

## Wpływ parametrów połączeń sprężysto-tłumiących na komfort jazdy pojazdu szynowego w obecności losowych nierówności toru

Artykuł omawia badania przyspieszenia nadwozia 4-osowego pojazdu szynowego w oparciu o wyniki symulacji numerycznych jego ruchu po torze prostym wykazującym losowe nierówności geometryczne. Wyznaczono wartości skuteczne (rms) składowej poprzecznej i pionowej przyspieszenia nadwozia w zakresie częstotliwości istotnych dla komfortu jazdy i wystąpienia choroby lokomocyjnej zgodnie z normą PN-91/S-04100 i standardem ISO 2631-1. Zbadano wpływ parametrów charakteryzujących połączenia sprężysto-tłumiące 1- i 2-go stopnia na przyspieszenia nadwozia pojazdu i komfort jazdy. Artykuł powstał w wyniku realizacji projektu badawczego KBN nr 4T12C02726.

### 1. Wstęp

Zagadnienie komfortu jazdy jest jednym z istotnych elementów w badaniach ruchu pojazdu szynowego. Celem tych badań jest określenie m.in. wpływu parametrów konstrukcyjnych pojazdu, jego prędkości oraz stanu toru na przyspieszenie, jakiemu podlega pasażer podczas ruchu pociągu. Przyspieszenie to jest bowiem głównym czynnikiem, który określa komfort jazdy. Zgodnie ze standardem ISO 2631-1 [1] oraz opartą na nim Polską Normą PN-91/S-04100 [8] oceny komfortu dokonuje się porównując wartości skuteczne  $a_{rms}(f)$  składowych przyspieszenia, wyznaczone dla wybranych częstości środkowych  $f$  pasm tercjowych z zakresu 0,8÷80 Hz, z podanymi w normach wartościami określającymi granice: komfortu, uciążliwości i szkodliwości (zależnymi od  $f$ ).

W artykule przedstawiono badania przyspieszenia nadwozia 4-osowego pojazdu szynowego otrzymanego w wyniku symulacji numerycznych ruchu pojazdu po torze prostym. Analiza przyspieszeń przeprowadzona zgodnie z normami [1,8] pozwoliła na zbadanie wpływu poszczególnych połączeń sprężysto-tłumiących na komfort jazdy. W wykonanych symulacjach numerycznych uwzględnione zostały nierówności geometryczne toru o losowym charakterze, które są istotnym czynnikiem zaburzającym ruch pojazdu i wywołującym zmienne w czasie przyspieszenia nadwozia pojazdu.

Zależność przyspieszenia nadwozia od prędkości oraz amplitudy nierówności toru była już badana [3], gdzie rozważano model 2-osowego pojazdu szynowego. Dla tego samego modelu badano wpływ parametrów połączeń sprężysto-tłumiących na współczynnik wykojenia [4].

### 2. Model pojazdu szynowego

Model pojazdu szynowego analizowany w niniejszym artykule opisuje wagon pasażerski złożony z 7 brył sztywnych, tj. nadwozia pojazdu, dwóch wózków i czterech zestawów kołowych. Model ten ma 27 stopni swobody: na nadwoziu i każdy z wózków przypada po 5 stopni swobody, związanych z ruchem postępowym w kierunku poprzecznym i pionowym oraz ruchem obrotowym. Każdy z zestawów kołowych ma 3 stopnie swobody, ze względu na więzy związane z ruchem zestawu po torze. Pojazd szynowy porusza się po torze prostym, a prędkość pojazdu (i wszystkich jego elementów) wzdłuż toru jest stała i wynosi  $v$ .

Pomiędzy bryłami tworzącymi pojazd występują połączenia sprężysto-tłumiące o liniowych charakterystykach. Przyjęte w modelu wartości mas i momentów bezwładności elementów pojazdu oraz nominalne wartości współczynników sprężystości i tłumienia odpowiadają wagonowi pasażerskiemu MK111 [10]. W pracy modyfikowano wartości współczynników sprężystości i tłumienia dla połączeń pomiędzy zestawami a wózkami (zawieszenie 1-go stopnia) w kierunkach: poprzecznym ( $k_{zy}, c_{zy}$ ) i pionowym ( $k_{zz}, c_{zz}$ ); dla tych samych kierunków zmieniano wartości parametrów  $k_{ny}, c_{ny}$  i  $k_{nz}, c_{nz}$  połączeń pomiędzy nadwoziem a wózkami.

Sily w punkcie kontaktu koło/szyna są wyznaczone przy pomocy algorytmu FASTSIM opracowanego przez Kalkera w ramach uproszczonej teorii kontaktu [2,9]. Ten sposób wyznaczania sił kontaktowych pociąga za sobą nieliniowy charakter używanego modelu.

Założono, że tor jest sztywny i wykazuje odchylenia geometryczne od toru idealnie prostego. Uwzględnione zostały poprzeczne i pionowe nierówności toru:  $y_w(x)$ ,  $z_w(x)$ , jego przechyłka  $\theta_w(x)$  oraz zmienna szerokość toru  $2l_0(x)$ ; ich wartości zależą od zmiennej  $x$ , określającej położenie wzdłuż toru. Parametry te stanowią wielkości losowe, które można opisywać jako stacjonarne i ergodyczne procesy stochastyczne scharakteryzowane przez funkcje kowariancji lub (równoważnie) widmowe gęstości mocy [5,6]. W pracach [5,6] przedstawiono metodę generowania realizacji nierówności toru w oparciu o znajomość eksperymentalnych widmowych gęstości mocy. W obecnych symulacjach numerycznych wykorzystano realizacje  $y_w(x)$ ,  $z_w(x)$ ,  $2l_0(x)$ ,  $\theta_w(x)$  znane z pomiarów eksperymentalnych. Odchylenia standardowe geometrycznych nierówności toru wynoszą odpowiednio  $\sigma_{y_w} = 0.0030$  m,  $\sigma_{z_w} = 0.0035$  m,  $\sigma_{2l_0} = 0.0011$  m,  $\sigma_{\theta_w} = 0.0010$  rad, ich funkcje widmowej gęstości mocy zamieszczono w pracach [5,6]. Wartości odchyżeń standardowych w niniejszej pracy są zbliżone do wartości obliczonych w pracy [7] dla drugiej klasy toru.

Ogólna postać równań ruchu jest następująca:

$$\frac{d^2 \mathbf{y}}{dt^2} = F[\mathbf{y}, d\mathbf{y}/dt, \xi], \quad (1)$$

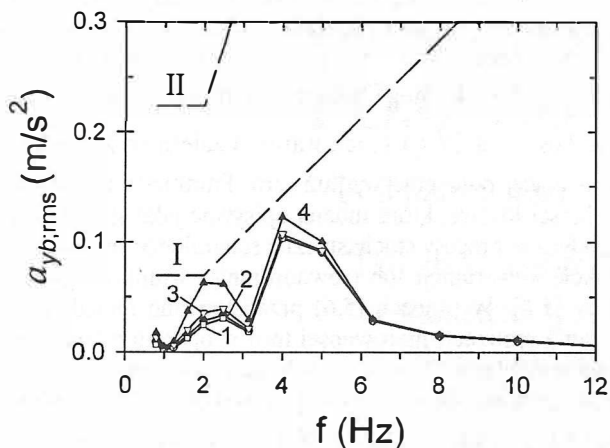
gdzie  $\mathbf{y} = (y_1, y_2, \dots, y_{27})$  jest wektorem wszystkich współrzędnych modelu,  $t$  – czasem, zaś  $\xi = (y_w, z_w, \theta_w, 2l_0)$  oznacza nierówności geometryczne toru, które obliczane są w miejscach aktualnego położenia  $x_i = x_{i0} + vt$  każdego z czterech zestawów kołowych ( $i=1,2,3,4$ ). W pracy równania ruchu były rozwiązywane numerycznie na odcinku  $0 \leq x \leq 4000$  m.

### 3. Wyniki badań symulacyjnych - analiza przyspieszeń nadwozia

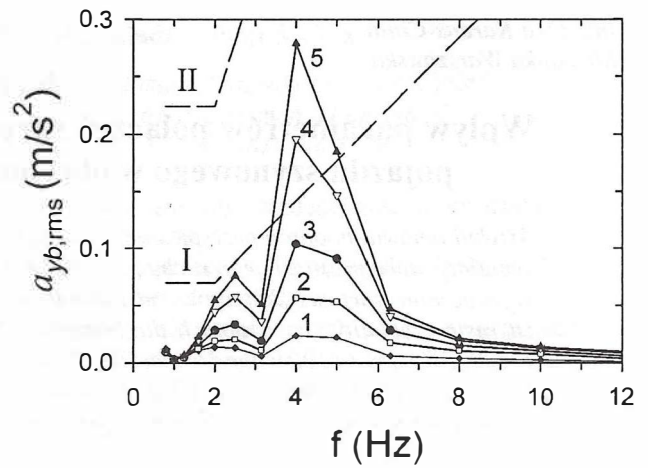
W symulacjach numerycznych ruchu pojazdu po torze zostały wyznaczone poprzeczne i pionowe przyspieszenia nadwozia:  $a_{yb}$  i  $a_{zb}$ . Wartości skuteczne przyspieszeń  $a_{yb,rms}(f)$ ,  $a_{zb,rms}(f)$  w pasmach tercjowych ( $f - \Delta f/2, f + \Delta f/2$ ), gdzie  $\Delta f = 0.213 f$ , obliczono numerycznie za pomocą transformaty Fouriera:

$$a_{\eta b,rms}(f) = \left( \int_{f-\Delta f/2}^{f+\Delta f/2} \frac{2}{T} \left| \int_0^T a_{\eta b}(t) e^{i2\pi f t} dt \right|^2 df' \right)^{1/2} \quad (\eta = y, z). \quad (2)$$

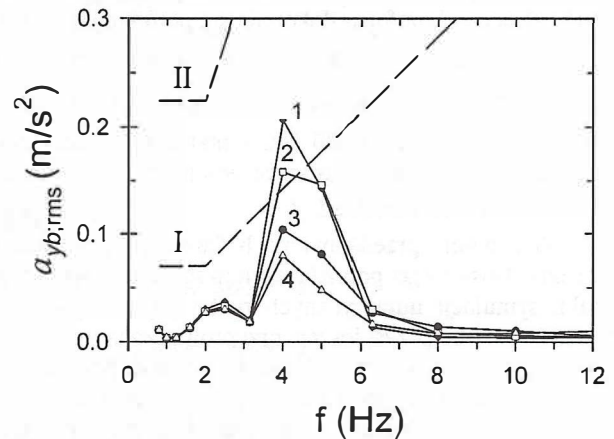
dla częstotliwości środkowych  $f$  z zakresu od 0.1 Hz do 80 Hz podanych w normach [1,8] określających komfort jazdy;  $T=L/v$  oznacza tu czas ruchu na odcinku  $L = 4000$  m.



Rys. 1. Przyspieszenia skuteczne  $a_{yb,rms}(f)$  obliczone w pasmach tercjowych dla różnych wartości współczynnika sprężystości poprzecznego zawieszenia 2-go stopnia:  $k_{zy} = 50$  kN/m (linia 1),  $k_{zy} = 119$  kN/m -wartość nominalna (linia 2),  $k_{zy} = 200$  kN/m (linia 3),  $k_{zy} = 400$  kN/m (linia 4);  $v = 140$  km/h. Linie I i II oznaczają odpowiednio granicę komfortu i uciążliwości dla  $a_{yb,rms}(f)$  zgodnie z [1,8]



Rys. 2. Przyspieszenia skuteczne  $a_{yb,rms}(f)$  obliczone w pasmach tercjowych dla różnych wartości współczynnika tłumienia poprzecznego zawieszenia 2-go stopnia:  $c_{ry} = 0$  kNs/m (linia 1),  $c_{ry} = 10$  kNs/m (linia 2),  $c_{ry} = 20$  kNs/m -wartość nominalna (linia 3),  $c_{ry} = 40$  kNs/m (linia 4),  $c_{ry} = 60$  kNs/m (linia 5);  $v = 140$  km/h. Linie I i II oznaczają odpowiednio granicę komfortu i uciążliwości dla  $a_{yb,rms}(f)$  zgodnie z [1,8].



Rys. 3. Przyspieszenia skuteczne  $a_{yb,rms}(f)$  obliczone w pasmach tercjowych dla różnych wartości współczynnika sprężystości poprzecznego zawieszenia 1-go stopnia:  $k_{zy} = 500$  kN/m (linia 1),  $k_{zy} = 1000$  kN/m (linia 2),  $k_{zy} = 1962$  kN/m -wartość nominalna (linia 3),  $k_{zy} = 6000$  kN/m (linia 4);  $v = 140$  km/h. Linie I i II oznaczają odpowiednio granicę komfortu i uciążliwości dla  $a_{yb,rms}(f)$  zgodnie z [1,8].

Wartości przyspieszeń  $a_{yb,rms}(f)$ ,  $a_{zb,rms}(f)$  rosną wraz ze wzrostem prędkości jazdy  $v$  w całym zakresie częstotliwości  $f$ . W obecnej pracy przedstawiona jest analiza tych przyspieszeń dla prędkości  $v = 140$  km/h. Aby badać zależność tych przyspieszeń od parametrów połączeń sprężysto-tłumiących, wartości współczynników  $k_{zy}, c_{zy}$  i  $k_{zz}, c_{zz}$  oraz  $k_{ny}, c_{ny}$  i  $k_{nz}, c_{nz}$  zmieniano od 25% (0% w przypadku tłumienia) do ponad 300% wartości nominalnych. Wyniki przedstawiono na rysunkach 1-6.

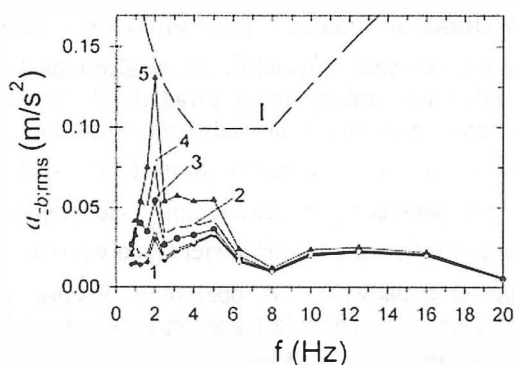
Stwierdzono, iż, jak można było oczekiwać, przyspieszenie poprzeczne  $a_{yb,rms}(f)$  nadwozia zależy od wartości parametrów połączeń sprężysto-tłumiących w kierunku poprzecznym, natomiast połączenia w kierunku pionowym determinują zachowanie się przyspieszenia pionowego  $a_{zb,rms}(f)$ . Na przyspieszenie nadwozia w danym kierunku wpływają współczynniki sprężystości i tłumienia określające zarówno zawieszenie 1-go jak i 2-go stopnia, choć wpływ ten jest inny dla każdego połączenia.

W szczególności wzrost sztywności  $k_{ny}$  połączenia pomiędzy nadwoziem a ramą wózka powoduje zmiany  $a_{yb,rms}(f)$  ograniczone do przedziału  $1.5\text{ Hz} \leq f \leq 3\text{ Hz}$ , lecz zmiany te są stosunkowo niewielkie, gdyż dopiero 3.5-krotny wzrost  $k_{ny}$  daje 2-krotny wzrost  $a_{yb,rms}(f)$  (rys.1).

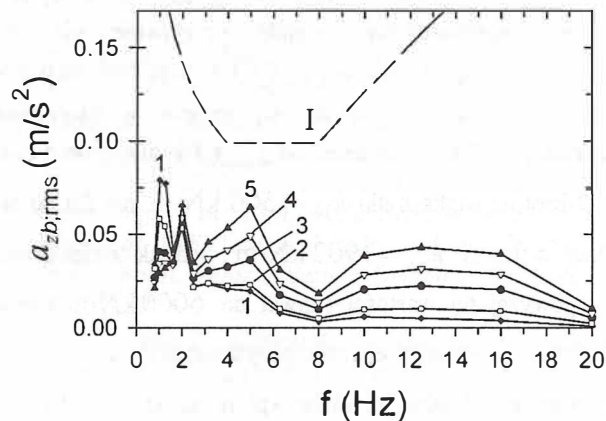
Granica komfortu dla  $a_{yb,rms}(f)$  nie zostaje przekroczona w badanym zakresie częstotliwości.

Znacznie silniejszy efekt ma współczynnik tłumienia  $c_{ny}$  (rys.2): dla zerowej wartości  $c_{ny}$  (awaria tłumika) przyspieszenie poprzeczne nadwozia jest trzykrotnie mniejsze niż przy nominalnej wartości  $c_{ny}$  (20 kNs/m), natomiast wzrost  $c_{ny}$  do wartości 40 kNs/m (lub 60 kNs/m)

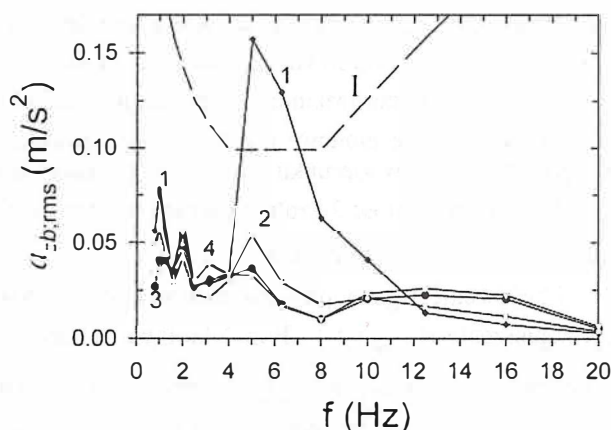
powoduje 2-krotny (3-krotny) wzrost przyspieszenia  $a_{yb,rms}(f)$  w odniesieniu do wartości nominalnej  $c_{ny}$ . Należy przy tym zwrócić uwagę, że zmiany przyspieszenia  $a_{yb,rms}(f)$  pod wpływem zmian  $c_{ny}$  zachodzą w przedziale  $2\text{ Hz} \leq f \leq 6\text{ Hz}$ , który jest większy niż przypadku  $k_{ny}$ , przy czym zależność  $a_{yb,rms}(f)$  od  $c_{ny}$  dla tego przedziału jest w przybliżeniu liniowa. Już dla wartości  $c_{ny}$  dwukrotnie większej od wartości nominalnej zostaje przekroczona granica komfortu w zakresie  $3\text{ Hz} \leq f \leq 5\text{ Hz}$ .



Rys. 4. Przyspieszenia skuteczne  $a_{zb,rms}(f)$  obliczone w pasmach tercjowych dla różnych wartości współczynnika sprężystości pionowego zawieszenia 2-go stopnia:  $k_{nz} = 100\text{ kN/m}$  (linia 1),  $k_{nz} = 200\text{ kN/m}$  (linia 2),  $k_{nz} = 414\text{ kN/m}$  -wartość nominalna (linia 3),  $k_{nz} = 600\text{ kN/m}$  (linia 4),  $k_{nz} = 1000\text{ kN/m}$  (linia 5);  $v = 140\text{ km/h}$ . Linia I oznacza granicę komfortu dla  $a_{zb,rms}(f)$  zgodnie z [1,8].



Rys. 5. Przyspieszenia skuteczne  $a_{zb,rms}(f)$  obliczone w pasmach tercjowych dla różnych wartości współczynnika tłumienia pionowego zawieszenia 2-go stopnia:  $c_{nz} = 0\text{ kNs/m}$  (linia 1),  $c_{nz} = 10\text{ kNs/m}$  (linia 2),  $c_{nz} = 26\text{ kNs/m}$  -wartość nominalna (linia 3),  $c_{nz} = 40\text{ kNs/m}$  (linia 4),  $c_{nz} = 60\text{ kNs/m}$  (linia 5);  $v = 140\text{ km/h}$ . Linia I oznacza odpowiednio granicę komfortu dla  $a_{zb,rms}(f)$  zgodnie z [1,8].



Rys. 6. Przyspieszenia skuteczne  $a_{zb,rms}(f)$  obliczone w pasmach tercjowych dla różnych wartości współczynnika tłumienia pionowego zawieszenia 1-go stopnia:  $c_{zz} = 0\text{ kNs/m}$  (linia 1),  $c_{zz} = 20\text{ kNs/m}$  (linia 2),  $c_{zz} = 85\text{ kNs/m}$  -wartość nominalna (linia 3),  $c_{zz} = 200\text{ kNs/m}$  (linia 4),  $c_{zz} = 60\text{ kNs/m}$  (linia 5);  $v = 140\text{ km/h}$ . Linia I oznacza granicę komfortu dla  $a_{zb,rms}(f)$  zgodnie z [1,8].

Przyspieszenie poprzeczne  $a_{yb,rms}(f)$  zależy również silnie od współczynnika sprężystości  $k_{zy}$  zawieszenia 1-go stopnia, tj. połączenia poprzecznego pomiędzy zestawami kołowymi a ramą wózka (rys.3).

W tym przypadku zależność  $\alpha_{yb,rms}(f)$  od  $k_{zy}$  jest również monotoniczna, jednak, przeciwnie niż dla  $k_{ny}$ ,  $c_{ny}$ , przyspieszenie  $\alpha_{yb,rms}(f)$  maleje wraz ze wzrostem sztywności i zmienia się jedynie w przedziale  $3 \text{ Hz} \leq f \leq 6 \text{ Hz}$ . Wartość  $\alpha_{yb,rms}(f)$  dla  $f = 4 \text{ Hz}$  jest 2-krotnie większa dla  $k_{zy} = 500 \text{ kN/m}$  niż dla nominalnej wartości  $k_{zy} = 1962 \text{ kN/m}$ , jednak zwiększanie  $k_{zy}$  powyżej tej wartości (nawet do  $6000 \text{ kN/m}$ ) daje tylko nieznaczne zmniejszenie przyspieszenia  $\alpha_{yb,rms}(f)$ . Okazuje się również, iż mały wpływ na  $\alpha_{yb,rms}(f)$  ma tłumienie poprzeczne zawieszenia 1-go stopnia określone poprzez współczynnik  $c_{zy}$  (rysunku nie zamieszczono).

Przy dwukrotnym zmniejszeniu parametru  $k_{zy}$  zostaje nieznacznie przekroczona granica komfortu dla przyspieszenia poprzecznego (linia I – rys.3) dla częstotliwości  $4 \text{ Hz}$ .

Przyspieszenie pionowe  $\alpha_{zb,rms}(f)$  nadwozia zależy od współczynników  $k_{nz}$ ,  $c_{nz}$  związanych z pionowym zawieszeniem 2-go stopnia; dla  $k_{nz}$  w przedziale  $1 \text{ Hz} \leq f \leq 5 \text{ Hz}$ , dla  $c_{nz}$  w przedziale  $1 \text{ Hz} \leq f \leq 16 \text{ Hz}$ . Przyspieszenie  $\alpha_{zb,rms}(f)$  rośnie wraz ze wzrostem  $k_{nz}$  przyjmując wartość 2-krotnie większą (mniejszą) przy 2-krotnym zwiększeniu (4-krotnym zmniejszeniu)  $k_{nz}$  w porównaniu z wartością nominalną (rys. 4). Przyspieszenie pionowe nadwozia rośnie również, gdy rośnie tłumienie w kierunku pionowym, osiągając dla  $c_{nz} = 60 \text{ kNs/m}$  wartość 2-krotnie większą niż przy wartości nominalnej  $c_{nz} = 26 \text{ kNs/m}$ .

Zawieszenie 1-go stopnia ma dużo mniejszy wpływ na przyspieszenie  $\alpha_{zb,rms}(f)$ . Przy 2-krotnym zmniejszeniu wartości  $k_{zz}$  wartość  $\alpha_{zb,rms}(f)$  maleje o 20-30% ale tylko w bardzo ograniczonym przedziale  $1 \text{ Hz} \leq f \leq 2 \text{ Hz}$  (rysunku nie zamieszczono). Natomiast nawet 2-krotne zwiększenie lub 4-krotne zmniejszenie  $c_{zz}$ , w porównaniu z wartością nominalną  $c_{zz} = 85 \text{ kNs/m}$ , nie powoduje istotnych zmian  $\alpha_{zb,rms}(f)$ . Dopiero w przypadku  $c_{zz} = 0 \text{ kNs/m}$  (awaria tłumika) przyspieszenie  $\alpha_{zb,rms}(f)$  zmienia się istotnie w zakresie  $4 \text{ Hz} \leq f \leq 10 \text{ Hz}$  (rys. 6) i zostaje przekroczona granica komfortu w zakresie  $4.5 \text{ Hz} \leq f \leq 7 \text{ Hz}$ .

Należy podkreślić, iż w przypadku przyspieszenia pionowego (rys. 4,5) dla parametrów  $k_{nz}$ ,  $c_{nz}$  granice komfortu nie zostały przekroczone.

W badaniach nie stwierdzono wpływu żadnego z rozważanych parametrów połączeń sprężysto-tłumiących na wartości  $\alpha_{zb,rms}(f)$  w zakresie częstotliwości  $0.08 \text{ Hz} \leq f \leq 0.7 \text{ Hz}$ , związanym z powstawaniem objawów choroby lokomocyjnej; wartości graniczne  $\alpha_{zb,rms}(f)$  określone w normie PN [8] nie są przekroczone w tym przedziale częstotliwości  $f$ .

#### 4. Wnioski

W wyniku przeprowadzonych symulacji numerycznych ruchu 4-osowego pojazdu szynowego (wagon pasażerski) stwierdzono, że przyspieszenia skuteczne: poprzeczne i pionowe nadwozia  $\alpha_{yb,rms}(f)$ ,  $\alpha_{zb,rms}(f)$  ulegają dużym zmianom przy modyfikacji parametrów połączeń sprężysto-tłumiących. Przyspieszenie poprzeczne nadwozia  $\alpha_{yb,rms}(f)$  zmienia się głównie pod wpływem zmiany współczynników dla kierunku poprzecznego: sprężystości  $k_{zy}$  w zawieszeniu 1-go stopnia oraz tłumienia  $c_{ny}$  w zawieszeniu 2-go stopnia (oba dla zakresu  $3 \text{ Hz} \leq f \leq 6 \text{ Hz}$ ). Należy jednak zauważyć, że  $\alpha_{yb,rms}(f)$  maleje wraz ze wzrostem  $k_{zy}$ , rośnie, gdy wzrasta  $c_{ny}$ .

Przyspieszenie pionowe nadwozia  $\alpha_{zb,rms}(f)$  zmienia się głównie pod wpływem zmiany współczynników dla kierunku pionowego zawieszenia 2-go stopnia: sprężystości  $k_{nz}$  (w zakresie  $1 \text{ Hz} \leq f \leq 5 \text{ Hz}$ , najsilniej dla ok.2 Hz.) oraz tłumienia  $c_{nz}$  (w zakresie  $1 \text{ Hz} \leq f \leq 16 \text{ Hz}$ ).

Przyspieszenie  $\alpha_{zb,rms}(f)$  zmienia się również silnie w przypadku wyłączenia tłumienia pionowego  $c_{zz}$  zawieszenia 1-go stopnia, co powoduje przekroczenie granicy komfortu.

Wartości nominalne parametrów  $k_{ny}$  oraz  $c_{zz}$  wydają być dobrane optymalnie ze względu na komfort jazdy, gdyż ich zmiany nie prowadziły do znaczącego zmniejszenia przyspieszenia nadwozia. Podobnie można również uznać, że nominalna wartość  $c_{zy} = 0$  (brak tłumika w poprzecznym zawieszeniu 1-go stopnia) jest dobrana prawidłowo, gdyż nie stwierdzono wpływu  $c_{zy}$  na przyspieszenie nadwozia. W oparciu o przeprowadzone badania można by natomiast zaproponować modyfikację pozostałych parametrów połączeń sprężysto-tłumiących w celu poprawy komfortu jazdy. Trzeba jednak zwrócić w tym miejscu uwagę na ograniczony zakres przedstawionych tu badań. Z jednej strony używany model zawiera pewne uproszczenia, a w szczególności założenie sztywnego toru i sztywnego nadwozia. Z drugiej strony wraz z oceną komfortu należy jednocześnie badać wpływ parametrów

modelu na bezpieczeństwo ruchu (podobnie jak to było badane w pracy [4] dla pojazdu 2-osioowego). W celu jeszcze pełniejszej oceny należy zbadać, jak parametry modelu wpływają na komfort i bezpieczeństwo jazdy w innych warunkach ruchu pojazdu, a w szczególności w jego ruchu po luku. Należy też pamiętać, że przy zmianie parametrów połączeń sprężysto-tłumiących należy brać pod uwagę również wymagania konstrukcyjne samych połączeń.

## 5. Literatura

- [1] ISO 2631-1: *Mechanical Vibration and Shock. Evaluation of human exposure to whole-body vibration. Part 1: General Requirements. International Organization for Standardization, 1985 i 1997.*
- [2] Kalker J.J., *A fast algorithm for the simplified theory of rolling contact. Vehicle System Dynamics 11, 1- 3, 1982.*
- [3] Kardas-Cinal E., *Komfort jazdy pojazdu szynowego w obecności losowych parametrów toru. Zeszyty Naukowe Politechniki Śląskiej Nr.1605, Transport z.49, Gliwice 2003.*
- [4] Kardas-Cinal E., *Dynamika pojazdu szynowego w obecności losowych parametrów toru. Prace Naukowe Instytutu Konstrukcji i Eksploatacji Maszyn Politechniki Wrocławskiej 86. Seria Konferencje 26. Oficyna Wydawnicza Politechniki Wrocławskiej. Wrocław 2002.*
- [5] Kardas-Cinal E., *Badanie stateczności technicznej stochastycznej modelu matematycznego pojazdu szynowego. Praca doktorska, Politechnika Warszawska, Warszawa 1995.*
- [6] Kisilowski J., Kardas-Cinal E., *On a certain method of examining stability of mathematical models of railway vehicles with disturbances occurring in real objects. Proceedings of the 13th LAVSD Symposium on the Dynamics of Vehicles on Roads and on Tracks, Sichuan(China). Vehicle System Dynamics 23 n Suppl., 262-273, 1994,*
- [7] Kardas-Cinal E., Kisilowski J., *Probabilistyczna analiza stanu toru i jego wpływ na współczynnik wykołowania. Konferencja Transport XXI Wieku, Warszawa 2001.*
- [8] Polska Norma PN-91/S-04100: *Drgania. Metody badań i oceny drgań mechanicznych na stanowiskach pracy w pojazdach. Polski Komitet Normalizacji, Miar i Jakości, 1991.*
- [9] Piotrowski J., *Poprzeczne oddziaływanie między pojazdem szynowym a torem. Prace Naukowe Mechanika z. 118. Wyd. Politechniki Warszawskiej, Warszawa 1990.*
- [10] Zboinski K., *Metodyka modelowania dynamiki pojazdów szynowych z uwzględnieniem zadanego ruchu unoszenia i jej zastosowania. Prace Naukowe Transport z. 43. Oficyna Wydawnicza Politechniki Warszawskiej, Warszawa 2000.*