

Oszacowania stateczności w warunkach wykolejenia kolejowych wagonów platform z różnymi rodzajami układu jezdnego

Rostyslav DOMIN¹, Yurii DOMIN², Ganna CHERNIAK³

Streszczenie

W artykule opisano zastosowanie nowych typów podwozi jako sposobu zapewnienia bezpieczeństwa technicznego w eksploatacji kolejowych wagonów platform do szybkiego transportu kontenerowego. Ze względu na wady dotychczas stosowanych wózków wagonów towarowych, jest możliwe zastosowanie wózka z usprężynowaniem pomiędzy maźnicami i ramą wózka do wyposażenia szybkich wagonów platform. Posłużono się wysoko wydajnymi, skutecznymi metodami symulacji matematycznej do wyznaczenia dynamicznych właściwości wagonów kolejowych i opracowano odpowiednie modele komputerowe do oceny warunków zapewnienia bezpiecznego ruchu wagonów platform. W wyniku symulacji stwierdzono, iż stabilność zestawów kołowych w warunkach wykolejenia podczas bezpiecznej eksploatacji wagonu platformy wyposażonego w wózki z usprężynowaniem pomiędzy maźnicami i ramą wózka jest spełniona przy prędkościach jazdy do 150 km/h, natomiast bezpieczny przejazd wagonu platformy wyposażonego w wózki konwencjonalne jest zapewniony przy prędkościach jazdy do 100 km/h. Wniosek ten daje podstawy do rekomendowania wyposażenia układu jezdnego wagonów platform do szybkiego transportu kontenerowego w wózki z usprężynowaniem pomiędzy maźnicami i ramą wózka.

Słowa kluczowe: transport kontenerowy, wagony platformy, dynamika ruchu, symulacja komputerowa, bezpieczeństwo szybkiego ruchu kolejowego

1. Wstęp

Zgodnie z Traktatem o Stowarzyszeniu między Ukrainą i Unią Europejską, współpraca w dziedzinie transportu przewiduje promowanie efektywnego i bezpiecznego transportu oraz intermodalności i kompatybilności operacyjnej systemów transportowych. Przy założeniu istniejącego spadku wielkości ładunków konwencjonalnych i malejących dostępnych rezerw zdolności przewozowych transportu szynowego można stwierdzić, że głównym sposobem umożliwiającym rozwój kolei krajowych, jest poprawa systemu szybkiego transportu kombinowanego.

W celu poprawy konkurencyjności transportu kombinowanego należy zwrócić uwagę na konieczność wprowadzenia odpowiednich środków, mających na celu zwiększenie prędkości taboru kolejowego. Decydującą rolę w rozwiązaniu tego zadania odegrają wagony nowej generacji, z układem jezdnym o dobrych właściwościach dynamicznych, mogące zapewnić bezpieczny ruch pociągów transportu kombi-

nowanego, a także zmniejszyć oddziaływania na ich konstrukcję.

Kluczowym problemem bezpieczeństwa pojazdów szynowych [5] są zagadnienia dynamiki ruchu pojazdów, a zwłaszcza odporności taboru kolejowego na wykolejenia [6, 14, 18, 22]. Dynamiczna stabilność pojazdów na torze zależy od poziomu oddziaływania sił między kołami i szynami spowodowanym bocznymi drganiami pojazdu szynowego [4, 7, 16, 17, 24, 25]. Brak stabilności pojazdów szynowych powoduje intensywny wzrost sił poprzecznych, co prowadzi do wystąpienia realnych zagrożeń dla bezpieczeństwa ruchu.

Konieczność rozwoju szybkich przewozów kontenerowych i przewozów nacpez samochodowych stwarza naukowy i techniczny problem opracowania nowego rozwiązania technicznego wózków o zasadniczo nowych konstrukcjach. Trzyćścietowy wózek modelu 18-100 [21] jest nadal podstawą podwozia wagonów towarowych do torów o szerokości 1520 mm. Zgodnie z dokumentacją techniczną, taki wózek ma zapewnić bezpieczeństwo jazdy wagonów z prędkością do

¹ Ph.D.; Volodymyr Dahl East Ukrainian National University, Severodonetsk, Ukraine; e-mail: yu.domin@1520mm.com.

² Prof.; Volodymyr Dahl East Ukrainian National University, Severodonetsk, Ukraine; e-mail: domin1520.1435mm@gmail.com.

³ Ph.D.; Volodymyr Dahl East Ukrainian National University, Severodonetsk, Ukraine.

120 km/h, jednak ze względu na liczne wady konstrukcyjne, wózek ten nie zapewnia bezpiecznej eksploatacji wagonów przy prędkości jazdy od 70 do 90 km/h. Jest to głównie spowodowane konstrukcją wózków, składających się z trzech elementów, powodującą intensywne drgania przy wspomnianych prędkościach [6].

W wyniku wieloletnich badań stwierdzono, że wózki przeznaczone do jazdy szybkiej, stosowane w specjalistycznym taborze towarowym, powinny być wyposażone w spawane wózki z usprężynowaniem pomiędzy maźnicami i ramą wózka, o zmniejszonej sztywności przy próżnych wagonach i stabilnej zdolności tłumienia drgań. Takie wymagania spełniają wózki typu Y25 i ich modyfikacje [23], przeznaczone do wagonów towarowych na tory o szerokości 1435 mm. Proponowane rozwiązania techniczne wózków tego typu powinny być poparte wynikami kompleksowych badań dynamiki ruchu wagonów, z naciskiem na bezpieczeństwo techniczne w eksploatacji pociągów transportu kombinowanego.

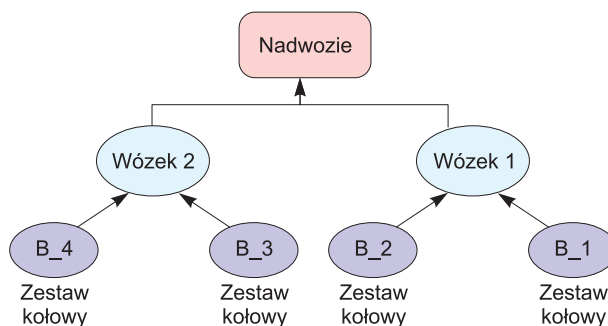
2. Przedmioty i metody badania

Celowe jest oszacowanie dynamicznych właściwości wagonów z zastosowaniem metod symulacji komputerowej, umożliwiających określenie właściwości dynamicznych w całym spektrum warunków eksploatacji [18, 20, 27]. W symulacji komputerowej wagonu platformy modelu 13-7024 o pojemności 71,2 t i masie własnej 22,8 t, do badań przyjęto wagon używany do transportu kontenerowego. Rozważono dwie opcje konstrukcji wagonów platform: z układem jezdnym wyposażonym w wózki trzyczęściowe z centralnym zawieszeniem sprężynowym oraz w wózki podobne do wózków typu Y25. Cechą konstrukcyjną wózków typu Y25 jest układ wózka z usprężynowaniem pomiędzy maźnicami i ramą wózka, złożony z zestawów sprężyn o różnej wysokości, zainstalowanych w dwóch rzędach oraz tłumików drgań typu Lenoir.

2.1. Dynamiczne modele wagonów platform

W celu określenia dynamicznych właściwości wagonów platform zamontowanych na wózkach z centralnym zawieszeniem sprężynowym, wykorzystano opracowany wcześniej model matematyczny jazdy wagonu wyposażonego w wózki typu 18-100 [8, 9].

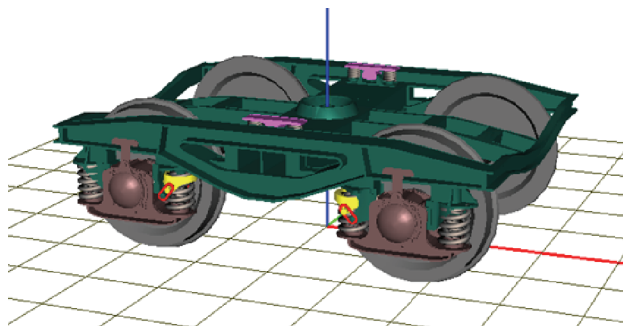
Model do badania dynamicznych właściwości wagonu platformy, opartego na wózkach z usprężynowaniem pomiędzy maźnicami i ramą wózka, utworzono z zastosowaniem metody bryłowej, której obiekt badań, czyli część mechaniczna wagonu, stanowi zestaw brył, połączonych z elementami zawiasowymi i nadwoziem [19–26]. Strukturę drzewa podsystemów modelu tego wagonu przedstawiono na rysunku 1.



Rys. 1. Struktura drzewa podsystemów modelu dynamicznego wagonu platformy; opracowano według [10]

Momenty bezwładności, charakterystyki geometryczne, sprężyste oraz tłumiące opracowanego modelu są określone za pomocą parametrów umożliwiających ich zmianę w symulacji komputerowej w celu wyznaczenia korzystnych parametrów konstrukcji. W celu zapewnienia wizualizacji procesów dynamicznych, zaimportowano za pomocą oprogramowania Solid Works [2] modele 3D niektórych elementów wagonu, w szczególności bryły platformy, ramy wózka nowego typu oraz maźnic. Stworzony w ten sposób podsystem wózka składa się z 17 brył i 17 zawiasów, ma 50 stopni swobody i 49 elementów nośnych. Widok wózka wagonu używanego do szybkiego transportu kombinowanego pokazano na rysunku 2.

Kompletny model układu jezdny wagonu platformy zawiera dwa podsystemy wózków i jedną bryłę, składającą się na ramę wagonu platformy. Komputerowy model dynamiki badanego wagonu składa się: z 31 brył stałych o 106 stopniach swobody i 90 elementów.



Rys. 2. Widok podsystemu wózka [opracowanie autorów]

Na właściwości dynamiczne, za pomocą których ocenia się dynamikę i bezpieczeństwo wagonu, istotny wpływ mają zarówno cechy konstrukcyjne, jak również parametry zawieszenia wagonu oraz konstrukcja i jakość utrzymania torów. Układ toru w płaszczyźnie poziomej i pionowej jest brany pod uwagę w opcjach planu eksperymentu komputerowego. W symulacji

przyjęto idealną jakość utrzymania toru, czyli brak nierówności poziomych i pionowych.

W zastosowaniach praktycznych pojawia się zadanie, związane z powstawaniem zakłóceń przy dostępnej funkcji gęstości spektralnej nieregularności toru. Funkcja gęstości spektralnej służąca do scharakteryzowania rozkładu dyspersji sygnału o różnych częstotliwościach jest wykorzystywana jako jedna z najważniejszych cech procesu losowego. W celu symulacji nieregularności toru, wykorzystano algorytm tworzenia losowego przebiegu procesu przez przesłane funkcje gęstości spektralnej [10].

2.2. Plan eksperymentu komputerowego

Warunki eksploatacji wagonów towarowych obejmują jazdę w stanie próżnym i ładownym, z różnymi prędkościami, po torze o różnym położeniu w płaszczyźnie poziomej i pionowej oraz różnym stanem utrzymania. Ze względu na dużą liczbę parametrów eksploatacji i ich kombinacji, jest wskazane wybranie tylko realnych wariantów obliczeń przez dobór odpowiednich częstotliwości próbkowania poszczególnych parametrów, a w szczególności prędkości, promienia łuków itp. [1, 3].

Podstawowe wymagania określone w planie eksperymentu, to ich ortogonalność i rotabilność. W planie ortogonalnym musi być zachowany warunek ortogonalności kolumn macierzy planistycznej (ang. *In orthogonal schedule condition of pair orthogonality of the columns of the planning matrix is in place*). Zastosowanie rotacyjnego planu zapewnia równoważność dokładności oceny funkcji odpowiedzi w równych odległościach od środka eksperymentu dla dowolnego kierunku od środka eksperymentu.

Skrajne wartości dynamicznych współczynników bezpieczeństwa ze względu na wykołowanie, są określone, w zależności od różnych czynników, metodą najmniejszych kwadratów przez kompilację funkcji regresji wielokrotnej [12]. Równanie regresji wielokrotnej wybrano, biorąc pod uwagę główne liniowe wpływy czynników i ich oddziaływanie nie większe niż drugiego rzędu w następujący sposób:

$$\begin{aligned} y &= Y(f_1, f_2, \dots, f_k, \dots, f_K) = \\ &= b_0 + b_1 f_1 + \dots + b_k f_k + \dots + b_K f_K + \\ &+ b_{1,1} f_1 f_1 + b_{1,2} f_1 f_2 + \dots + b_{k_1, k_2} f_{k_1} f_{k_2} + \dots + b_{K,K} f_K f_K, \end{aligned} \quad (1)$$

gdzie:

b_0 jest wyrazem wolnym równania,
 b_k ($k = 1, \dots, K$) jest głównym (liniowym) skutkiem współczynnika k -th,

b_{k_1, k_2} ($k_1 = 1, \dots, K, k_2 = 1, \dots, K$) są skutkami oddziaływania czynników i efektów kwadratowych.

Współczynniki b_0, b_k, b_{k_1, k_2} równania (1) wyznacza się w wyniku rozwiązania zbioru równań o następującej postaci:

$$\begin{aligned} y_i &= b_0 + b_1 f_{1,i} + \dots + b_k f_{k,i} + \dots + b_K f_{K,i} + \\ &+ b_{1,1} f_{1,i} f_{1,i} + b_{1,2} f_{1,i} f_{2,i} + \dots + b_{k_1, k_2} f_{k_1,i} f_{k_2,i} + \\ &+ \dots + b_{K,K} f_{K,i} f_{K,i}, \end{aligned} \quad (2)$$

gdzie:

$f_{k,i}$ to wartości współczynnika k -th podczas przeprowadzania eksperymentu i -th,

y_i są ekstremalnymi wartościami wskaźnika bezpieczeństwa jazdy ustalonymi na odcinku zdarzenia wykołowania.

Zadanie to jest rozwiązywane zgodnie z zasadą maksymalnej wiarygodności, która zapewnia obliczanie współczynników b_0, b_k i b_{k_1, k_2} metodą najmniejszych kwadratów. Poszukuje się minimum funkcji $\Phi(b_0, b_1, \dots, b_k, \dots, b_K, b_{1,1}, \dots, b_{k_1, k_2}, \dots, b_{K,K})$ korzystając ze wzoru (3):

$$\begin{aligned} \Phi(b_0, b_1, \dots, b_k, \dots, b_K, b_{1,1}, \dots, b_{k_1, k_2}, \dots, b_{K,K}) = \\ \sum_{i=1}^N [y_i - Y(f_i, b_0, b_1, \dots, b_k, \dots, b_K, b_{1,1}, \dots, b_{k_1, k_2}, \dots, b_{K,K})]^2. \end{aligned} \quad (3)$$

Dzięki temu zadanie to redukuje się do następującego zestawu równań, otrzymanych jako pierwsze pochodne funkcji Φ względem każdego z parametrów $b_0, b_1, \dots, b_k, \dots, b_K, b_{1,1}, \dots, b_{k_1, k_2}, \dots, b_{K,K}, b_{k^2}, b_{k_1, k_2}$:

$$\left\{ \begin{array}{l} \frac{\partial \Phi}{\partial b_0} = 0 \\ \frac{\partial \Phi}{\partial b_1} = 0 \\ \dots \\ \frac{\partial \Phi}{\partial b_{K,K}} = 0 \end{array} \right. \quad (4)$$

Na podstawie zestawu równań (4), z uwzględnieniem wzoru (3), otrzymuje się następujący zestaw równań liniowych do wyznaczania parametrów $b_0, b_1, \dots, b_k, \dots, b_K, b_{1,1}, \dots, b_{k_1, k_2}, \dots, b_{K,K}, b_{k_1, k_2}$:

$$\begin{cases} \sum_{i=1}^N [y_i - Y(f_i, b_0, b_1, \dots, b_k, \dots, b_K, b_{1,1}, \dots, b_{k_1, k_2}, \dots, b_{K,K})] \cdot Y'_{b_0}(f_i, b_0, b_1, \dots, b_k, \dots, b_K, b_{1,1}, \dots, b_{k_1, k_2}, \dots, b_{K,K}) = 0 \\ \sum_{i=1}^N [y_i - Y(f_i, b_0, b_1, \dots, b_k, \dots, b_K, b_{1,1}, \dots, b_{k_1, k_2}, \dots, b_{K,K})] \cdot Y'_{b_1}(f_i, b_0, b_1, \dots, b_k, \dots, b_K, b_{1,1}, \dots, b_{k_1, k_2}, \dots, b_{K,K}) = 0 \\ \sum_{i=1}^N [y_i - Y(f_i, b_0, b_1, \dots, b_k, \dots, b_K, b_{1,1}, \dots, b_{k_1, k_2}, \dots, b_{K,K})] \cdot Y'_{b_{K,K}}(f_i, b_0, b_1, \dots, b_k, \dots, b_K, b_{1,1}, \dots, b_{k_1, k_2}, \dots, b_{K,K}) = 0 \end{cases} \quad (5)$$

Rozwiązując zestaw równań (5) dotyczących parametrów $b_0, b_1, \dots, b_k, \dots, b_K, b_{1,1}, \dots, b_{k_1, k_2}, \dots, b_{K,K}$, określa się wszystkie współczynniki i otrzymuje specyficzny widok funkcji szukanej regresji. Zastosowano metodę numeryczną Newtona-Gausa w celu obliczenia odpowiednich współczynników i opracowano odpowiedni program komputerowy w systemie Mathcad. Program ten był testowany podczas oceny danych z eksperymentu komputerowego dotyczącego możliwości wykołowania próżnego wagonu platformy.

Ustalono, że wprowadzenie dodatkowych terminów do funkcji regresji (1), uwzględniającej interakcję kolejności czynników skomplikowało model regresji, nie podano jednak dodatkowych informacji na temat oceny wpływu czynników związanych ze zdarzeniem wykołowania na dynamiczne wskaźniki bezpieczeństwa [13, 28].

Po obliczeniu współczynników $b_0, b_1, \dots, b_k, \dots, b_K, b_{1,1}, \dots, b_{k_1, k_2}, \dots, b_{K,K}$ określono analityczny opis zależności między dynamicznymi wskaźnikami bezpieczeństwa i dynamicznymi czynnikami modelu w momencie przeprowadzenia eksperymentu, co umożliwia oszacowanie wpływu tych czynników na poziom wskaźników. Zatem współczynniki $b_0, b_1, \dots, b_k, \dots, b_K, b_{1,1}, \dots, b_{k_1, k_2}, \dots, b_{K,K}$ charakteryzują wprowadzenie każdego z czynników i ich interakcje na wartość dynamicznego wskaźnika bezpieczeństwa wagonu na odcinku wykołowania.

3. Wyniki badań stabilności wagonów platform w warunkach wykołowania

3.1. Wartości obliczeniowe

Właściwości dynamiczne oceniono w warunkach jazdy wagonów po torach prostych z szynami R65, przy prędkościach V w zakresie od 20–160 km/h, zmienianych co 10 km/h. Znormalizowany indeks stosowany do szacowania dynamicznych właściwości taboru kolejowego związanych z bezpieczeństwem ruchu na torach o szerokości 1520 mm, to współczynnik kz bezpieczeństwa stabilności zestawu kołowego w warunkach wykołowania, skutek wtoczenia się obrzeża koła na główkę szyny.

Współczynnik bezpieczeństwa stabilności zestawów kołowych w warunkach wykołowania kz oblicza się według następującego wzoru [15]:

$$kz = \frac{\operatorname{tg} \beta - f_{FR}}{1 + f_{FR} \cdot \operatorname{tg} \beta} \cdot \frac{P_V}{Y} \geq [kz], \quad (6)$$

gdzie:

- β jest kątem nachylenia do poziomu stożkowej części powierzchni obrzeża koła,
- f_{FR} współczynnik tarcia ślizgowego powierzchni współpracujących kół i szyn,
- P_V składowa pionowa siły nacisku koła na szynę,
- Y składowa pozioma siły nacisku koła na szynę, działająca równocześnie z siłą P_V ,
- $[kz]$ maksymalny dopuszczalny współczynnik bezpieczeństwa stabilności zestawu kołowego w warunkach wykołowania; dla wagonów towarowych $[kz] = 1,3$ [15].

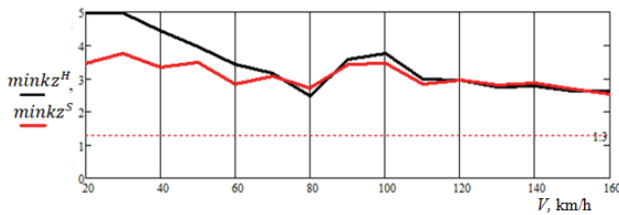
Stosunek siły prowadzącej do siły pionowej oddziałującej na koło przyjęto jako kryterium stateczności w warunkach wykołowania taboru dla torów o szerokości 1435 mm [18, 20, 28]. Ten stosunek jest znany jako kryterium Nadala (M.J. Nadal). Wartość tego kryterium, które ma zasadnicze znaczenie dla bezpieczeństwa jazdy, wynosi $(Y/Q)_{\max, \lim} = 0,8$.

3.2. Porównawcza ocena stabilności wagonu w warunkach wykołowania

Na podstawie wyników symulacji, przeprowadzono porównawczą ocenę dynamiki pracy wagonu platformy zamontowanego na wózkach przeznaczonych do dużych prędkości oraz wagonu platformy zamontowanego na wózkach konwencjonalnych, należących do modeli 18-100. Ocenę właściwości dynamicznych przeprowadzono dla wagonu próżnego i załadowanego masą 66,8 t, co odpowiada transportowi 4 kontenerów o masie 16,7 t każdy.

W załadowanych, testowanych wagonach (rys. 3) minimalne wartości współczynników bezpieczeństwa stabilności zestawów kołowych w warunkach wykołowania różnią się w następujących zakresach: dla wagonu przeznaczonego do szybkiego transportu kombi-

nowanego wynoszą od 4,971 do 2,616, a dla wagonu konwencjonalnego wynoszą od 3,442 do 2,543. Zatem dla wagonów obciążonych obu badanych typów, minimalne wartości współczynników bezpieczeństwa stabilności zestawów kołowych w warunkach wykolejenia są wyższe niż odpowiednie wartości graniczne w całym zakresie prędkości jazdy.

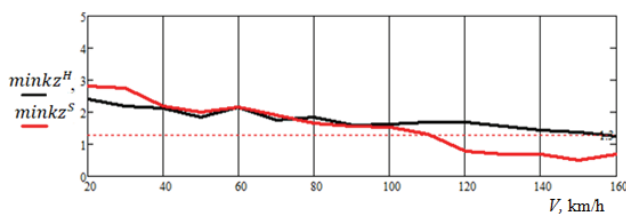


Rys. 3. Minimalne wartości współczynnika bezpieczeństwa dla stabilności zestawu kołowego w warunkach wykolejenia [opracowanie własne]

Wyniki licznych badań wypadków transportowych wykazały, że najczęściej były to wykolejenia pociągów złożonych w całości lub części z wagonów próżnych. Z tego względu wprowadzono ograniczenia prędkości takich pociągów [11, 29]. W opisanych badaniach bezpieczeństwa ruchu wzięto pod uwagę głównie właściwości dynamiczne próżnych wagonów platform.

Porównanie dynamicznych właściwości bezpieczeństwa jazdy, w szczególności współczynników bezpieczeństwa stabilności zestawu kołowego w warunkach wykolejenia, przeprowadzono poprzez obliczenie wartości minimalnych.

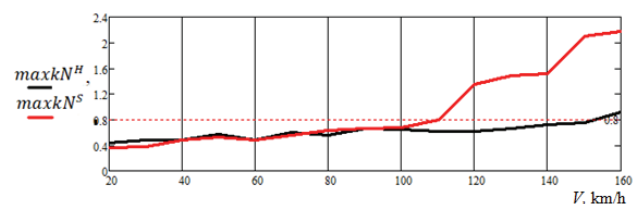
Wykresy minimalnych współczynników bezpieczeństwa stabilności zestawu kołowego w warunkach wykolejenia dla wagonów platform z rozstawem osi i centralnym zawieszeniem sprężynowym ($\min k_z^H$ oraz $\min k_z^S$, odpowiednio) pokazano na rysunku 4.



Rys. 4. Minimalne wartości współczynnika bezpieczeństwa dla stabilności w warunkach wykolejenia zestawu kołowego [opracowanie własne]

Z obliczeń wynika, że wartości $\min k_z^H$ przekraczają wartości graniczne przy prędkościach jazdy do 160 km/h, podczas gdy wartości $\min k_z^S$ są mniejsze od wartości granicznych przy prędkości jazdy $V = 110$ km/h. Zwiększenie prędkości jazdy prowadzi do dalszego obniżenia wartości $\min k_z^S$.

Wyniki oceny skłonności próżnych wagonów obu typów do wykolejenia, przeprowadzonej zgodnie z odpowiednimi normami EN [13, 28], jako zależności maksymalnych wskaźników Nadala $\min kN^H$ i prędkości $\min kN^S$, pokazano na rysunku 5. Z danych przedstawionych na rysunku 5 wynika, że wartości maksymalne $\min kN^H$ są nieco wyższe niż wartości graniczne przy prędkości jazdy 160 km/h, tzn. warunki bezpiecznej jazdy wagonu są spełnione przez ten wskaźnik przy prędkościach $V \leq 150$ km/h. Jednocześnie maksymalna wartość wskaźników $\min kN^S$ osiągnięta jest przy prędkości zaledwie $V = 110$ km/h.



Rys. 5. Maksymalne wartości wskaźników Nadala [opracowanie własne]

W związku z tym wskaźniki bezpieczeństwa jazdy, przyjęte zgodnie z przepisami obowiązującymi dla torów o szerokości 1520 mm, jak i odpowiednimi normami EN, są ze sobą zgodne dzięki uwzględnieniu wniosków dotyczących dopuszczalnych prędkości próżnych wagonów platform.

4. Wnioski

Symulacyjny model dynamicznych właściwości wagonu platformy, przeznaczonego do transportu z dużymi prędkościami, zamontowanego na wózkach z usprężynowaniem pomiędzy maźnicami i ramą wózka, opracowano do badania dynamicznych wskaźników bezpieczeństwa ruchu. Model stworzono metodą przymocowania brył ograniczonych, zgodnie z którą obiekt badania, czyli część mechaniczna wagonu, był reprezentowany jako zespół brył przymocowany węzłami i elementami nośnymi. Dane wejściowe były tworzone zgodnie ze znormalizowanym systemem osiągow, z uwzględnieniem odpowiednich norm EN, w celu przeprowadzenia badań opcji oceny dynamicznych wskaźników bezpieczeństwa.

Na podstawie wyników badań dokonano symulacyjnej oceny porównawczej dynamicznych wskaźników wagonów platform wyposażonych w układ jezdny oparty zarówno na maźnicy, jak i na centralnym zawieszeniu sprężynowym. Na podstawie obliczeń stwierdzono, że w przypadku próżnych wagonów towarowych, które miały decydujące znaczenie przy ustalaniu dopuszczalnych prędkości pociągów za pomocą dynamicznych wskaźników bezpieczeństwa w eksploatacji,

wagon zamontowany na wózkach z usprężynowaniem pomiędzy maźnicami i ramą wózka miał istotne zalety. Wagon taki zapewnia stabilność zestawów kołowych przed wykolejeniem, a więc warunek bezpiecznej eksploatacji przy prędkości jazdy do 150 km/h. Wagon platforma zamontowany na wózkach konwencjonalnych zapewnia bezpieczeństwo przy prędkościach do 100 km/h. Ten wniosek jest podstawą rekomendacji wyposażenia wagonów platform, przeznaczonych do szybkiego transportu kombinowanego, w układy jezdne z wózkami z usprężynowaniem pomiędzy maźnicami i ramą wózka.

Literatura

- Adler Yu.P., Markova E.V., Granovsky Yu.V.: *Experiment planning in the search for optimal conditions*. Moscow: Nauka, 1971, 279 p.
- Alyamovskii, A.: *SolidWorks / COSMOSWorks 2006/2007, Engineering analysis by the finite elements method*. Moscow: DMK, 2007, 784 p.
- Asaturyan V.I.: *The theory of experiment planning*. Moscow: Radio and Communication, 1983, 248 p.
- Bogacz R., Konowrocki R.: *On new effects of wheel-rail interaction*, Archive of Applied Mechanics, 2012, 82, pp. 1313-1323.
- Burdzik R. et.al.: *Safety in the railway industry*, Archives of Transport, 2017, 44(4), pp. 15–24.
- Derailment Investigation – Track and Rolling Stock. Engineering Manual Track and Rolling Stock, Version 1.0, TMC 213, 2011, 94 p.
- Domin Yu., Kovtun E., Markova O.: *Self-excited vibrations of railway vehicle with dry friction units*. Vehicle System Dynamics: International Journal of Vehicle Mechanics and Mobility, 1994, 23(1), pp. 71–83.
- Domin R.: *Mechanical Safety of Railway Vehicles*, LAMBERT Academic Publishing, 2017. 133 p.
- Domin R. et.al.: *Investigation of the Some Problems of Running Safety of Rolling Stock on the Ukrainian Railways*, Archives of Transport, 2016, 40(4), pp. 79–91.
- Domin R., Domin Iu., Cherniak G.: *Estimation of Dynamic Performances of the Safe Operation of High-Speed Electric Train*. Archives of Transport, 2017, 41(1), pp. 7–16.
- Domin Iu.V., Cherniak G.Yu.: *The dynamics of an empty wagon and the safety of the train*, Railway transport of Ukraine, 2007, No 3, pp. 50–52.
- Domin R., Cherniak G.: *Assessment of risks of derailment by means of computer simulation*. Problemy Kolejnictwa, 2017, z. 176, s. 15–21.
- EN 14363:2005: *Railway applications – Testing for the acceptance of running characteristics of railway vehicles – Testing of running behaviour and stationary tests*, 2005.
- Garg V.K., Dukkipati R.: *Dynamics of Railway Vehicle Systems*. Academic Press, 1984. 407 p.
- GosNIIV-VNIIZhT: *Norms for analysis and design of railway wagons MPS 1520 mm (not self-propelled)*, 1996.
- Iwnicki S.: *Handbook of Railway Vehicle Dynamics*, Boca Raoton: CRC Press, 2006, 535 p.
- Iwnicki S. et.al.: *Dynamics of railway freight vehicles*, Vehicle System Dynamics: International Journal of Vehicle Mechanics and Mobility, 2015, 53, pp.1–39.
- Kardas-Cinal E.: *Selected problems in railway vehicle dynamics related to running safety*, Archives of Transport, 2013, 31(3), pp. 37–45.
- Kovalev R. et.al.: *Freight car models and their computer-aided dynamic analysis*, Multibody System Dynamics, 2009, 22(4), pp. 399–423.
- Krason W., Niezgoda T.: *FE numerical tests of railway wagon for intermodal transport according to PN-EU standards*, Bulletin of the Polish Academy of Sciences. Technical Sciences, 2014, 62(4), pp. 843–851.
- Lukin V.V. et.al.: *Design and calculation of cars: A textbook for universities of railway transport*, Moscow: UMK MPS RF, 2000, 731 p.
- Molatefi H., Hecht M., Kadivar M.H.: *Critical speed and limit cycles in the empty Y25-freight wagon*, Proceedings of the Institution of Mechanical Engineers, Part F: Journal of Rail and Rapid Transit, 2006, 220(347), pp. 347–359.
- Molatefi H., Mazraeh A.: *On the investigation of wheel flange climb derailment. Mechanism and methods to control it*, Journal of Theoretical and Applied Mechanics, 2016, 54(2), pp. 541–550.
- Myamlin S. et.al.: *Determination of the Dynamic Characteristics of Freight Wagons With Various Bogie*, Transport, 2015, Vol. 30, No. 1, pp. 88–92.
- Myamlin S., Ten O., Neduzha L.: *Experimental research of dynamic qualities of freight cars with bogies of different designs*, Science and progress of transport, 2014, No 3 (51), pp. 136–145.
- Pogorelov D.: *Simulation of rail vehicle dynamics with universal mechanism software. Rail vehicle dynamics and associated problems*, Gliwice: Silesian University of Technology, 2005, pp. 13–58.
- UIC: *Testing and approval of railway vehicles from the point of view of their dynamic behaviour – Safety – Track fatigue – Ride quality*. UIC Code 518, International Union of Railways. 2009.
- Yermakov V.M., Pevzner V.O.: *On the derailment of empty cars*. Railway transport, 2002, No 3, pp. 29–33.