

Ewa KARDAS-CINAL

Politechnika Warszawska, Wydział Transportu
Zakład Budowy Urządzeń Transportowych
ul. Koszykowa 75, 00-662 Warszawa
ekc@it.pw.edu.pl

ANALIZA STATYSTYCZNA WPLYWU LOKALNEGO STANU TORU NA BEZPIECZEŃSTWO JAZDY POJAZDU SZYNOWEGO

Streszczenie:

W pracy badano przebieg nierówności geometrycznych toru w otoczeniu punktów, w których występują duże lokalne maksima współczynnika wykojenia Y/Q podczas ruchu pojazdu szynowego. Analiza statystyczna lokalnych nierówności została przeprowadzona dla wielu lokalnych maksimów Y/Q otrzymanych w symulacjach ruchu pojazdu po torze prostym wykazującym losowe nierówności geometryczne. Stwierdzono, że na odcinkach toru o długości ok. 30 m, bezpośrednio *przed* miejscami wystąpienia maksimów Y/Q , poprzeczne nierówności toru i lokalna przechyłka zawierają dominujące składniki oscylacyjne o częstotliwości spacji bliskiej częstotliwości wężykowania zestawów kołowych. Silny wpływ takich oscylacji nierówności toru na współczynnik wykojenia jest również widoczny w widmowej gęstości mocy Y/Q otrzymanej dla nierówności geometrycznych toru zmodyfikowanych przy zastosowaniu filtra pasmowego dla wybranych zakresów częstotliwości spacji.

Słowa kluczowe: pojazd szynowy, bezpieczeństwo jazdy, lokalny stan toru

WPROWADZENIE

Praca dotyczy zagadnienia bezpieczeństwa jazdy pojazdu szynowego, a ściślej wpływu stanu toru w bezpośrednim otoczeniu punktów toru, w których istnieje niebezpieczeństwo wykojenia. Wykojenie następuje, gdy jedno lub więcej kół pojazdu szynowego traci kontakt z szynami w wyniku nadmiernego przemieszczenia poprzecznego zestawu kołowego względem podłużnej osi toru. Kryteria wykojenia były przedmiotem wielu publikacji (m.in. [4,17]). Jedną z najwcześniejszych była praca Nadala w 1896 r. [11], w której sformułowano kryterium bezpieczeństwa przeciw wykojeniu bazujące na wyznaczeniu stosunku siły poprzecznej Y do pionowej Q w punkcie kontaktu koła z szyną. Zmodyfikowane kryterium Nadala określające maksymalną wartość współczynnika bezpieczeństwa przeciw wykojeniu Y/Q na odcinku toru o długości 2 m jest użyte w normach UIC 518 [15] oraz EN [1]. Jest ono stosowane obecnie do oceny własności dynamicznych pojazdu szynowego, w ramach badań koniecznych do uzyskania świadectw dopuszczenia do eksploatacji [13].

Badania dynamiki pojazdu szynowego (m.in. bezpieczeństwa i komfortu jazdy) są obecnie często przeprowadzane przy pomocy numerycznych symulacji ruchu pojazdu [2]. Symulacje takie wykorzystano również w niniejszej pracy w celu określenia zachowania się parametrów geometrycznych toru w pobliżu tych punktów toru, w których występuje znaczny wzrost wartości Y/Q . Ważnym elementem pracy jest statystyczna analiza nierówności geometrycznych toru, która umożliwia wyznaczenie ich lokalnych oscylacji, które silnie wpływają na powstawanie lokalnych maksimów wartości Y/Q .

Pojawienie się dużych wartości Y/Q , a tym samym niebezpieczeństwo wykolejenia może być wynikiem silnego wężykowania zestawów kołowych [14]. Wężykowaniem zestawu kołowego nazywamy ruch falisty wzdłuż toru, podczas którego zachodzą oscylacyjne zmiany poprzecznego przemieszczenia zestawu względem linii środkowej toru sprzężone z jego oscylacyjnym obrotem w płaszczyźnie równoległej do toru. W ogólności wężykowanie zestawów kołowych ma związek z statecznością ich ruchu i wykazuje trwały charakter przy wysokich prędkościach ruchu (powyżej prędkości krytycznej). W najprostszym ujęciu jest zjawiskiem czysto kinematycznym związanym ze stożkowatością kół, przy czym długość fali wężykowania λ określona przy pomocy wzorów Klingela jest niezależna od prędkości ruchu pojazdu szynowego v [14].

Zjawisko kołysania zestawu kołowego podczas wężykowania w torze bardzo dokładnie opisali W. Gąsowski i R. Lang w cyklu siedmiu prac [3]. Cytując tych autorów, „wężykowanie zestawu kołowego zachodzi wtedy, kiedy toczy się on bez poślizgów wzdłuż kierunku toru, a jakiś przypadkowy czynnik, na przykład lokalna nierówność toru, wytrąci go z położenia środkowego w torze, albo odchyli jego oś od prostopadłej do kierunku toru” [3, (7) - str. 8]. Jak podkreślają autorzy w podsumowaniu pracy [3, (7) - str. 9] analiza zjawiska wężykowania poszerza możliwość zrozumienia wielu zjawisk związanych z dynamiką pojazdów szynowych. Przykładem jest obecna praca, w której analizujemy wpływ lokalnych nierówności geometrycznych toru na wężykowanie zestawów kołowych i jego amplitudę, a w rezultacie na amplitudę wartości Y/Q , określającą bezpieczeństwo jazdy.

1. SYMULACYJNA METODA BADANIA BEZPIECZEŃSTWA JAZDY POJAZDU SZYNOWEGO

Model pojazdu szynowego

Badania symulacyjne zostały przeprowadzone przy użyciu nieliniowego modelu pojazdu szynowego o 27 stopniach swobody. Model opisuje wagon pasażerski złożony z siedmiu brył: nadwozia pojazdu, dwóch wózków i czterech zestawów kołowych, pomiędzy którymi występują połączenia sprężysto-tłumiące, o liniowych charakterystykach, tworzące zawieszenie 1-go i 2-go stopnia [6-10]. Zależność sił w kontakcie koło/szyna od mikropoślizgów [12] jest wyznaczana za pomocą uproszczonej nieliniowej teorii kontaktu Kalkera [5]. Badania przeprowadzono dla układu pojazd szynowy-tor z szynami typu UIC60 i kołami o profilach S1002.

Ruch pojazdu symulowano dla stałej prędkości v po prostym, sztywnym torze, wykazującym losowe nierówności geometryczne: zmienną szerokość $2l_0(x)$, przechyłkę $h_w(x)$ oraz poprzeczne $y_w(x)$ i pionowe $z_w(x)$ nierówności linii środkowej. Nierówności te, zaburzające ruch pojazdu, a także wywołane przez nie odpowiedzi dynamiczne traktowane są jako realizacje stacjonarnych, ergodycznych procesów stochastycznych. Pozwala to na zastosowanie metod analizy takich sygnałów losowych przy użyciu odpowiednich dla nich metod probabilistycznych.

Analiza częstotliwościowa, widmowe gęstości mocy

Do numerycznego wyznaczenia widmowych gęstości mocy badanych wielkości, m.in. nierówności toru, zastosowano zmodyfikowaną metodę periodogramu zaproponowaną przez Welch'a [16]. W metodzie tej – dla danej częstotliwości spacji f – oblicza się transformatę Fouriera funkcji $y(x) = y(vt)$

$$S_y^{(m)}(f) = \frac{2}{\Delta L} \left| \int_{L_o^{(m)}}^{L_k^{(m)}} y(x) e^{i2\pi f x} dx \right|^2, \quad (1)$$

($m=1, 2, \dots, M$) dla każdego z M przedziałów $(L_o^{(m)}, L_k^{(m)})$ o jednakowej długości $\Delta L = L_k^{(m)} - L_o^{(m)}$. Przedziały te mogą zachodzić na siebie i pokrywają (prawie) cały zakres odcinka toru $(0, L)$, na którym został wyznaczony przebieg $y(x)$, tzn. $L_o^{(1)} = 0$, $L_k^{(M)} \approx L$. Estymator widmowej gęstości mocy $S_y(f)$ dla całego odcinka jest średnią arytmetyczną transformat $S_y^{(m)}(f)$:

$$S_y(f) = \frac{1}{M} \sum_{m=1}^M S_y^{(m)}(f) \quad (2)$$

W ramach analizy częstotliwościowej w pracy stosowano również filtrowanie sygnałów wejściowych (tj. nierówności toru) w dziedzinie częstotliwości (przy użyciu filtru Butterworth'a) w celu badania odpowiedzi dynamicznych układu. Do wyznaczania widmowych gęstości mocy oraz filtrowania sygnałów stosowano procedury *pspect*, *iir* oraz *frmag* z pakietu SCILAB.

Kryterium bezpieczeństwa przeciw wykolejeniu

Kryterium Nadala [11] stosowane do oceny bezpieczeństwa jazdy polega na określeniu maksymalnej wartości ilorazu siły poprzecznej Y do siły pionowej Q w punkcie kontaktu koło-szyna, dla danego kąta pochylenia obrzeża koła γ i współczynnika tarcia pomiędzy kołem a szyną μ . Według norm UIC 518 [15] i EN 14363 [1] przekroczenie granicznej wartości 0.8 przez iloraz Y/Q na drodze $\Delta x = 2$ m prowadzi do wystąpienia niebezpieczeństwa wykolejenia pojazdu. Do porównania z wartością graniczną wyznacza się zatem średnią ruchomą Y/Q z oknem $\Delta x = 2$ m, oznaczoną przez $(Y/Q)_{2m}$.

2. WYNIKI BADAŃ SYMULACYJNYCH

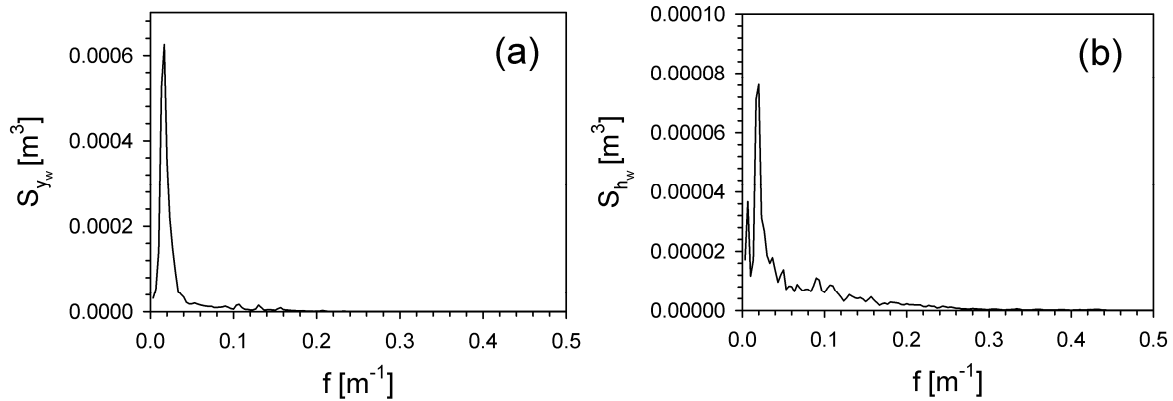
2.1 Analiza częstotliwościowa

W pracy wykorzystano nierówności toru zmierzone na odcinku toru o długości 4000 m, oznaczonym jako odcinek O4 w pracy [10]. Rysunek 1.a przedstawia wykres gęstości widmowej mocy nierówności poprzecznej linii środkowej toru y_w , zaś rys. 1.b wykres gęstości widmowej mocy zmian lokalnej przechyłki toru h_w . Wartości odchyłeń standardowych poszczególnych nierówności toru zamieszczone są w Tabeli 1.

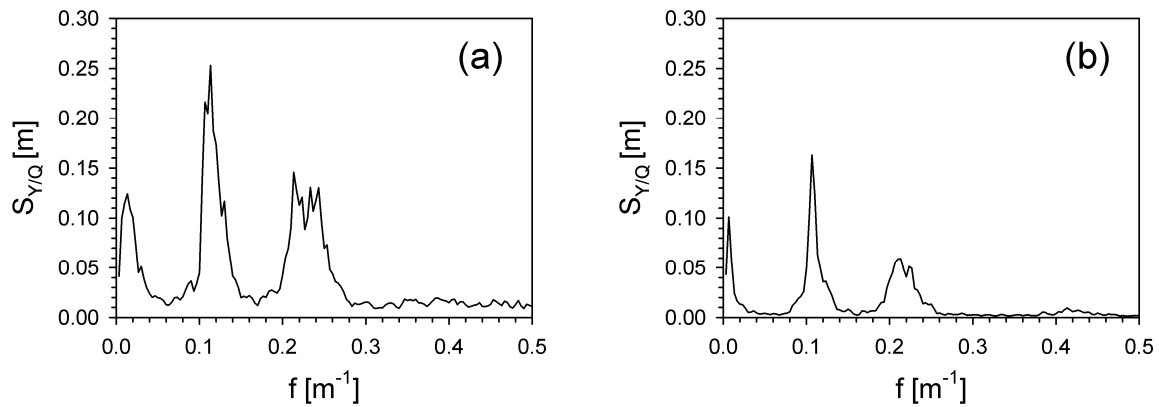
Tabela. 1 Odchylenia standardowe σ poprzecznych (y_w) i pionowych (z_w) nierówności toru, przechyłki (h_w) oraz połowy szerokości toru (l_0) dla odcinka toru O4.

σ_{y_w} [m]	σ_{z_w} [m]	σ_{h_w} [m]	σ_{l_0} [m]
0.0030	0.0033	0.0015	0.00055

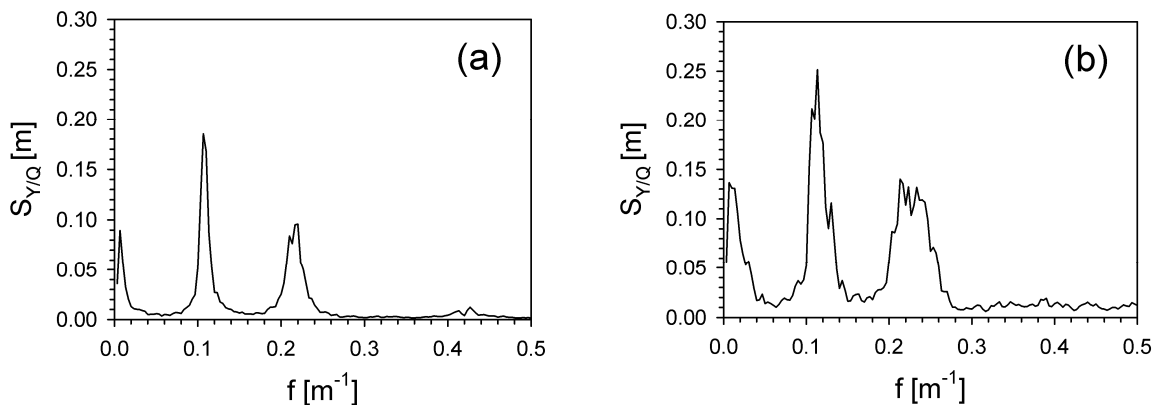
Źródło: opracowanie własne.



Rys.1 Gęstości widmowe mocy: (a) nierówności poprzecznej linii środkowej toru y_w ,
(b) zmian lokalnej przechyłki toru h_w ; na odcinku toru O4.



Rys.2 Gęstość widmowa mocy Y/Q dla $v=200$ km/h oraz (a) zmierzonych nierówności toru na odcinku toru O4, (b) $y_w = 0$ i pozostałych niezmiennych nierówności toru.



Rys.3 Gęstość widmowa mocy Y/Q dla $v=200$ km/h oraz zmodyfikowanych nierówności toru na odcinku toru O4 przy zastosowaniu filtra pasmowego dla y_w w zakresie częstotliwości spacji: (a) $0 < f < 0.05$ m^{-1} , (b) 0.05 $m^{-1} < f < 0.15$ m^{-1} ; pozostałe nierówności toru niezmiennone.

Jak stwierdzono w pracy [10], gęstość widmowa mocy stosunku sił kontaktowych Y/Q , ma charakterystyczną zależność od częstotliwości spacji f . Występują w niej trzy maksima: pierwsze dla $f_1 \approx 0.02$ m^{-1} , drugie dla $f_2 \approx 0.11$ m^{-1} , trzecie dla $f_3 \approx 2f_2 \approx 0.22$ m^{-1} , przy czym położenia maksimów f_2, f_3 nie zależą od prędkości jazdy v .

Z badań symulacyjnych wynika, iż głównym czynnikiem wpływającym na występowanie maksimum gęstości widmowej Y/Q dla $f_2 \approx 0.11 \text{ m}^{-1}$ jest wężykowanie zestawu kołowego o tej samej częstotliwości spacialnej odpowiadającej długości fali wężykowania $\lambda = 1/f_2 \approx 9 \text{ m}$. W pracy [8] pokazano, że wężykowanie zestawów w połączeniu z nieliniową geometrią układu koło/szyna jest również odpowiedzialne za powstawanie maksimum gęstości widmowej mocy Y/Q dla podwojonej częstotliwości wężykowania $f_3 \approx 2f_2$.

W dotychczasowych pracach autorki nie stwierdzono bezpośredniego związku pomiędzy składowymi Y/Q o częstotliwości $f_2 \approx 0.11 \text{ m}^{-1}$ a składowymi oscylacjami nierówności toru, które stanowią zaburzenia ruchu pojazdu. Przyjmowano bowiem, że gęstości widmowe mocy nierówności toru (poza zmianami szerokości toru) – które mają silne maksima dla częstotliwości $f < 0.05 \text{ m}^{-1}$ (patrz rys. 1) – mogą być odpowiedzialne jedynie za pierwsze maksimum $S_{Y/Q}(f)$ dla $f = f_1$, zaś widmo szerokości toru, choć zawiera znacznie większy zakres częstotliwości f nie wykazuje lokalnych maksimów dla f_2 i $2f_2$.

W niniejszej pracy związek pomiędzy składową Y/Q wynikającą z wężykowania zestawów kołowych a nierównościami toru zbadano w sposób bardziej szczegółowy. W tym celu dokonano analizy częstotliwościowej Y/Q dla nierówności geometrycznych toru zmodyfikowanych przy zastosowaniu filtra pasmowego dla wybranych zakresów częstotliwości spacialnych. Następnie przeprowadzono analizę statystyczną przebiegu nierówności toru w pobliżu silnych pików Y/Q (tj. minimów dla lewego i maksimów dla prawego koła) w celu określenia wpływu lokalnego stanu toru na bezpieczeństwo jazdy.

Badania gęstości widmowej mocy Y/Q przeprowadzono dla następująco zmodyfikowanych nierówności poprzecznych toru (pozostałe nierówności toru niezmienione):

- $y_w = 0$,
- y_w o składowych z przedziału częstotliwości $0 < f < 0.05 \text{ m}^{-1}$,
- y_w o składowych z przedziału częstotliwości $0.05 \text{ m}^{-1} < f < 0.15 \text{ m}^{-1}$ (zawiera częstotliwość wężykowania zestawów $f_2 \approx 0.11 \text{ m}^{-1}$).

Wyniki przeprowadzonych symulacji pokazały, że gdy pominiemy nierówności poprzeczne toru (tj. $y_w = 0$), gęstość widmowa mocy Y/Q (rys. 2b) zachowuje charakterystyczny kształt i położenia maksimów (tj. f_1, f_2, f_3). Wartości tych maksimów ulegają jednak znacznemu zmniejszeniu. Uwzględnienie w nierównościach y_w składowych oscylacyjnych o częstotliwościach spacialnych $0 < f < 0.05 \text{ m}^{-1}$, czyli prawie całości sygnału y_w (rys. 1a), zmienia widmową gęstość mocy Y/Q (rys. 3a) w nieznacznym stopniu w porównaniu z przypadkiem $y_w = 0$ (rys. 2b). Natomiast jeśli uwzględnimy jedynie oscylacje y_w o częstotliwościach z przedziału $0.05 \text{ m}^{-1} < f < 0.15 \text{ m}^{-1}$, czyli bardzo niewielką część sygnału y_w (rys. 1a), ale zawierającą częstotliwość wężykowania, wówczas gęstość widmowa mocy Y/Q (rys. 3b) jest bardzo zbliżona do gęstości otrzymanej dla niezmienionego y_w (rys. 2a). Wynika stąd, że wartości Y/Q zależą w dużym stopniu od składowych oscylacyjnych y_w o częstotliwościach bliskich częstotliwości wężykowania, zaś

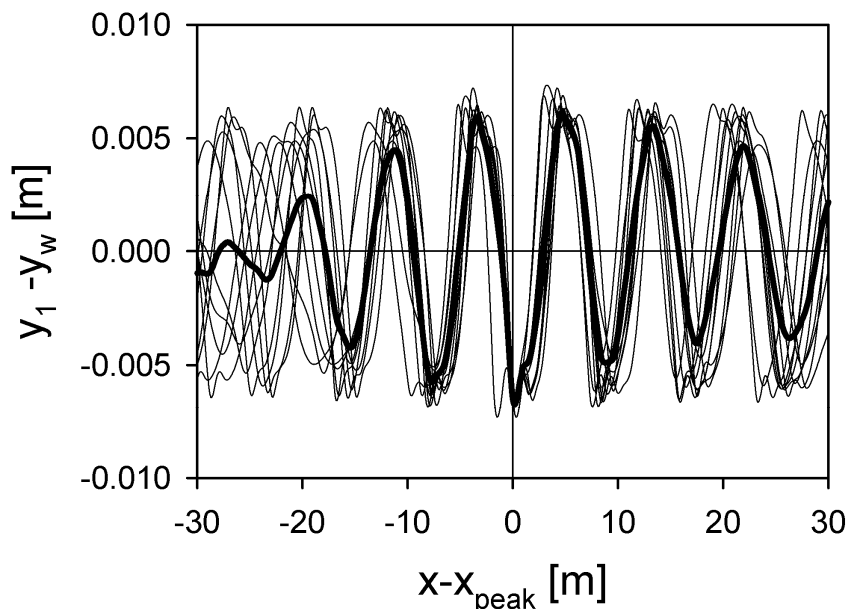
oscylacje dominujące w nierównościach poprzecznych y_w – o częstotliwościach spacjalnych $0 < f < 0.05 \text{ m}^{-1}$ – mają tylko nieznaczny wpływ na Y/Q .

Analiza statystyczna nierówności geometrycznych toru

W celu zbadania lokalnego stanu toru w pobliżu punktów toru $x = x_{\text{peak}}^{(k)}$, w których występują piki $Y(x)/Q(x)$ o dużych wartościach, przedstawiono zależności $y_w(x - x_{\text{peak}}^{(k)})$ – na rys. 4 oraz $h_w(x - x_{\text{peak}}^{(k)})$ – na rys. 5. Uwzględniono przy tym lokalne ekstrema (piki), których wartość $|Y/Q|$ przekracza 1.3. Zbadano więc, jak zmieniają się nierówności toru w otoczeniu wszystkich punktów toru, w których występuje maksima $|Y/Q| \geq 1.3$ – obliczone dla zestawu prowadzącego przedniego wózka (lewe koło) na odcinku toru 4000 m. Należy zwrócić uwagę, wartości Y/Q są wartościami otrzymanymi bezpośrednio z symulacji i nie należy ich bezpośrednio porównywać z wartością graniczną 0.8, która jest określona w normach [1,15] (wartość ta odnosi się do średniej ruchomej Y/Q z oknem 2m).

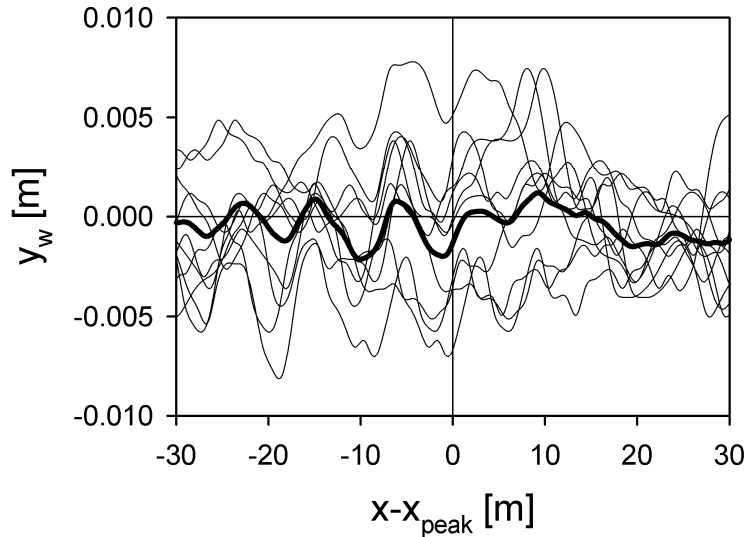
Aby określić, które składowe oscylacyjne nierówności toru y_w są obecne we wszystkich zależnościach $y_w(x) = y_w(x_{\text{peak}}^{(k)} + u)$ (gdzie $x = x_{\text{peak}}^{(k)} + u$) w pobliżu różnych M punktów toru $x = x_{\text{peak}}^{(k)}$, w których występują piki Y/Q obliczono ich wartość średnią y_w^{av} przy pomocy wzoru:

$$y_w^{\text{av}}(u) = \frac{1}{M} \sum_{k=1}^M y_w(x_{\text{peak}}^{(k)} + u) \quad (3)$$

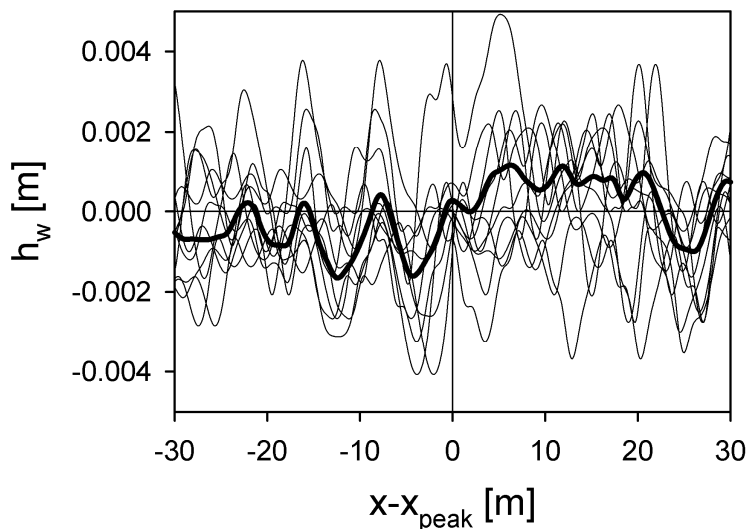


Rys.4. Przeszczenia poprzeczne zestawu prowadzącego wózka przedniego względem toru:

$y_1(x - x_{\text{peak}}) - y_w(x - x_{\text{peak}})$ (cienkie linie ciągłe) w pobliżu różnych punktów toru $x = x_{\text{peak}}^{(k)}$ ($k = 1, \dots, M = 10$), w których występują maksima $|Y/Q| \geq 1.3$. Usrednioną wartość $y_1^{\text{av}} - y_w^{\text{av}}$ zaznaczono pogrubioną linią ciągłą.



Rys.5. Poprzeczne nierówności toru $y_w(x - x_{\text{peak}})$ (cienkie linie ciągłe) w pobliżu różnych punktów toru $x = x_{\text{peak}}^{(k)}$ ($k = 1, \dots, M = 10$), w których występują maksima $|Y / Q| \geq 1.3$. Uśrednioną wartość y_w^{av} zaznaczono pogrubioną linią ciągłą.



Rys.6. Przechyłka toru $h_w(x - x_{\text{peak}})$ (cienkie linie ciągłe) w pobliżu różnych punktów toru $x = x_{\text{peak}}^{(k)}$ ($k = 1, \dots, M = 10$), w których występują maksima $|Y / Q| \geq 1.3$. Uśrednioną wartość h_w^{av} zaznaczono pogrubioną linią ciągłą.

Metoda ta pozwala wyodrębnić te składowe $y_w(x_{\text{peak}}^{(k)} + u)$, które mają jednakową częstotliwość spacjalną i jednakową fazę w pobliżu wszystkich (lub większości) punktów $x = x_{\text{peak}}^{(k)}$, gdyż pozostałe składowe oscylacyjne – które mają różną fazę lub występują jedynie w pobliżu niektórych punktów $x_{\text{peak}}^{(k)}$ – znikają lub znacznym stopniu wzajemnie się redukują w wyniku uśrednienia. W analogiczny sposób wyznaczono wartości średnie przechyłki h_w^{av} oraz przemieszczenia poprzecznego zestawu prowadzącego wózka przedniego względem toru: $y_1^{\text{av}} - y_w^{\text{av}}$. Otrzymane wartości średnie y_w^{av} , h_w^{av} oraz $y_1^{\text{av}} - y_w^{\text{av}}$ są

przedstawione na rys. 4, 5, 6 jako funkcje odległości $u = x - x_{\text{peak}}$ od pików Y/Q i zaznaczone pogrubioną linią ciągłą.

Na rys. 4 widać, że we wszystkich przypadkach pik Y/Q występuje – zgodnie z oczekiwaniami – dla maksymalnego przemieszczenia poprzecznego zestawu względem toru $y_1 - y_w$ (tj. lewego koła względem lewej szyny), podczas jego wężykowania pojawiającego się w ruchu pojazdu wzdłuż toru. Należy przy tym zwrócić uwagę, że duży wzrost Y/Q występuje w tych punktach toru, w których lokalnie rośnie amplituda wężykowania zestawu kołowego względem toru.

Wyniki przedstawione na rys. 5 i rys. 6 pokazują wyraźnie, że zarówno y_w jak i h_w na odcinku toru o długości ok. 30 m przed pikiem Y/Q zawierają składowe oscylacyjne o długości fali równej długości fali wężykowania równej w rozważanym przypadku ok. 9 m; w związku z tym należy uznać, że te charakterystyczne oscylacje nierówności poprzecznych toru y_w i jego lokalnej przechyłki h_w są odpowiedzialne za powstawanie pików Y/Q . Jednocześnie należy zauważyć, że zachowanie y_w i h_w w pobliżu różnych punktów toru $x_{\text{peak}}^{(k)}$, w których występują piki Y/Q znacznie różni się od siebie, gdyż y_w i h_w zawierają na tych odcinkach toru także składowe oscylacyjne o innych długościach fal. Ponieważ jednak składowe takie nie występują dla wszystkich (lub większości) pików Y/Q , nie są one charakterystyczne dla takich pików, a więc nie mogą być one odpowiedzialne za ich powstawanie, a tym samym przyczyniać się do wykolejenia pojazdu.

WNIOSKI

Szczegółowa analiza częstotliwościowa gęstości widmowych nierówności poprzecznych toru pozwoliła stwierdzić, iż wartości gęstości widmowych Y/Q zależą w dużym stopniu od składowych oscylacyjnych y_w o częstotliwościach bliskich częstotliwości wężykowania zestawów kołowych występującego dla dużych prędkości jazdy. Natomiast oscylacje dominujące w nierównościach poprzecznych y_w – o częstotliwościach spacjalnych z przedziału $0 < f < 0.05 \text{ m}^{-1}$ – mają tylko nieznaczny wpływ na Y/Q , gdyż nie zawierają składowych o częstotliwości spacjalnej bliskiej częstotliwości wężykowania zestawów kołowych.

Przeprowadzona analiza statystyczna przebiegu nierówności geometrycznych toru w otoczeniu tych punktów toru, dla których współczynnik bezpieczeństwa przeciw wykolejeniu Y/Q osiąga lokalne ekstrema o dużej wartości pozwala stwierdzić charakterystyczną postać tych nierówności, która prowadzi do powstania takich pików Y/Q . Okazuje się, iż zarówno nierówności poprzeczne toru jak i przechyłka na odcinkach toru bezpośrednio poprzedzających punkty, w których występują silne maksima Y/Q zawierają oscylacje o częstotliwościach bliskich częstotliwości wężykowania. Istnienie takich składowych oscylacyjnych nierówności geometrycznych toru powoduje lokalny wzrost amplitudy wężykowania zestawów kołowych, a tym samym wzrost Y/Q . Zachodzi zatem zjawisko rezonansu pomiędzy wymuszeniami pochodzącymi od lokalnych nierówności toru a modem drgań własnych pojazdu szynowego w postaci wężykowania zestawów kołowych.

Praca naukowa finansowana ze środków Ministerstwa Nauki i Szkolnictwa Wyższego (projekt badawczy nr N N509 4040360).

BIBLIOGRAFIA

- [1] EN 14363: Railway applications - Testing for the acceptance of running characteristics of railway vehicles - Testing of running behaviour and stationary tests. European Committee For Standardization, 2005.
- [2] Evans J., Berg M.: Challenges in simulation of rail vehicle dynamics, *Vehicle System Dynamics: International Journal of Vehicle Mechanics and Mobility*, Volume 47, Issue 8, 2009, Pages 1023 – 1048.
- [3] Gąsowski W., Lang R.: Kołysanie poprzeczne zestawu kołowego podczas wężykowania w torze (1-7), *Pojazdy Szynowe*: nr 2, s. 35-44, 1999 (1), nr 3, s. 26-49, 1999 (2), nr 4, s. 1-18, 1999 (3), nr 1, s. 1-26, 2000 (4), nr 2, s. 1-8, 2000 (5), nr 4, s. 1-7, 2000 (6), 2001, nr 2, s. 1-9, 2000 (7).
- [4] Iwnicki S. (ed.): *Handbook of Railway Vehicle Dynamics*, CRC Press Inc., 2006.
- [5] Kalker J.J., A fast algorithm for the simplified theory of rolling contact, *Vehicle System Dynamics*, vol.11, 1- 3, 1982.
- [6] Kardas-Cinal E.: Analiza komfortu jazdy i bezpieczeństwa przed wykołaceniem pojazdu szynowego. *Zeszyty Naukowe Instytutu Pojazdów Wydział SiMR Politechniki Warszawskiej, Mechanika Ekologia Bezpieczeństwo* Nr 1 (60) 2006, Warszawa 2006, s. 121-130.
- [7] Kardas-Cinal E.: Comparative study of running safety and ride comfort of railway vehicle, *Prace Naukowe Transport z.71*, pp 75-84. Oficyna Wydawnicza Politechniki Warszawskiej, Warszawa 2009.
- [8] Kardas-Cinal Ewa: Spectral analysis of derailment coefficient in railway vehicle - track system with random track irregularities, (artykuł - wersja elektroniczna). *Proceedings of 21st International Symposium on Dynamics of Vehicles on Roads and Tracks. IAVSD'09*, 17-21 August 2009, KTH, Stockholm, Sweden; *Abstract Book IAVSD'09* pp.360-361
- [9] Kardas-Cinal E.: Investigation of ride comfort in a railway vehicle in the presence of random track irregularities, *Archives of Transport*, 2006, vol. 18, issue 1, pp. 5-16.
- [10] Kardas-Cinal, E. - Drożdżel, J. - Sowiński, B.: Simulation testing of a relation between the derailment coefficient and the track condition, *Archives of Transport*, vol. 21, issue 1-2, 85-98, 2009.
- [11] Nadal M. J.: *Theorie de la Stabilité des Locomotives, Part 2, Movement de Lacet*, *Annales des Mines*, vol. 10, 232 (1896).
- [12] Piotrowski J.: *Poprzeczne oddziaływanie między pojazdem szynowym a torem*. *Prace Naukowe Mechanika z. 118*. Wyd. Politechniki Warszawskiej, Warszawa 1990.
- [13] Rozporządzenie ministra infrastruktury z dnia 30 kwietnia 2004 r. w sprawie świadectw dopuszczenia do eksploatacji typu budowli i urządzeń przeznaczonych do prowadzenia ruchu kolejowego oraz typu pojazdu kolejowego, *Dziennik Ustaw* Nr 103 — 7402, pozycja 1090.
- [14] Shabana, A.A., Zaazaa, K.E., and Sugiyama, H., *Railroad Vehicle Dynamics: A Computational Approach*, Taylor & Francis/CRC, 2008.
- [15] UIC Code 518 OR: Testing and approval of railway vehicles from the point of view of their dynamic behaviour - Safety – Track fatigue-Ride quality, *International Union of Railways*, 2nd edition, April 2003.
- [16] Welch, Peter D., *The Use of Fast Fourier Transform for the Estimation of Power Spectra: A Method Based on Time Averaging Over Short, Modified Periodograms*", *IEEE Transactions on Audio Electroacoustics*, Volume AU-15 (June 1967), pages 70–73.
- [17] Wu H., Shu X., Wilson N.: *TCRP Report 71, Track-Related Research, Volume 5: Flange Climb Derailment Criteria and Wheel/Rail Profile Management and Maintenance Guidelines for Transit Operations*, *Transportation Research Board of the National Academies (USA)*, 2005.

**EFFECT OF LOCAL TRACK CONDITION ON RUNNING SAFETY OF RAILWAY VEHICLE –
STATISTICAL ANALYSIS**

Abstract:

The present paper investigates the behaviour of track geometric irregularities around the track points where high peaks of the derailment coefficient Y/Q occur during the motion of a railway vehicle. A statistical analysis of local track irregularities is performed for many peaks of Y/Q obtained in simulations of vehicle motion on a long section of tangent track with random irregularities. It is found that within short track intervals, about 30 m long, directly *before* the Y/Q peaks, both lateral irregularity and local superelevation contain dominant oscillatory components of spatial frequency close to the spatial frequency of wheelset hunting. The large effect of such oscillations of track irregularities on the derailment coefficient is confirmed by the power spectral density of Y/Q obtained for track geometric irregularities modified by application band-pass filter for chosen spatial frequency bands.

Key words: railway vehicle, riding safety, track irregularities, wheelset hunting