

Piotr Kurowski  
Adam Martowicz  
Tadeusz Uhl  
Grzegorz Lasko  
Akademia Górniczo-Hutnicza im. St. Staszica w Krakowie

## **ANALIZA WPLYWU NIERÓWNOŚCI TORU NA ODPOWIEDŹ DYNAMICZNĄ POJAZDU SZYNOWEGO Z ZASTOSOWANIEM SYMULACJI METODĄ WIELOBRYŁOWĄ**

**Streszczenie:** W artykule przedstawiono wyniki analiz odpowiedzi dynamicznej modelu wielobryłowego pojazdu szynowego. Model pięcioczłonowego tramwaju posłużył do przeanalizowania postaci drgań własnych oraz wpływu nierówności toru na przyspieszenia drgań w wybranych punktach konstrukcji. Uzyskane wyniki pozwoliły na sformułowanie wniosków dotyczących potencjalnych źródeł drgań pojazdu w kontekście założonych wymuszeń kinematycznych.

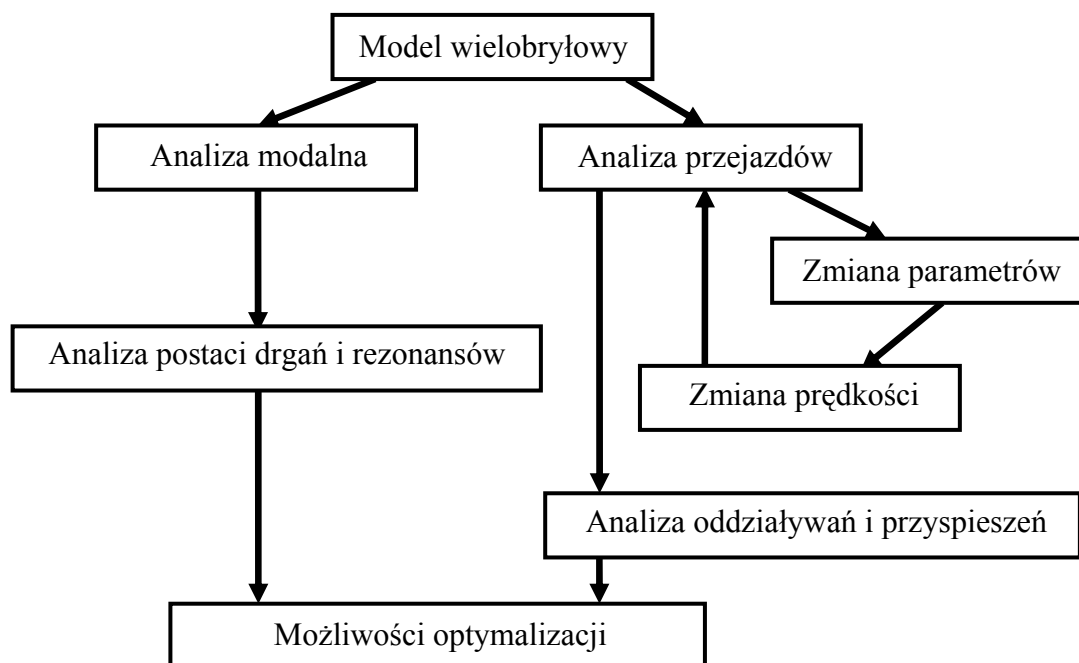
**Słowa kluczowe:** model wielobryłowy, pojazd szynowy, odpowiedź dynamiczna, nierówność toru

### **1. WPROWADZENIE**

Proces projektowania pojazdów szynowych wiąże się z szeregiem analiz własności statycznych oraz dynamicznych [2,3]. Szeroki zakres przeprowadzanych badań dotyczy zarówno względów bezpieczeństwa, w szczególności wiążących się z wytrzymałością zmęczeniową poszczególnych komponentów pojazdu oraz stabilnością układu koło-szyna, jak również komfortu podróżowania, zwiększanie na drodze redukcji przyspieszeń drgań oraz poziomu hałasu [4,6]. Spośród wszystkich pojazdów szynowych na szczególną uwagę zasługują tramwaje, które ze względu na specyfikę eksploatacji nie mogą być traktowane jako pojazdy kolejowe charakteryzujące się mniejszymi wymiarami [1]. Kryteria projektowe tramwajów uwzględniają mniejsze prędkości eksploatacyjne, zazwyczaj poniżej 80km/h. Zakładane obciążenia na oś zwykle nie przekraczają 10t.

Projekty tramwajów współcześnie coraz częściej uwzględniają niskopodłogowe rozwiązania konstrukcyjne, niezależne koła o małym promieniu skrętu umożliwiające realizację skrętu o promieniu 15m [7]. Pojawiają się jednak problemy, które nie występują w przypadku pojazdów kolejowych. Bardzo małe promienie skrętu nawet w przypadku niskich prędkości mogą prowadzić do odkształceń plastycznych zarówno koła jak i szyny [1]. Pojawiające się uszkodzenia stanowią źródło nierówności toru, która z kolei objawia się w oddziaływaniu koło-szyna w postaci dodatkowych wymuszeń kinematycznych. Dodatkowe źródła drgań pogarszają warunki podróżowania. Ponadto odpowiedź dynamiczna pojazdu definiowana w postaci sił reakcji kół na tory powoduje dalszą degradację torowiska.

W artykule przedstawiono wyniki analiz odpowiedzi dynamicznej tramwaju pięciocznowego w kontekście wymuszeń kinematycznych wprowadzanych przez nierówność toru. Stanowią one część realizowanych zadań mających na celu optymalizację konstrukcji tramwaju, zgodnie ze schematem przedstawionym na rys 1.

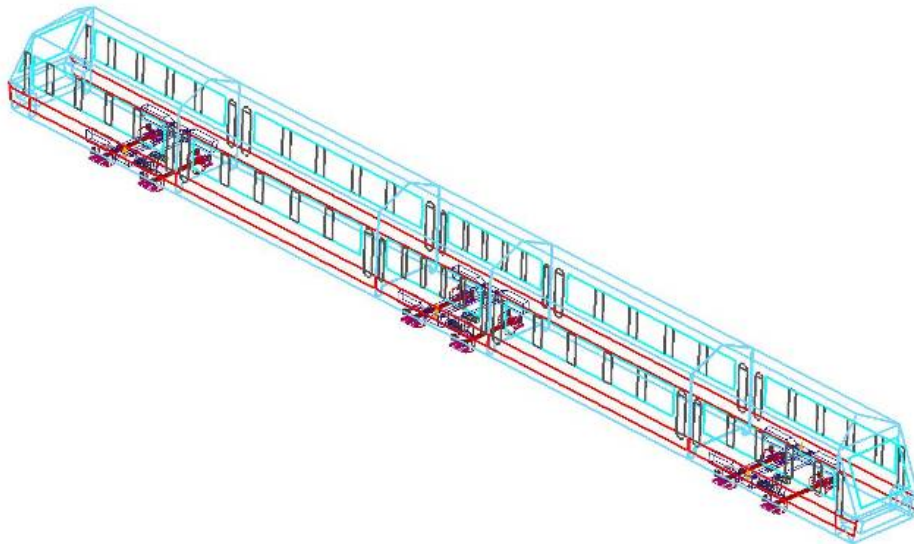


Rys. 1. Schemat analiz konstrukcji pojazdu szynowego

Wyniki równoległe prowadzonych analiz postaci drgań własnych oraz oddziaływań i przyspieszeń docelowo umożliwią wybór zmiennych decyzyjnych, funkcji celu oraz kryteriów optymalizacji. Do realizacji badań zastosowano analizy metodą wielobryłową w systemie MSC Adams oraz VI Rail. Analizę danych przeprowadzono w systemie MATLAB.

## 2. MODEL WIELOBRYŁOWY

Obiektem badań jest tramwaj pięcioczlony, trójwózkowy o wózkach posadowionych na sprężynach gumowych (rys. 2). Rozważany układ został zamodelowany z dwóch podstawowych elementów: toru i poruszającego się po nim pojazdu szynowego. Sam tor wraz z przynależnymi do niego elementami, został zamodelowany jako element o określonej sztywności, zamocowany na idealnie sztywnym podłożu. Model pojazdu został zbudowany jako układ brył sztywnych połączonych bezmasowymi elementami symulującymi wszystkie elementy układu zawieszenia, resorowanie pierwszego i drugiego stopnia, odbijaki oraz tłumiki. W rozważanym układzie przeprowadzono analizę własności dynamicznych oraz odpowiedzi konstrukcji dla zadanych wymuszeń.



Rys. 2. Model wielobryłowy pięcioczlonego tramwaju

Model tramwaju został zbudowany z podstawowych brył o określonych masach i momentach bezwładności, połączonych ze sobą przy pomocy elementów symulujących więzy pomiędzy bryłami sztywnymi oraz resorowanie. Jako elementy o nieskończonej sztywności zostały zamodelowane następujące części wózka:

- rama wózka,
- osie zestawów kołowych,
- koła,
- maźnice,
- człony pojazdu wraz z pasażerami.

W celu zasymulowania części zawieszenia zastosowano następujące elementy zastępcze:

- uresorowanie w postaci sprężyn o nieliniowej charakterystyce z tłumieniem,
- elementy o nieliniowej sprężystości ze zdefiniowanym luzem w określonej osi,

- tłumiki jako elementy o określonej wartości współczynnika tłumienia zadanej dla założonego kierunku działania,
- zredukowany czop skrętu definiujący połączenie kinematyczne liniowe z dodatkowym elementem walcowym na sprężynach nieliniowych w osiach X i Y w celu utrzymania stateczności gniazda.

Jako odsprężynowanie I-go stopnia zamodelowano sprężyny metalowo-gumowe. Oparcie nadwozia na wózku zrealizowane jest za pośrednictwem sprężyn II stopnia odsprężynowania w postaci 2 kompletów sprężyn śrubowych posadowionych na ramie wózka za pośrednictwem elementów elastycznych. Tłumienie drgań pionowych I-go stopnia zrealizowane jest w postaci dynamicznej pętli tłumienia sprężyn gumowo-metalowych, natomiast dla II-go stopnia w postaci 2 amortyzatorów hydraulicznych pionowych oraz 4 amortyzatorów hydraulicznych poprzecznych.

W modelu przyjęto definicję nierówności toru za pomocą rozkładu statystycznego określonego w normie ORE B176 [5]. Nierówności pionowe, poziome oraz przechyłka opisane są przez następujące wzory:

$$S_{zz} = \frac{A_v \Omega_c^2}{(\Omega^2 + \Omega_r^2)(\Omega^2 + \Omega_c^2)} \left[ \frac{m^2}{rad / m} \right] \quad (1)$$

$$S_{yy} = \frac{A_A \Omega_c^2}{(\Omega^2 + \Omega_r^2)(\Omega^2 + \Omega_c^2)} \left[ \frac{m^2}{rad / m} \right] \quad (2)$$

$$S_{\phi\phi} = \frac{A_v \Omega_c^2 \Omega^2}{(\Omega^2 + \Omega_r^2)(\Omega^2 + \Omega_c^2)(\Omega^2 + \Omega_s^2)} \frac{1}{b^2} \left[ \frac{rad^2}{rad / m} \right] \quad (3)$$

gdzie:  $\Omega_c = 0,8246 rad / m$ ,  $\Omega_r = 0,0206 rad / m$ ,  $\Omega_s = 0,4380 rad / m$ ,  $b = 0,75 m$ ,  $A_v = 1,08 \cdot 10^{-6} m \cdot rad$ ,  $A_A = 6,125 \cdot 10^{-7} m \cdot rad$ . Długości fal mieszczą się w zakresie od 2m do 100m.

Wzory (1), (2) oraz (3) zostały opracowane na podstawie badań i pomiarów przeprowadzonych dla torowisk linii głównych w różnych krajach dzisiejszej Unii Europejskiej. Jakkolwiek warunki dla linii tramwajowych odbiegają od parametrów linii głównych zwłaszcza ze względu na stosunkowo duże rozbieżności co do wartości dopuszczalnych, to zastosowanie powyższych wartości jest uzasadnione ze względu na brak miarodajnych danych mogących służyć jako odniesienie dla analiz ogólnych odnoszących się do tramwajów. Uwzględnienie nierówności poprzecznych, pionowych oraz ich wzajemnej współzależności pozwala na zasymulowanie wszystkich możliwych sytuacji odnoszących się do jazdy po normalnym torze. Zwrotnice, krzyżownice oraz geometria odnosząca się do łuków pionowych i poziomych jest analizowana oddzielnie jako kształt toru.

### 3. ANALIZA MODALNA

W pierwszej kolejności przeprowadzono analizę modalną w celu wyznaczenia postaci drgań własnych oraz odpowiadających im częstotliwości rezonansowych i współczynników tłumienia. Powyższe informacje potraktowane zostały jako istotne w

kontekście wymuszeń kinematycznych, ze względu na możliwość przewidywania, które z postaci drgań własnych będą szczególnie wymuszane dla rozpatrywanych nierówności toru oraz prędkości tramwaju. Ponadto analiza postaci drgań własnych pojazdu pozwala na wstępne określenie przydatności i jakości doboru parametrów zawieszenia. Zwykle taka operacja jest pierwszą przeprowadzaną w procesie projektowania pojazdu.

Częstotliwości rezonansowe oraz współczynniki tłumienia dla podstawowych postaci drgań własnych modelu pojazdu przedstawiono w tab. 1.

Tablica 1

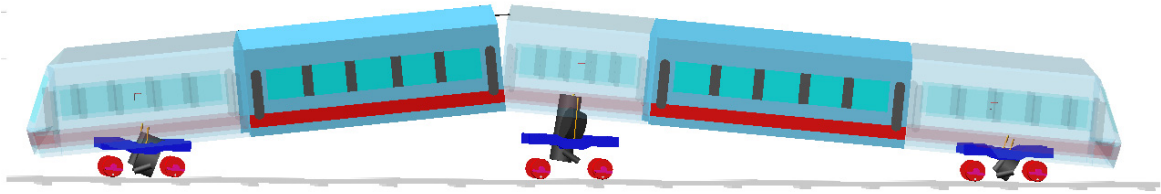
**Częstotliwości rezonansowe oraz współczynniki tłumienia podstawowych postaci drgań**

Nr postaci	Częstotliwość [Hz]	Współczynnik tłumienia [-]	Nr postaci	Częstotliwość [Hz]	Współczynnik tłumienia [-]
1	0,59	0,03	11	2,05	0,03
2	0,72	0,01	12	5,71	0,02
3	0,97	0,03	13	6,49	0,02
4	1,17	0,01	14	6,50	0,02
5	1,17	0,02	15	9,63	0,23
6	1,25	0,08	16	9,56	0,02
7	1,47	0,06	17	9,63	0,02
8	1,51	0,05	18	9,63	0,02
9	1,53	0,10	19	10,32	0,06
10	1,74	0,02	20	11,10	0,30

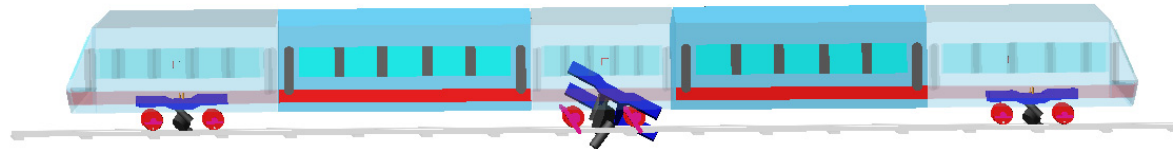
Największe zagrożenie dla poprawnej eksploatacji konstrukcji stanowią drgania obserwowane w paśmie niskich częstotliwości, które mają duże znaczenie dla odczuwanego przez pasażerów komfortu. Przykładowo drgania o częstotliwości ok. 0,5Hz przy odpowiednio dużej amplitudzie przemieszczeń mogą spowodować wystąpienie choroby lokomocyjnej. Drgania w paśmie wyższych częstotliwości nie przyczyniają się w tak dużym stopniu do dyskomfortu pasażerów, jednak mogą powodować istotne problemy strukturalne, zwłaszcza w przypadku gdy dochodzi do sprzężenia postaci drgań pomiędzy wózkami i pudłami, bądź też drgań strukturalnych i podukładów traktowanych jako bryły sztywne. Na rys. 3, rys. 4 oraz rys. 5 przedstawiono przykładowe wyznaczone postacie drgań własnych.



Rys. 3. Postać nr 1 – kołysanie poprzeczne zaobserwowane dla częstotliwości 0,59 Hz



Rys. 4. Postać nr 6 – kołysanie pionowe zaobserwowane dla częstotliwości 1,25 Hz



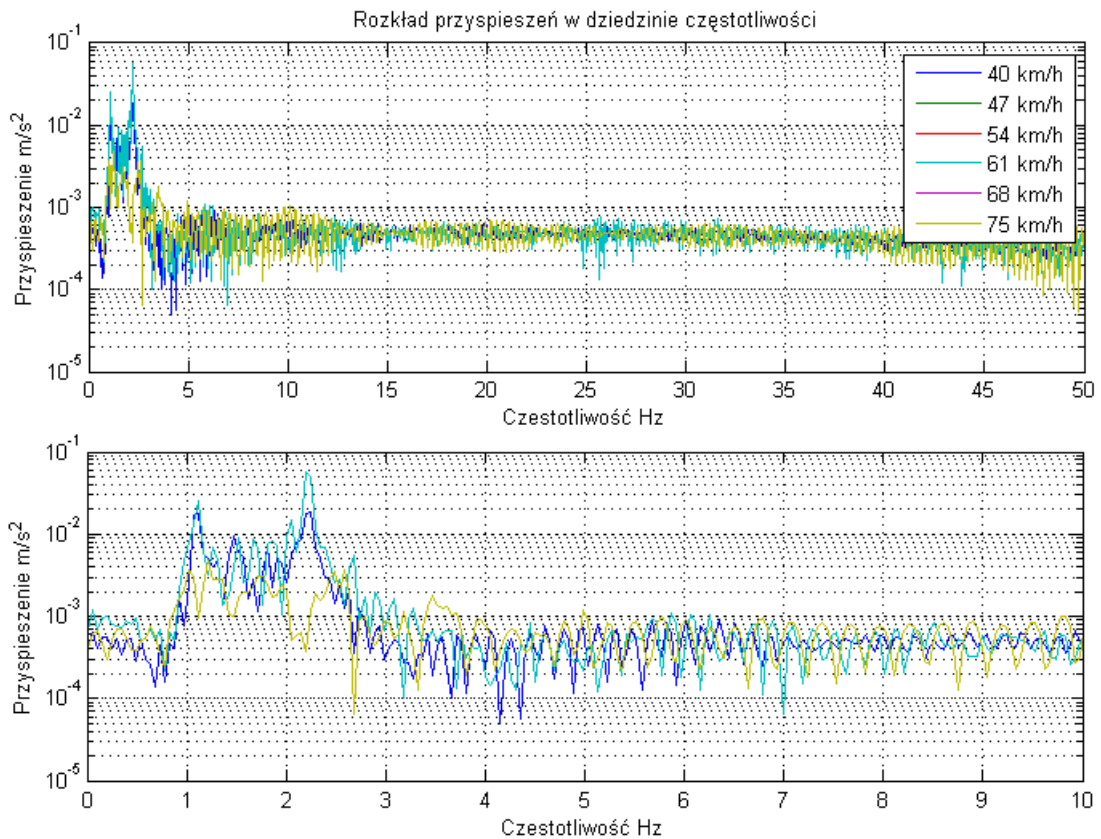
Rys. 5. Postać nr 19 – skrócenie ramy wózka środkowego wokół osi X i Y dla częstotliwości 10,32 Hz

Dużym zagrożeniem bezpieczeństwa eksploatacji może być sprzężenie drgań elementów zamocowanych w okolicach układu jezdnego. Awaria tych elementów może spowodować stosunkowo poważne konsekwencje, a sposób sprawdzania ich wytrzymałości rzadko uwzględnia możliwość pracy takiego elementu w stanie rezonansu, bądź w stanie bliskim rezonansowi.

#### 4. ZACHOWANIE POJAZDU NA TORZE

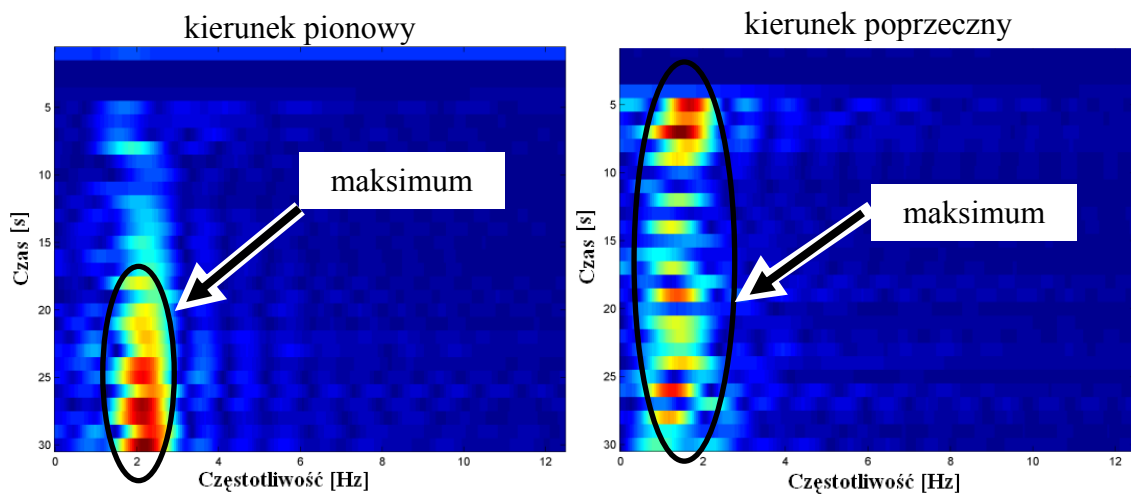
Przeprowadzono serię pomiarów przyspieszeń drgań dla wybranych podzespołów modelu dla różnych prędkości przejazdu. Nierówności toru wygenerowano w sposób losowy zgodnie z procedurą dostępną w VI Rail. Rozkład wymuszenia kinematycznego w dziedzinie częstotliwości składał się z szeregu fal o różnych częstotliwościach rozłożonych w rozpatrywanym spektrum w sposób równomierny.

W ramach przeprowadzonych badań dokonano m.in. wyznaczenia przyspieszeń wagonów na kierunku pionowym oraz poprzecznym dla wybranych prędkości przejazdu w zakresie od 40km/h do 75km/h. Poniżej przedstawiono wyniki dla pierwszego wagonu. Analiza przyspieszeń pionowych, przedstawionych na rys. 6, wskazuje na ich wyraźny wzrost dla wszystkich badanych prędkości w paśmie częstotliwości od 1 do 2,5 Hz. Podobne obserwacje zarejestrowano również dla pozostałych wagonów. W tym zakresie częstotliwości występuje duża liczba postaci drgań o podobnych kształtach, mających związek z poprzecznym kołysaniem (por. rys. 3).



Rys. 6. Rozkład częstotliwości na pierwszym wagonie dla jazdy po torze prostym z losowymi nierównościami w kierunku pionowym

Dalsza analiza i porównanie pozwala na rozróżnienie drgań i odpowiedzialnych za nie postaci rezonansowych dla kierunku poprzecznego i pionowego. Spektrum drgań poziomych i poprzecznych przedstawiono na rys. 7.



Rys. 7. Spektrum drgań pionowych i poprzecznych na pierwszym wagonie dla prędkości 60 km/h.

Można stwierdzić, że główne postacie drgań, dla których zaobserwowano podwyższony poziom przyspieszeń to:

- kołysanie pionowe ze strzałką ugięcia w środku pojazdu (por. rys. 4), którego kształt nie jest do końca symetryczny co wynika ze schematu kinematycznego analizowanego pojazdu; stąd mogą występować różnice w poziomie i charakterze drgań na drugim i czwartym wagonie; postać drgań występuje dwukrotnie dla częstości od 1,24Hz do 1,7Hz;
- kołysanie poprzeczne (por. rys. 3), występujące od 0,5Hz aż do 2Hz i mogące powodować zarówno drgania poprzeczne, jak i podwyższony poziom drgań pionowych we wszystkich wagonach.

## 5. PODSUMOWANIE I WNIOSKI

W artykule przedstawiono wyniki analiz odpowiedzi dynamicznej modelu wielobryłowego pięcioczłonowego tramwaju. W przeprowadzonych badaniach uwzględniono nierówność toru i poddano analizie jej wpływ na przyspieszenia drgań w wybranych punktach konstrukcji. Uzyskane wyniki posłużyły do sformułowania wniosków dotyczących potencjalnych źródeł drgań pojazdu w kontekście założonych wymuszeń kinematycznych.

Uwzględniając kinematykę pojazdu oraz wyniki analizy modalnej, można wyróżnić kilka zasadniczych punktów konstrukcji, na które należy zwrócić uwagę podczas badań. Po pierwsze umiejscowienie przegubu podatnego w środkowej części pojazdu w okolicy środkowego wózka, może powodować, że niskie częstości drgań ze strzałką ugięcia w środku pojazdu będą ujawniać się dla łuków pionowych oraz nierówności o falach z długością przynajmniej równą rozstawowi wózków. Może wówczas dochodzić do wymuszenia prowadzącego do wzbudzenia przede wszystkim omawianego typu drgań. Podobne zjawisko może występować w kierunku poprzecznym, z tym, że w lokalizacji członu środkowego opartego na wózku środkowym może znajdować się zarówno węzeł jak i strzałką postaci drgań. Ponadto sprzężenie drgań różnych postaci może prowadzić do dodatkowego wzbudzenia elementów zamontowanych na ramach, co powinno być sprawdzone podczas odpowiednich badań.

Autorzy pragną podziękować Ministerstwu Nauki i Informatyzacji za finansowe wsparcie prac w ramach projektu nr NN 509353934, zatytułowanego "Opracowanie metody optymalizacji masy pojazdu szynowego z uwzględnieniem niepewności modelu".

### Bibliografia

1. Beretta S., Braghin F., Bucca G., Desimone H.: Structural integrity analysis of a tram-way: load spectra and material damage. *Wear*, 258, 1255–1264, 2005.
2. Chudzikiewicz A.: Elementy diagnostyki pojazdów szynowych. Politechnika Warszawska, Instytut Technologii i Eksploatacji w Radomiu, 2002.
3. Chudzikiewicz A., Uhl T.: Rozwój metod modelowania i badania dynamiki pojazdów szynowych w środowisku MATLABa/Simulinka. V Szkoła Analizy Modalnej, Kraków, 12-14 grudnia 2000.



4. Karta UIC 518. Próby i dopuszczenie pojazdów szynowych z punktu widzenia zachowania dynamicznego, bezpieczeństwa, zmęczenia toru oraz zachowania w czasie jazdy. wyd. 2, 1 października 1999.
5. Norma ORE B176 RP1. vol. 1: Preliminary studies and specifications, vol. 2: Specification for a bogie with improved curving characteristics, vol. 3: Specifications for a bogie with improved curving characteristics for body tilt, Utrecht, Netherlands, 1989.
6. Raport nr 17, ERRI Komitetu B12 (ERRI B12/Rp17). wyd. 8, Utrecht, Netherlands, kwiecień 1997.
7. Uhl T., Chudzikiewicz A.: Analytical and experimental investigation of low floor tram dynamics. International Journal on Vehicle System Dynamics, 25, 702-713, 2002, 12.

#### **THE ANALYSIS OF INFLUENCE OF RAIL ROUGHNESS ON DYNAMIC RESPONSE OF RAIL VEHICLE SUPPORTED BY MULTIBODY SIMULATIONS**

**Abstract:** In the paper there have been presented the results of analysis of dynamic response of multibody model elaborated for rail vehicle. The model of five-piece tram has been applied to study their normal modes as well as to investigate the influence of considered rail roughness on acceleration of vibration measured at selected localizations in vehicle. Obtained results have been used to conclude about potential sources of vehicle's vibrations in the context of applied kinematic excitations.

**Keywords:** multibody model, rail vehicle, rail roughness