. *Mechanical vibration and shock. Evaluation of human exposure to whole-body vibration. Part I: General requirements*. 1997.
35. BS 6841. *Guide to measurement and evaluations of human exposure to whole-body mechanical vibration and repeated shock*. 1987.
36. Kim B.S., C.H. Chi, T.K. Lee. 2007. “A study on radial directional natural frequency and damping ratio in a vehicle tire”. *Applied Acoustics* 68: 538-556.
37. Heiβing B., M. Ersoy. 2001. *Chassis Handbook. Fundamentals, Driving dynamics, Components, Mechatronics, Perspectives*. ATZ.
38. Komori K., T. Nagataki. 2015. “Friction Behavior of Diamond-Like Carbon Coated Ball Joint: Approach to Improving Vehicle Handling and Ride-Comfort”. *SAE Technical Paper 2015-01-1507*.

Received 20.01.2015; accepted in revised form 15.05.2015



Scientific Journal of Silesian University of Technology. Series Transport is licensed under a Creative Commons Attribution 4.0 International License