

Piotr Dukalski, Bartłomiej Będkowski
Instytut Napędów i Maszyn Elektrycznych KOMEL, Katowice
Krzysztof Parczewski, Henryk Wnęk, Andrzej Urbaś, Krzysztof Augustynek
Akademia Techniczno-Humanistyczna, Bielsko- Biała

WYBRANE ASPEKTY MECHANICZNE SAMOCHODU NAPĘDZANEGO SILNIKAMI ELEKTRYCZNYMI WBUDOWANYMI W PIASTACH KÓŁ

SELECTED MECHANICAL ASPECTS OF A CAR DRIVEN BY ELECTRIC WHEEL HUB MOTORS

Streszczenie: W artykule przedstawiono dynamikę układu tylnego zawieszenia samochodu Fiata Panda III z silnikami elektrycznymi wbudowanymi w koła. Przedstawione w niniejszym artykule wyniki analizy dynamiki są kontynuacją prac autorów nad wpływem mas nieresorowanych (w postaci silników elektrycznych wbudowanych w piastach kół), na zachowanie się układu tylnego zawieszenia, a rezultacie całego pojazdu w różnych warunkach drogowych. Analizy przeprowadzono stosując metody dynamiki układów wieloczołowych (UW) zaimplementowane w oprogramowaniu MSC.Adams. We wcześniejszych pracach dokonano walidacji modelu symulacyjnego, poprzez porównanie wyników numerycznych z testami drogowymi, otrzymując w rezultacie zweryfikowany model numeryczny z poprawnie dobranymi parametrami fizycznymi. W niniejszej pracy skupiono się na analizie wpływu średnich i dużych prędkości przejazdu ($v = \{30, 60, 120\}$ km/h) przez nierówność w postaci prostokątnej wypukłości oraz wgłębienia w jezdni o tych samych wymiarach na przyspieszenia środków kół bez silników oraz z silnikami elektrycznymi wbudowanymi w piastach kół. Przyspieszenia analizowano w dziedzinie czasu oraz w dziedzinie częstotliwości.

Abstract: The dynamics of the Fiat Panda III rear suspension system with electric motors built into the wheel hubs is presented in the paper. The results of the dynamics analysis presented in the article are a continuation of the authors' work on the impact of unsprung masses (here in the form of electric motors mounted in the wheel hubs) on the behavior of the rear suspension system and entire vehicle in various road conditions. The analyzes were carried out using multibody dynamics methods implemented in the MSC.Adams software. In previous works, the simulation model was validated by comparison numerical results with road tests, resulting in a verified numerical model with correctly selected physical parameters. This paper focuses on the analysis of the impact of the medium and high speed of passing over an obstacle ($v = \{30, 60, 120\}$ km/h) in the form of a rectangular bump and hole on the accelerations of wheel centers without motors and with electric motors embedded in the wheel hubs. Accelerations of the wheel centers are analyzed in the time and frequency domain.

Słowa kluczowe: analiza dynamiki, silnik elektryczny wbudowany w koło, analiza amplitudowo-częstotliwościowa

Keywords: dynamics analysis, electric wheel hub motor, frequency response

1. Wstęp

Zastosowanie silników elektrycznych w piastach kół powoduje zwiększenie mas nieresorowanych pojazdu, co prowadzi do wzrostu sił dynamicznych działających na zawieszenia w trakcie jazdy, a w rezultacie może mieć wpływ na komfort i bezpieczeństwo podróży [1-3]. W niniejszej pracy przedstawiono wyniki analizy dynamiki tylnego zawieszenia pojazdu Panda III z silnikami elektrycznymi wbudowanymi w kołach. Analizy te są kontynuacją prac autorów, których wyniki przedsta-

wiono we wcześniejszych publikacjach [4-8]. Prace te obejmują analizy zachowania zawieszenia dla różnych mas silnika elektrycznego (stojana i wirnika), wartości współczynników sztywności sprężyn i tłumienia amortyzatorów zawieszenia oraz zmiennych prędkości najazdu na przeszkody, symulujące nierówności drogowe.

W pracy [4] przedstawiono budowę oraz wstępne założenia silnika elektrycznego do zabudowy w piaście koła. Model symulacyjny

projektowanego silnika wraz z jego parametrami masowymi po raz pierwszy przedstawiono w pracy [5]. W pracy tej opracowany model dynamiki zastosowano do analizy wpływu wartości współczynnika sztywności sprężyn na przemieszczenie pionowe środka koła uzyskane podczas przejazdu pojazdu przez przeszkody w postaci kształtownika trójkątnego oraz prostokątnego z małymi prędkościami ($v = \{8, 12, 16\}$ km/h). Analizę wrażliwości wpływu masy silnika na przemieszczenie środka koła i siły kontaktowe w układzie koło-jezdni przedstawiono w pracy [6]. Przyjęto tam, te same wartości prędkości najazdu oraz rodzaje nierówności jezdni jak w pracy [5]. Walidację modelu numerycznego układu tylnego zawieszenia z silnikami elektrycznymi wbudowanymi w koła autorzy przedstawili w pracy [7]. Na podstawie przeprowadzonych testów drogowych, w których mierzono przemieszczenia środka koła podczas przejazdu przez przeszkodę trójkątną, dokonano dostrojenia takich parametrów jak, współczynniki sztywności oraz tłumienia używane w modelu kontaktu układu koło-jezdni, sztywność sprężyny zawieszenia oraz tłumienie w amortyzatorach. Zweryfikowany model użyto dalej do analizy wpływu wartości współczynnika tłumienia amortyzatorów na przemieszczenie środka koła oraz siły kontaktowej układu koło-jezdni. W pracy [8] autorzy przedstawili wyniki porównania badań drogowych z wynikami obliczeń numerycznych podczas przejazdu pojazdu przez przeszkodę trójkątną oraz prostokątną. Wykonano cykl analiz mających na celu określenie wpływu współczynników sztywności w sprężynach oraz współczynników tłumienia w amortyzatorach na przyspieszenie środka koła i tym samym na komfort pasażera siedzącego nad kołem, wyrażony współczynnikami RMS i VDV .

W niniejszej pracy przedstawiono wpływ średnich i dużych prędkości ($v = \{30, 60, 120\}$ km/h) przejazdu pojazdu przez nierówności (w postaci wypukłości prostokątnej oraz wgłębienia w drodze o tych samych wymiarach) na przyspieszenie środka koła pojazdu. Symulacje wykonano dla układu bez silników oraz silnikami wbudowanymi w piastach kół. Otrzymane wyniki analizowano w dziedzinie czasu oraz w dziedzinie częstotliwości [9], a następnie sformułowano wnioski wynikające z przeprowadzonych analiz.

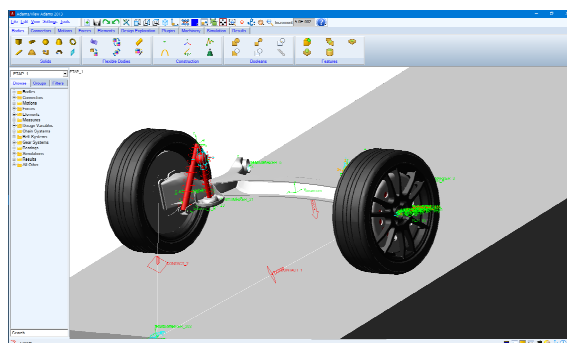
2. Model matematyczny

W pracy tej zawieszenie traktowane jest jako układ wielocłonowy (ang. *multibody system*) tj. układ ciał sztywnych, których ruch jest skreślony więzami wynikającymi np. z występujących połączeń ruchowych, kontaktu jezdni z oponą, na który działają obciążenia zewnętrzne. W ogólnym przypadku równania dynamiki mają postać równań algebraiczno-różniczkowych o indeksie równym, które można zapisać następująco [10]:

$$\begin{aligned} \mathbf{M}\ddot{\mathbf{q}} + \Phi_{\mathbf{q}}^T \boldsymbol{\lambda} &= \mathbf{Q} \\ \Phi_{\mathbf{q}} \ddot{\mathbf{q}} &= \boldsymbol{\Gamma} \end{aligned} \quad (1)$$

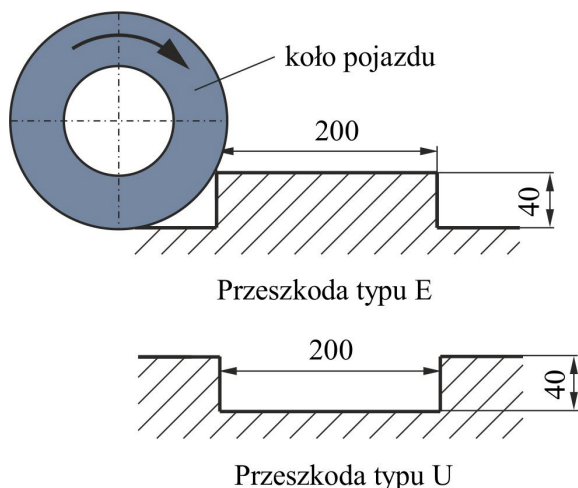
gdzie: \mathbf{M} – macierz mas, \mathbf{q} – wektor współrzędnych uogólnionych, \mathbf{Q} – wektor sił uogólnionych, $\boldsymbol{\lambda}$ – wektor mnożników Lagrange'a, $\Phi_{\mathbf{q}}$ – macierz więzów, $\boldsymbol{\Gamma}$ – wektor prawych stron równań więzów.

Do budowy modelu wielocłonowego układu tylnego zawieszenia z silnikami wbudowanymi w piastach zastosowano pakiet MSC.Adams (Rys. 1).



Rys. 1. Widok modelu wielocłonowego układu tylnego zawieszenia z silnikami wbudowanymi w piastach kół

W modelu fizycznym wyodrębniono ciała sztywne takie jak belka zawieszenia, półoś, stojan, wirnik, bęben, obręcz koła, których modele bryłowe wykonano w programie Autodesk Inventor, a następnie zaimportowano do pakietu MSC.Adams. Sprężynę zawieszenia oraz amortyzator modelowano z użyciem elementów sprężysto-tłumiących z odpowiednio dobranymi współczynnikami sztywności oraz tłumienia. Jezdnie traktowana jest również, jako ciało sztywne. Częścią jezdni jest przeszkoda prostokątna w postaci nierówności oraz wgłębienia o wymiarach pokazanych na Rys. 2.

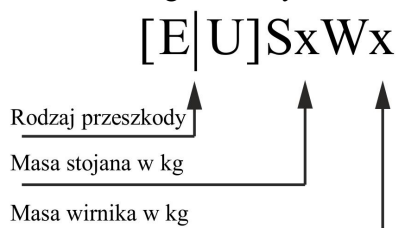


Rys. 2. Rodzaje analizowanych przeszkód

Kontakt między jezdnią a oponą modelowano z użyciem standardowych elementów kontaktowych dostępnych w pakiecie MSC.Adams. Wpływ silnika elektrycznego na dynamikę pojazdu uwzględniono przez wprowadzenie do konstrukcji koła dodatkowych ciał sztywnych symulujących obecność stojana oraz wirnika, których masy i momenty bezwładności zostały tak dobrane, aby były równoważne rzeczywistym podzespołom.

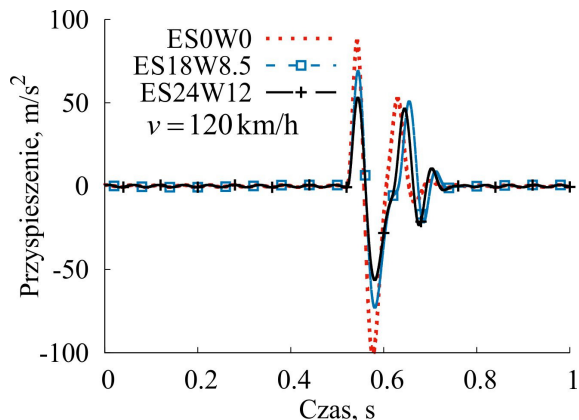
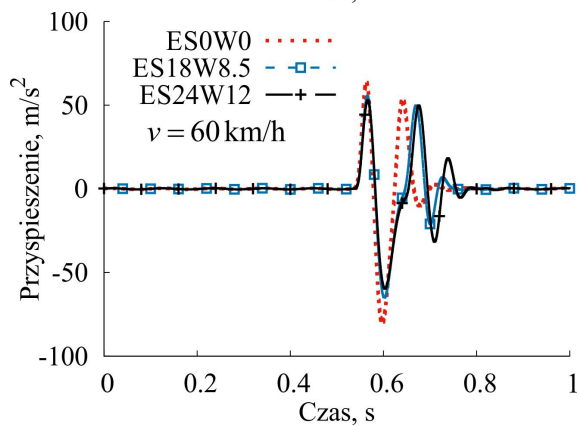
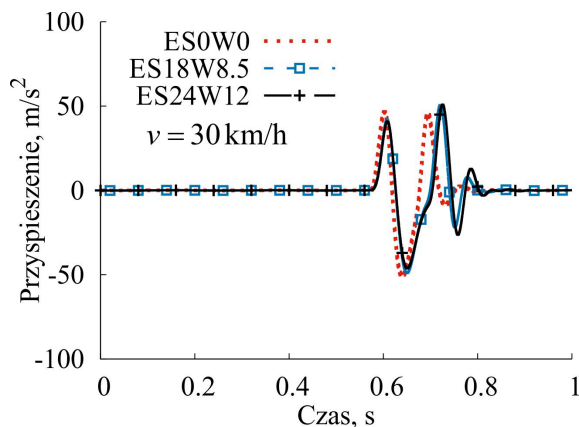
3. Symulacje numeryczne

Parametry stosowane w symulacjach szczegółowo opisano w pracy [8]. W trakcie symulacji analizowano wpływ prędkości przejazdu pojazdu przez przeszkodę na przyspieszenie środka koła. Analizowane warianty przejazdu przez przeszkodę dla danej masy stojana oraz wirnika oznaczono zgodnie z rys. 4.

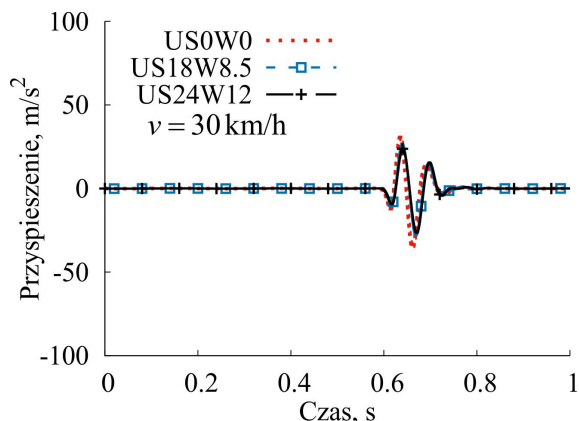


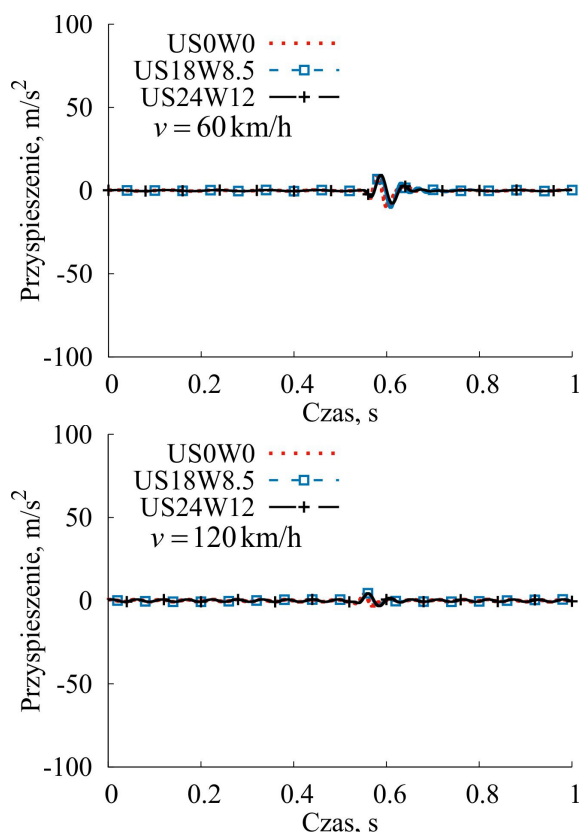
Rys. 4. Oznaczenia stosowane w symulacjach

Wyniki symulacji numerycznych poddano filtracji za pomocą filtra dolnoprzepustowego Butterwortha z częstotliwością graniczną 16 Hz. Przebiegi czasowe przyspieszeń środka koła uzyskane z modelu symulacyjnego podczas przejazdu układu tylnego zawieszenia przez przeszkodę typu E oraz U z prędkościami 30 km/h, 60 km/h oraz 120 km/h pokazano na rys. 5 i 6.



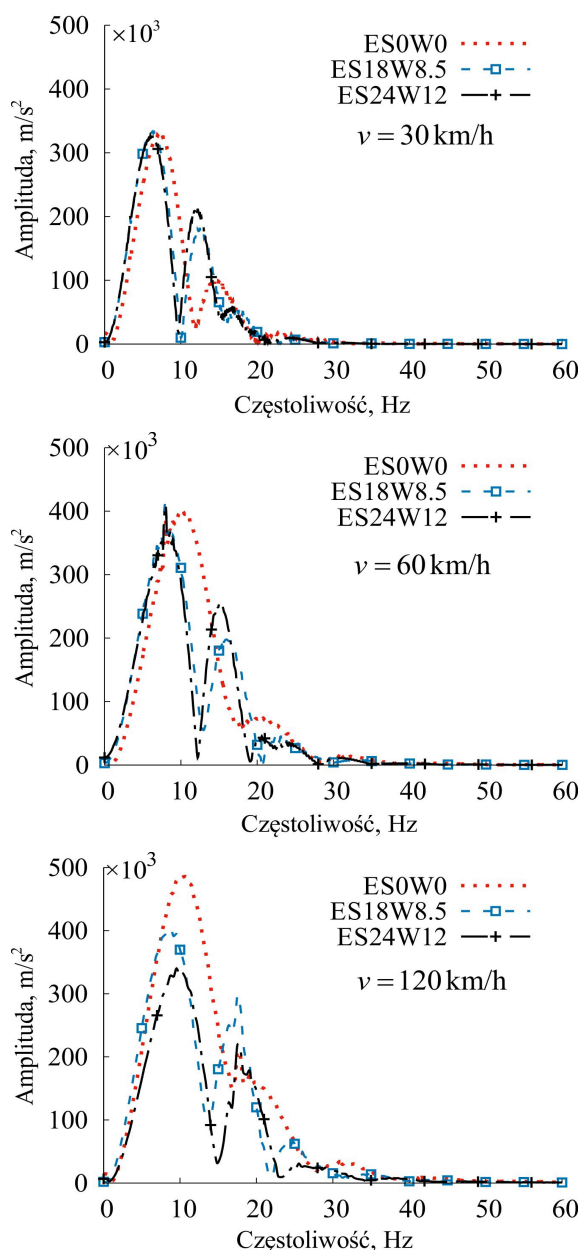
Rys. 5. Przebieg czasowy przyspieszenia środka koła dla przejazdu przez przeszkodę E różnymi prędkościami pojazdu



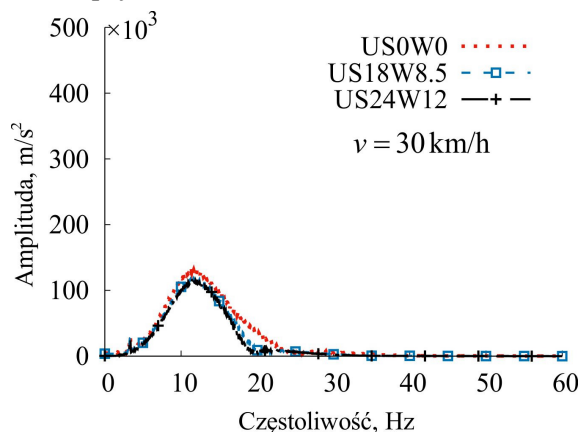


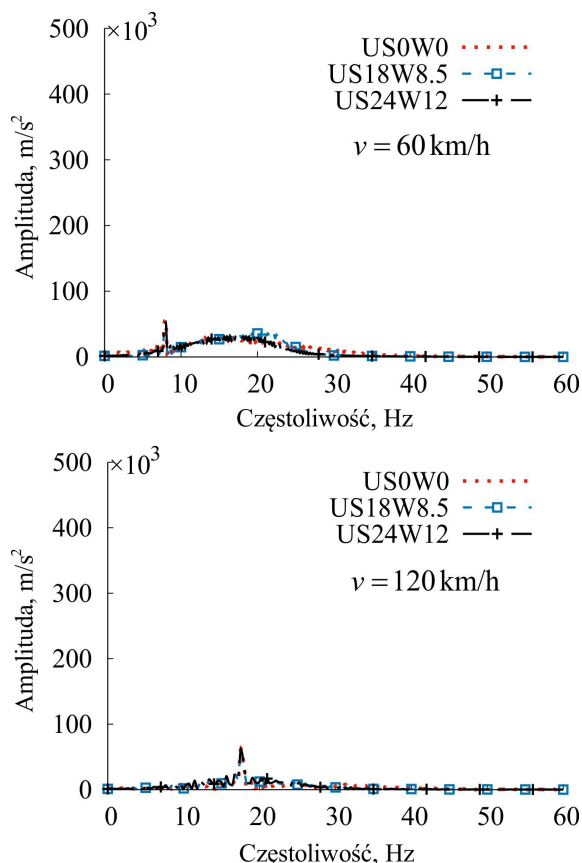
Rys. 6. Przebieg czasowy przyspieszenia środka koła dla przejazdu przez przeszkodę U z różnymi prędkościami pojazdu

Analizując przedstawione przebiegi można zauważyć, że w przypadku przeszkody typu E wraz ze wzrostem prędkości rośnie maksymalne przyspieszenie uzyskiwane na kole podczas przejazdu przeszkodą. Przy prędkości 120 km/h przyspieszenie maksymalne jest 2 razy większe w porównaniu z wynikami osiąganymi dla prędkości 30 km/h. Dodatkowo można zauważyć, że wraz ze wzrostem masy silnika elektrycznego przyspieszenia mierzone na środku koła maleją. Inaczej wyglądają wyniki w przypadku przeszkody w postaci wgłębienia w jezdni. Tutaj największe amplitudy przyspieszeń osiągnięte są dla prędkości 30 km/h. Podczas jazdy z wyższymi prędkościami skok przyspieszenia jest znacznie mniejszy, co może świadczyć o tym, że koła pojazdu przejeżdżając przez przeszkodę typu U nie uderzają o dno wgłębienia tylko go „przeskakują”. Na rys. 7 oraz 8 pokazano charakterystyki amplitudowo - częstotliwościowe przyspieszeń środka koła. Zakres prezentowanych częstości ograniczono do 60 Hz.



Rys. 7. Charakterystyka amplitudowo-częstotliwościowa przyspieszenia środka koła dla przejazdu przez przeszkodę E z różnymi prędkościami pojazdu





Rys. 8. Charakterystyka amplitudowo-częstotliwościowa przyspieszenia środka koła dla przejazdu przez przeszkodę U z różnymi prędkościami pojazdu

Analizując otrzymane wyniki można zauważyć, że podczas przejazdu przez przeszkodę E są wzbudzone dwie częstotliwości własne prawdopodobnie związane z nadwoziem oraz zawieszeniem. Druga z tych częstotliwości nie jest wzbudzana przy wyższych prędkościach, jeśli koła nie mają wbudowanych silników. W przypadku przeszkody U widać, że generowany impuls sił jest mniejszy i tylko jedna częstość zostaje wzbudzona podczas przejazdu przez przeszkodę z prędkością 30 km/h. Przy wyższych prędkościach generowane impulsy sił są mniejsze, co jest widoczne na przebiegach czasowych przyspieszeń, jak i charakterystykach widmowych. Dla tych prędkości nie następuje wzbudzenie żadnej częstości drgań własnych.

4. Wnioski

Wyniki przedstawione w pracy są kontynuacją wcześniejszych prac związanych z opracowaniem modelu symulacyjnego pojazdu z silnikami elektrycznymi zabudowanymi w piastach kół. W niniejszej pracy skupiono się na analizie

wpływu prędkości przejazdu przez przeszkodę na przyspieszenia generowane przez impulsy sił działające na koło w trakcie pokonywania nierówności jezdni. Wyniki badań symulacyjnych wskazują, że pokonywanie nierówności w postaci wypukłości na jezdni prowadzi do powstania większych przyspieszeń, aniżeli przejazd przez nierówności w formie wgłębienia. Przyspieszenia te rosną wraz z prędkością, z jaką przeszkoda jest pokonywana. W przypadku wgłębienia w jezdni przyspieszenia są znacznie mniejsze, co można wytłumaczyć tym, że koła w trakcie krótkiego czasu, w jakim pokonywana jest przeszkoda, nie zdążą uderzyć o dno wgłębienia, tylko niemalże płynnie przejeżdżają na część jezdni znajdującą się tuż za nierównością. Wprowadzenie mas związanych z zabudową silników w kołach powoduje zmniejszenie przyspieszeń działających na kole.

5. Literatura

- [1]. M. Anderson, D. Harty, "Unsprung Mass with In-Wheel Motors - Myths and Realities". 10th International Symposium on Advanced Vehicle Control. Loughborough, UK, 2010: 261-266.
- [2]. G. Ślaski, A. Gudra, A. Borowicz, "Analysis of the influence of additional unsprung mass of in-wheel motors on the comfort and safety of a passenger car", *Archives of Automotive Engineering*, 3(65), 51-64, 2014
- [3]. M. Biček, G. Gotovac, D. Miljavec, S. Zupan, "Mechanical Failure Mode Causes of In-Wheel Motors", *Journal of Mechanical Engineering* 61(1), 74-85, 2015, doi:10.5545/sv-jme.2014.2022.
- [4]. P. Dukalski, B. Będkowski, A. Urbaś, K. Augustynek "Założenia projektu silnika do zabudowy w piastę koła samochodu elektrycznego", *Maszyny Elektryczne - Zeszyty Problemowe*, 2, 263-272, 2017.
- [5]. P. Dukalski, B. Będkowski, K. Parczewski, H. Wnęk, A. Urbaś, K. Augustynek "Model symulacyjny dynamiki tylnego zawieszenia samochodu typu Fiat Panda z zabudowanymi silnikami elektrycznymi w obręczach kół", *Maszyny Elektryczne - Zeszyty Problemowe*, nr 1, str. 75-80, 2018.
- [6]. P. Dukalski, B. Będkowski, A. Urbaś, K. Augustynek, K. Parczewski, H. Wnęk, "Analiza dynamiki tylnego układu zawieszenia pojazdu osobowego z napędami elektrycznymi wbudowanymi w koła", *Modelowanie Inżynierskie*, 37(68), 32-37, 2018
- [7]. P. Dukalski, B. Będkowski, K. Parczewski, H. Wnęk, A. Urbaś, K. Augustynek "Analysis of the influence of assembly electric motors in wheels on behaviour of vehicle rear suspension system", *IOP Conference Series: Materials Science and Engineering*, 421(022004), 1-9, 2018.

- [8]. P. Dukalski, B. Będkowski, K. Parczewski, H. Wnęk, A. Urbaś, K. Augustynek "Dynamics of the vehicle rear suspension system with electric motors mounted in wheels", *Maintenance and Reliability*, 21(1), 125-136, 2019.
- [9]. D. J. van Schalkwyk. M. J. Kamper, "Effect of Hub Motor Mass on Stability and Comfort of Electric Vehicle", Proc. of IEEE Vehicle Power and Propulsion Conference, Windsor, UK, 2006, doi: 10.1109/VPPC.2006.364297.
- [10]. J. Garcia de Jalon, E. Bayo, "Kinematic and Dynamic Simulation of Multibody Systems", Springer, 1994.

Projekt „*Innowacyjne Rozwiązania Napędu Bezpośredniego Pojazdów Elektrycznych*”, współfinansowany ze środków NCBiR w ramach programu LIDER VII, zgodnie z umową: LIDER/24/0082/L-7/15/NCBR/2016.

Autorzy

mgr inż. Piotr Dukalski
dr inż. Bartłomiej Będkowski
[p.dukalski, b.bedkowski]@komel.katowice.pl
Instytut Napędów i Maszyn Elektrycznych
KOMEL

dr hab. inż. Krzysztof Parczewski, prof. ATH
dr inż. Henryk Wnęk
[kparczewski, hwnek]@ath.bielsko.pl
Katedra Silników Spalinowych i Pojazdów
Akademia Techniczno-Humanistyczna
w Bielsku-Białej

dr inż. Andrzej Urbaś
dr inż. Krzysztof Augustynek
[aurbas, kaugustynek]@ath.bielsko.pl
Katedra Podstaw Budowy Maszyn
Akademia Techniczno-Humanistyczna
w Bielsku-Białej