

Bartosz FIRLIK¹, Jerzy KWAŚNIKOWSKI²

Politechnika Poznańska, Wydział Maszyn Roboczych i Transportu
ul. Piotrowo 3, 60-965 Poznań

¹bartosz.firlik@put.poznan.pl,

²jerzy.kwasnikowski@put.poznan.pl

METODYKA I WYBRANE WYNIKI BADAŃ SYMULACYJNYCH NOWEGO WÓZKA TRAMWAJOWEGO NA TOR 1000 MM

Streszczenie:

W artykule zamieszczono opis przyjętej metodyki badań oraz wybrane wyniki analiz symulacyjnych zachowania dynamicznego wózka nowej generacji dla tramwaju typu 805N. Omówiono przyjętą metodykę i przedstawiono wyniki obliczeń weryfikujących odpowiedzi dynamiczne wózka dla różnych wariantów toru i parametrów jego zużycia. W obliczeniach uwzględniono uproszczone analizy dynamiczne na podstawie wytycznych karty UIC 518, a także normy EN 14363:2005. Obliczenia przeprowadzono metodą symulacji komputerowej opartą o analizę dynamiki układów wielomasowych. W obliczeniach wykorzystano program SIMPACK, który jest pakietem oprogramowania inżynierskiego, przeznaczonego do modelowania i badań numerycznych układów mechanicznych z elementami podatnymi i tłumiącymi.

Słowa kluczowe: tramwaj, wózek tramwajowy, dynamika, analizy symulacyjne

WPROWADZENIE

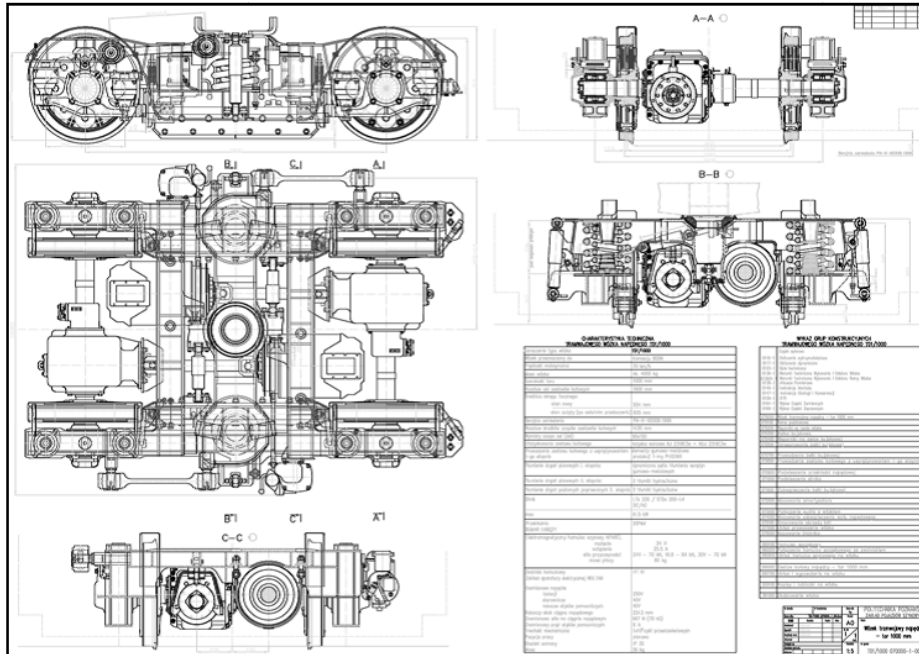
Od kilkunastu lat obserwuje się w Europie i na świecie renesans komunikacji miejskiej. Zlikwidowane linie tramwajowe wracają do łask, a tramwaje z roku na rok przewożą coraz większą liczbę pasażerów. W Polsce trend ten dopiero zaczyna przybierać na sile - niestety wiele miast nie ma funduszy na wymianę wystuzzonego taboru i zakup nowych, niskopodłogowych tramwajów. Dlatego bardzo często podejmowane są decyzje o modernizacji starszych pojazdów tak, aby zwiększyć ich bezpieczeństwo i komfort jazdy, przy jednoczesnym zwiększeniu niezawodności i obniżeniu kosztów obsługi. W najmniej korzystnej pozycji są miasta eksploatujące tramwaje na tor o szerokości 1000 mm, gdyż nie ma w Polsce sprawdzonych rozwiązań modernizacji układów biegowych tych pojazdów.

Odpowiadając na te potrzeby, zespół badawczy z Politechniki Poznańskiej opracował koncepcję nowego wózka tramwajowego T01/1000 na tor 1000 mm dla tramwajów typu 805N. Niniejszy artykuł zawiera opis przyjętej metodyki badań oraz wybrane wyniki analiz symulacyjnych przeprowadzonych dla nowego wózka. Badania mają na celu analizę zachowania dynamicznego wózka dla różnych wariantów toru i parametrów jego zużycia.

Badania dynamiki ruchu pojazdów szynowych stanowią zagadnienie, które jest przedmiotem badań wielu autorów. Obiektem takich badań są przeważnie pojazdy kolejowe [np. 3÷7], jednakże w ostatnim czasie znacząco zwiększyła się liczba publikacji poświęconych analizie dynamiki lekkich pojazdów szynowych [8÷12]. Podstawowymi parametrami wykorzystywanymi w tych analizach są formy drgań własnych pojazdu i wynikająca z nich prędkość krytyczna, jak również miary komfortu i bezpieczeństwa jazdy.

1. OPIS OBIEKTU BADAŃ

Wózek tramwajowy typu T01/1000 jest przeznaczony dla tramwajów typu 805N, do jazdy na torze o szerokości 1000 mm, z prędkością do 70 km/h. Ogólny układ konstrukcyjny wózka napędowego T01/1000 przedstawiono na Rys. 1.



Rys. 1. Podstawowe wymiary wózka tramwajowego T01/1000

Źródło: [13].

Rama wózka stanowi przestrzenną konstrukcję spawaną i składa się z dwóch ostojnic połączonych poprzecznicami o przekroju prostokątnym. Ostojnica składa się z dwóch skrajnych części ostojnicy oraz jednej części środkowej.

Zestaw kołowy jest prowadzony w ramie wózka za pomocą elementów gumowo-metalowych stanowiących jednocześnie usprężynowanie I stopnia wózka składające się z czterech podwójnych kompletów elementów gumowo-metalowych, o progresywnej charakterystyce ugięciowej, spoczywających na łapach korpusów łożysk.

Rozwiązanie prowadzenia zestawu kołowego, poza usprężynowaniem pionowym, cechuje się możliwością poziomego wzdłużnego i poprzecznego przemieszczania się w ramach odpowiednio dobranych charakterystyk ugięciowych, co zmniejsza kąt nabiegania na szynę i przyczynia się do zmniejszenia zużycia obręczy zestawów kołowych podczas jazdy w łukach torowych.

Nadwozie opiera się poprzez belkę bujkowej na usprężynowaniu II stopnia, zabudowanym na ramie wózka. Zespół usprężynowania II. stopnia składa się z dwóch kompletów sprężyn śrubowych oraz odbijaków gumowo-metalowych.

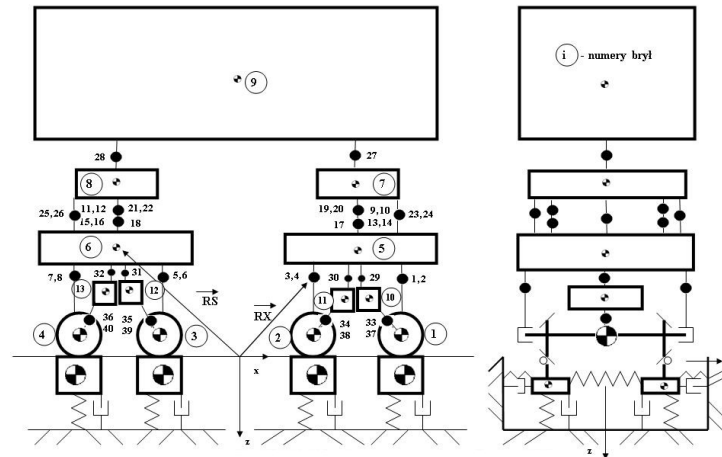
Belka bujkowa, stanowi konstrukcję spawaną. Po bokach belki znajdują się mocowania amortyzatorów poziomych i odbijaki. Na końcach belki znajdują się wsporniki amortyzatorów pionowych, wspornik wieszaka zabezpieczenia oraz gniazdo pod sworzeń prowadnika wózka. Belka bujkowa dodatkowo jest połączona dwoma amortyzatorami hydraulicznymi, umieszczonymi po jednym na stronę wózka od strony zewnętrznej.

Siły pionowe i poziome pomiędzy nadwoziem i wózkiem są przenoszone przez czop przymocowany do nadwozia, umieszczony następnie w belce bujkowej. Do przenoszenia

poziomych sił wzdłużnych z belki bujakowej na ramę wózka służą poziome prowadniki wzdłużne umieszczone po bokach wózka.

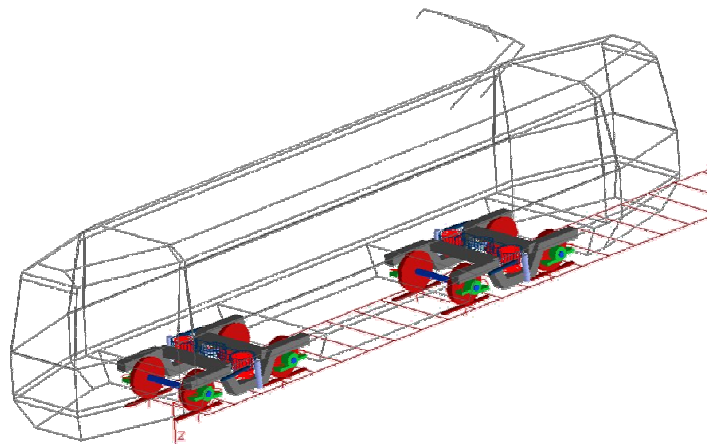
2. NUMERYCZNY MODEL SYMULACYJNY

Po analizie dokumentacji konstrukcyjnej wózka i pudła, a także rozpoznaniu działania wszystkich układów mechanicznych, opracowano schemat wzajemnych powiązań wszystkich brył sztywnych układu pojazd-tor. Schemat funkcjonalny modelu symulacyjnego przedstawiono na Rys. 2.



Rys. 2. Model mechaniczny tramwaju 805N

W oparciu o powyższy schemat opracowano topologię modelu, którą następnie zaimportowano do programu symulacyjnego. Utworzony w ten sposób numeryczny model symulacyjny tramwaju składa się z brył sztywnych (o określonych masach i elementach bezwładności), reprezentujących poszczególne części pojazdu, połączone elementami podatnymi o określonej charakterystyce (Rys. 3).



Rys. 3. Numeryczny, wielomasowy model symulacyjny tramwaju typu 805N

Bryła sztywna reprezentująca nadwozie pojazdu, połączona jest z modelami wózków i opiera się na nich za pośrednictwem belki bujakowej. Jako bryły sztywne zamodelowane zostały następujące części wózków: rama wózka, belka bujakowa, osie zestawów kołowych, koła zestawów kołowych oraz obudowy łożysk osi zestawów kołowych. Wyżej wymienione bryły sztywne połączone są elementami podatnymi o określonych na etapie analiz wstępnych charakterystykach.

Przed obliczeniami zasadniczymi wykonano weryfikację modelu pod kątem prawidłowości jego opisanego wg zasad sformułowanych w programie generującym równania ruchu. Przeprowadzono sprawdzian formalny, polegający na przejrzeniu zbiorów danych, sprawdzeniu zadeklarowanych w programie tablic liczbowych, a następnie uruchomieniu obliczeń dla chwili czasowej $t_0 = 0$.

Warunki brzegowe modelu są określone poprzez nierówności toru oraz jego parametry geometryczne. Siły działające pomiędzy kołem a szyną zostały wyznaczone na podstawie algorytmu FASTSIM Kalkera, na podstawie stabelaryzowanych danych dot. sił kontaktowych w zależności od położenia zestawu kołowego na torze, wsp. tarcia, jakości toru itp.

3. METODYKA BADAŃ

Przeprowadzone symulacje wariantowane były między innymi od geometrii toru (tor prosty, łuki poziome i pionowe), zużycia toru (nierówności geometryczne), rodzaju szyn (kolejowe i tramwajowe), prędkości jazdy (od przejazdów quasi-statycznych do prędkości maksymalnej) oraz obciążenia pojazdu (5, 6.67 oraz 10 osób/m²).

Metodyka przyjęta podczas obliczeń pozwala na bezpośrednie porównanie otrzymanych wyników z odpowiednimi kryteriami zawartymi w normach [1] i [2], oraz na ich weryfikację z wynikami pomiarów uzyskanych na rzeczywistym obiekcie.

Podstawowe kryteria oceny własności biegowych pojazdów szynowych (w tym i bezpieczeństwa jazdy) przyjęto na podstawie normy [2], która zawiera opis techniczny prób ruchowych w celu dopuszczenia pojazdów szynowych do eksploatacji. Norma ta wywodzi się z karty UIC 518. Wg tej normy, do oceny własności dynamicznych wykorzystywane są określone wielkości fizyczne pomiarowe odczytywane bezpośrednio z pomiarów lub wielkości pośrednie wyznaczane z wielkości pomiarowych.

W przeprowadzonych analizach symulacyjnych przyjęto do oceny własności dynamicznych następujące wielkości:

- a) pomiary sił pomiędzy kołem i szyną (metoda pomiarowa normalna):
 - siła prowadząca Y (kierunek pomiarowy poprzeczny),
 - nacisk koła Q (kierunek pomiarowy pionowy),
 - suma sił prowadzących ΣY zestawu kołowego (kierunek pomiarowy poprzeczny),
 - stosunek siły prowadzącej do siły nacisku pionowego Y/Q ,
- b) pomiary przyspieszeń brył nieusprężynowanych i usprężynowanych:
 - przyspieszenie na zestawie kołowym,
 - przyspieszenie na wózku (kierunek pomiarowy poprzeczny),
 - przyspieszenie na pudle pojazdu (kierunek pomiarowy poprzeczny i pionowy).

Możliwą niestabilność pojazdu oceniono na podstawie średniej arytmetycznej sumy sił poprzecznych ΣY , przyspieszenia na układzie biegowym \ddot{y}^+ oraz przyspieszenia na zestawie kołowym \ddot{y} .

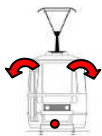

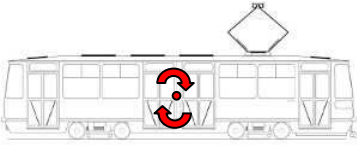
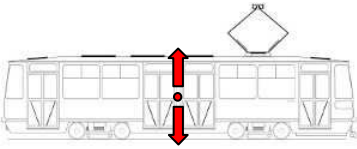
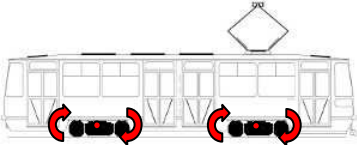
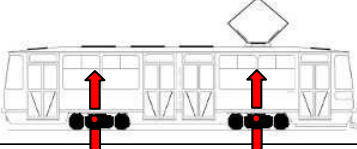
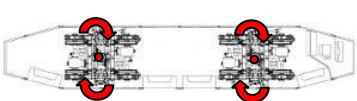
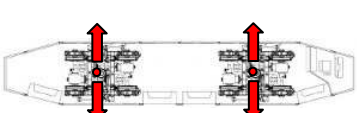
Pomiar przyspieszeń na układzie biegowym pozwala na ocenę bezpieczeństwa tylko w uproszczony sposób i najczęściej stosowany jest w przypadku, gdy nie ma możliwości bezpośredniego pomiaru sił występujących w punkcie styku koła z szyną lub też w osi zestawu kołowego. W przeprowadzonych analizach symulacyjnych umożliwił on dodatkowo bezpośrednią obserwację własności dynamicznych pojazdów w odpowiedzi na wymuszenia pochodzące od nierówności geometrycznych na badanym odcinku toru.

4. WYNIKI BADAŃ

W pierwszym etapie symulacji wyznaczono wartości własne i wektory własne dla wybranych prędkości jazdy (analiza liniowa). W ramach tej analizy określono drgania własne pojazdu dla małych przemieszczeń i małych prędkości deformacji elementów podatnych, poprzez macierz charakterystyczną równań ruchu.

Wybrane postaci drgań własnych przedstawiono w tabeli 5.1. Dotyczą one analizy pojazdu pustego oraz obciążonego ($6,67 \text{ os/m}^2$) przy prędkości jazdy $v = 70 \text{ km/h}$, po torze prostym złożonym z szyn kolejowych, pochylonych w stosunku 1:40.

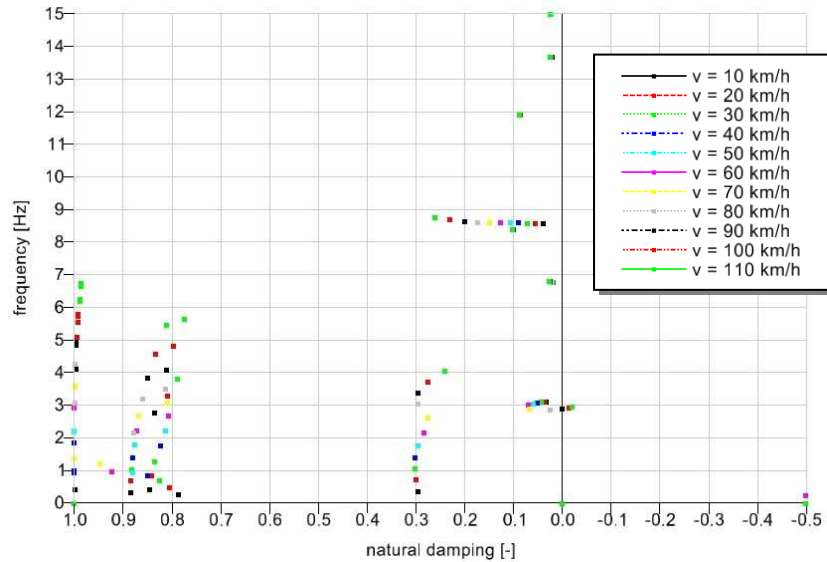
Tabela 1 Postacie drgań własnych (wykorzystano schemat tramwaju 105N)

Forma drgań	Postać graficzna	Główny kierunek drgań	Częstotliwość [Hz]		Tłumienie [%]	
			tara	6,67 os/m ²	tara	6,67 os/m ²
kołysanie pudła tramwaju wokół dolnego bieguna		θ_x	1,0084	0,6112	0,2518	0,1827
obracanie pudła tramwaju		θ_z	1,8969	1,3272	0,1464	0,1288
pochylenie pudła tramwaju		θ_y	1,9419	1,3372	0,1922	0,1400
podskakiwanie pudła tramwaju		z	2,6500	1,8042	0,2361	0,1808
pochylenie ram wózków (w fazie)		θ_y	12,372 5	11,9731	0,1271	0,1615
podskakiwanie ram wózków (w przeciwfazie)		z	10,405 4	10,1877	0,3198	0,3121
wężykowanie wózków		θ_z	2,5170	2,7599	0,3865	0,2844
drgania poprzeczne wózków (w przeciwfazie)		y	15,673 9	15,5497	0,1603	0,1394

Źródło: [14].

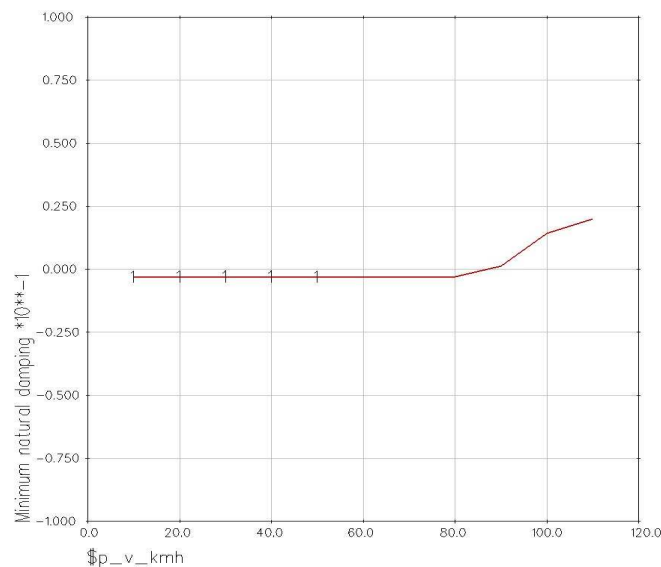
Wybrane częstotliwości zweryfikowano na podstawie analizy cykli granicznych. Wyniki testów sprawdzających są ze sobą zbieżne.

W kolejnym etapie symulacji wyznaczono krzywe pierwiastkowe dla badanego modelu pojazdu w stanie próżnym (Rys. 4) i dla maksymalnego napełnienia. Z analizy przebiegu krzywych pierwiastkowych wynika, że utworzony na potrzeby dalszych badań model tramwaju typu 805N, nie wykazuje niestateczności jazdy dla zakresu prędkości przewidzianych w dokumentacji konstrukcyjnej wózka (do 70 km/h).



Rys. 4. Częstotliwości i dekrementy tłumienia drgań nadwozia, ram wózków oraz zestawów kołowych badanego tramwaju przy prędkościach jazdy 10-110 km/h (szyna S60 – 1:40)

Kilka form drgań własnych zależy co prawda od prędkości jazdy, a część jest ze sobą silnie sprzężonych (Rys. 4) jednak nie wpływa to na niestabilność modelu. Natomiast powyżej prędkości ok. 90 km/h w modelu pojawiają się ujemne dekrementy tłumienia i bieg pojazdu zaczyna być niestabilny – co przedstawiono na Rys. 5.



Rys. 5. Prędkość krytyczna badanego tramwaju (pojazd pusty)

Wyznaczone wartości dopuszczalne bezpieczeństwa, stateczności i spokojności jazdy tramwaju typu 805N wg [2] są następujące:

- a) bezpieczeństwo jazdy – kryterium $\sum Y_{\max, \lim}$

$$\sum Y_{\max, \lim} = K_1 \cdot (10 + 2 \cdot Q_0 / 3), \text{ gdzie } K_1 = 1,00; 2 \cdot Q_0 = 40.2 \div 63.6kN \text{ (nacisk/oś)}$$

$$\sum Y_{\max, \lim} = 1.00 \cdot (10 + (40.2 \div 63.6) / 3) = 23.4 \div 31.2kN$$

- b) bezpieczeństwo jazdy – kryterium $\sum H_{\max, \lim}$

$$\sum H_{\max, \lim} = K_2 \cdot (10 + 2 \cdot Q_0 / 3), \text{ gdzie } K_2 = 0,9$$

$$\sum H_{\max, \lim} = 21.1 \div 28.1kN$$

- c) bezpieczeństwo jazdy – kryterium $(Y/Q)_{\max, \lim}$

$$(Y/Q)_{\max, \lim} = 0,8 \text{ obowiązuje dla } R \geq 250m$$

- d) oddziaływanie na tor – kryterium Y_{qst}

$$Y_{qst, \lim} = 60kN \text{ obowiązuje dla } 250 \leq R \leq 600m$$

- e) oddziaływanie na tor – kryterium Q_{qst}

$$Q_{qst, \lim} = 145kN \text{ obowiązuje dla } 250 \leq R \leq 600m$$

- f) oddziaływanie na tor – kryterium Q_{\max}

$$Q_{\max, \lim} \leq 200kN \text{ obowiązuje dla } V \leq 160km/h$$

- g) bezpieczeństwo jazdy – kryterium przyspieszenia poprzecznego na wózku

$$y_{\max, \lim}^+ = 12 - \frac{m_{Dg}}{5} \text{ masa wózka } m_{Dg} = 4t$$

$$y_{\max, \lim}^+ = 12 - \frac{4}{5} = 11.2m/s^2$$

- h) bezpieczeństwo jazdy – kryterium przyspieszenia poprzecznego na pudle

$$y_{s \max, \lim}^* = 3m/s^2$$

- i) bezpieczeństwo jazdy – kryterium przyspieszenia pionowego na pudle

$$z_{s \max, \lim}^* = 5m/s^2$$

- j) stabilność jazdy - metoda normalna

$$\sum Y_{rms, \lim} = \frac{\sum Y_{\max, \lim}}{2}$$

- k) stabilność jazdy - metoda uproszczona I

$$\sum Y_{rms, \lim} = \frac{23.4 - 31.2}{2} = 11.7 \div 15.6kN$$

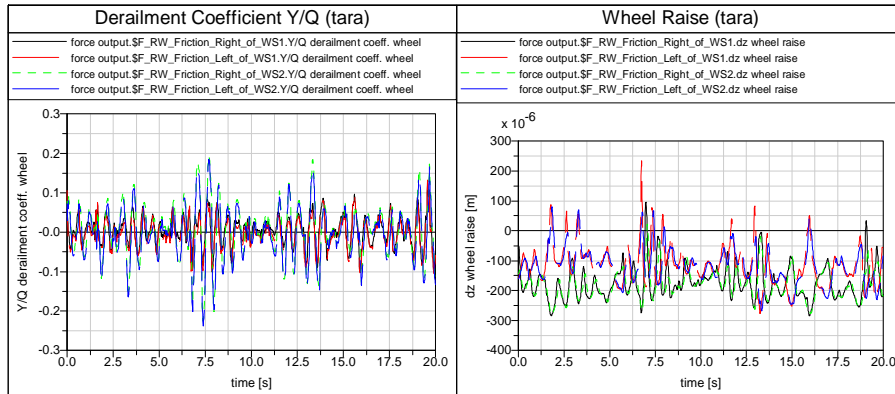
$$\sum H_{rms, \lim} = \frac{\sum H_{\max, \lim}}{2}$$

- l) stabilność jazdy - metoda uproszczona II

$$\sum H_{rms, \lim} = \frac{21.1 - 28.1}{2} = 10.5 \div 14.1kN$$

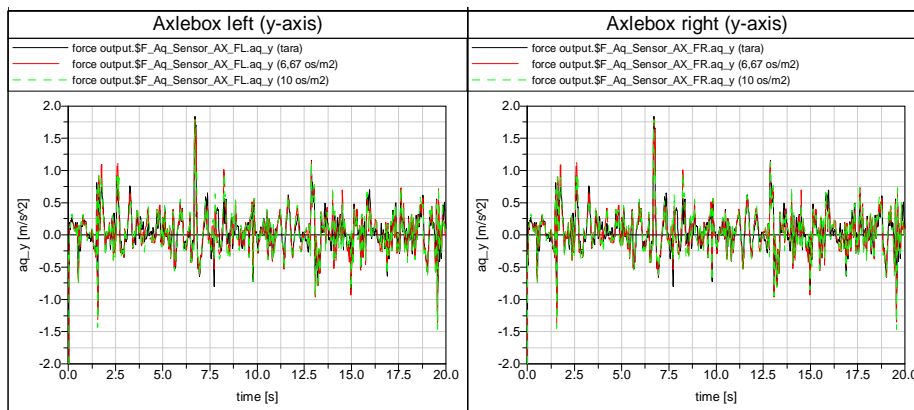
Celem weryfikacji przyjętych kryteriów, w kolejnym etapie symulacji określono zachowanie pojazdu podczas jazdy na torze prostym oraz w łuku poziomym i pionowym, o różnym stopniu zużycia, dla zmiennego obciążenia pojazdu i przy różnej prędkości jazdy. Wyznaczono przebiegi sił pionowych i poprzecznych na zestawach kołowych wszystkich wózków pojazdu, a następnie współczynnik bezpieczeństwa przed wykolejeniem Y/Q oraz kąty nabiegania i maksymalną wartość uniesienia kół atakującego zestawu kołowego.

Przykładowy przebieg współczynnika Y/Q oraz wartości uniesienia koła badanego wózka podczas jazdy po torze prostym z wymuszeniami w postaci geometrycznych nierówności przedstawia Rys. 6.



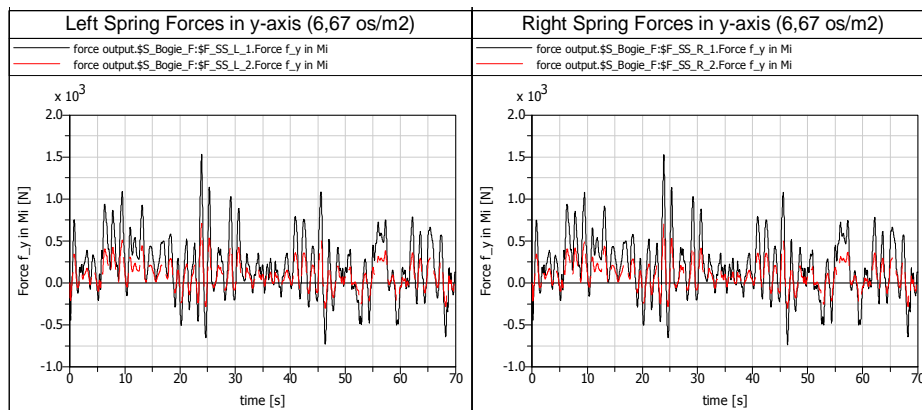
Rys. 6. Bezpieczeństwo przed wykojeniem oraz uniesienie koła podczas jazdy po torze prostym z wymuszeniami w postaci geometrycznych nierówności.

W kolejnym etapie badań wyznaczono przyspieszenia drgań poszczególnych brył sztywnych pojazdu – w szczególności obudowy łożyska osi, ramy wózka oraz pudła tramwaju. Przykładowy wykres będący wynikiem tej analizy przedstawiono na Rys. 7.



Rys. 7. Przykładowy przebieg przyspieszeń w kierunku poprzecznym mierzonych na obudowie łożyska zestawu kołowego podczas jazdy na torze testowym.

Wyznaczono również siły i przemieszczenia wszystkich elementów podatnych zawieszenia tramwaju. Przykładowy przebieg sił w sprężynach II stopnia usprężynowania podczas jazdy po torze zużyтым przedstawiono na Rys. 8.



Rys. 8. Przykładowy przebieg sił poprzecznych w sprężynach II stopnia usprężynowania.

W końcowym etapie wyznaczono symulacyjnie bezpieczeństwo badanego tramwaju podczas przejazdu przez tor zwichrowany, wg wytycznych normy [2].

WNIOSKI

Wyniki przeprowadzonych obliczeń symulacyjnych pozwalają stwierdzić, że wszystkie cechy dynamiczne badanego wózka tramwajowego T01/1000 mieszczą się w dopuszczalnych przez normy granicach. Ponadto stateczność tramwaju 805N wyposażonego w wózki T01/1000 jest spełniona i to na bardzo niskim poziomie sił i przyspieszeń poprzecznych.

Również wzajemne oddziaływanie pojazdu i toru mieści się w założonych przez normy [1] i [2] wytycznych, a poziom sił Y i ΣY jest znacznie niższy, niż dopuszczalny.

Na podstawie przeprowadzonych symulacji określono również bezpieczeństwo przed wykolejeniem:

a) wspinanie się koła prowadzącego na szynę

Wg normy [2] obowiązuje dopuszczalne unoszenie koła równe 5 mm. W żadnym przypadku badawczym wartość ta nie była przekroczona. W warunkach ruchowych unoszenie koła prowadzącego nie przekracza 3,60 mm, a w warunkach quasi-statycznych 1,70 mm.

b) wskaźnik bezpieczeństwa przed wykolejeniem Y/Q

Największa zmierzona wartość wskaźnika bezpieczeństwa przed wykolejeniem Y/Q wynosi 1.1 podczas jazdy na torze zwichrowanym (łuk R150), jest więc niższa od dopuszczalnej w tych warunkach wartości 1.2. Natomiast w normalnych warunkach eksploatacyjnych maksymalna wartość współczynnika bezpieczeństwa przed wykolejeniem wynosi 0.8 i jest ona spełniona dla każdego z badanych przypadków badawczych – największa zarejestrowana wartość tego współczynnika wyniosła 0.55.

c) pozostałe wskaźniki bezpieczeństwa przed wykolejeniem

Tabela 2. Wskaźniki bezpieczeństwa przed wykolejeniem

Wielkość	Jednostka	Wartość wyznaczona	Wartość dopuszczalna
Siła pozioma Y	kN	-14	-
Suma sił Y (zest. kol. 1)	kN	-10	$\pm 75,2$
Kąt nabiegania na szynę koła prowadzącego	mrad	-70	± 50

Źródło: opracowanie własne.

Kąt nabiegania na szynę koła prowadzącego przekracza wartości dopuszczalne, jednakże występuje wyłącznie na łuku o promieniu 15m, który nie jest ujęty w normie kolejowej, jaką jest [2].

Podsumowując można stwierdzić, że wózek tramwajowy T01/1000 w połączeniu z nadwoziem klasycznego tramwaju typu 805N, w zakresie prędkości 0÷80 km/h wykazuje wystarczająco dobre wskaźniki dynamiczne do jego homologacji zgodnie z obowiązującymi w Polsce normami.

Obecnie trwają prace nad optymalizacją parametrów dynamicznych pojazdu pod kątem zwiększenia jego komfortu jazdy w warunkach normalnej eksploatacji.

Acknowledgment - publikacja powstała w ramach realizacji projektu rozwojowego N R10 0037 06, finansowanego przez Narodowe Centrum Badań i Rozwoju.

BIBLIOGRAFIA

- [1] Karta UIC 518: Essais et homologation de véhicules ferroviaires du point de vue du comportement dynamique - Sécurité - Fatigue de la voie - Qualité de marche. 3e édition, Août 2005 - Version originale.
- [2] Norma EN 14363:2005, Railway applications - Testing for the acceptance of running characteristics of railway vehicles - Testing of running behaviour and stationary tests.
- [3] Iwnicki, S., Handbook of Railway Vehicle Dynamics, CRC Press Taylor & Francis Group: Boca Raton, New York and London, 2006.
- [4] Gasch R., Moelle D., Knothe K.: The effect of non-linearities on the limit-cycles of railway vehicles, Proceedings of the 8th IAVSD-Symposium, Massachusetts Institute of Technology, Cambridge, USA, Swets & Zeitlinger, Lisse, 1984, pp. 207-224.
- [5] Evans, J. and Berg, M. Challenges in simulation of rail vehicle dynamics. Vehicle Syst. Dyn., 2009, 47(8), 1023–1048.
- [6] True H., Jensen Ch.: Parameter study of hunting and chaos in railway vehicle dynamics, Proceedings of 13th IAVSD Symposium, supplement to Vehicle System Dynamics, vol. 23, 1993, pp. 508-521.
- [7] Zboiński 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.
- [8] Koichi Y. and al.: Research on the Dynamics of the Light Rail Vehicles. Nihon Kikai Gakkai Nenji Taikai Koen Ronbunshu, 2006; Vol.7; p. 31-32 (2006)
- [9] Dusza M., Zboiński K.: Badania stateczności ruchu pojazdu szynowego w torze zakrzywionym metodą symulacji komputerowej. Kwartalnik naukowo – techniczny Pojazdy Szynowe nr 2/2004, str. 28-34.
- [10] Zboinski K., Dusza M.: Extended study of railway vehicle lateral stability in a curved track. Vehicle System Dynamics. First published on 14th October 2010 (iFirst), doi: 10.1080/00423111003770447.
- [11] Chudzikiewicz, A., Firlik, B.: Light rail vehicle dynamics from a running safety perspective. Archives of Transport, Vol. 21, 2009, iss.3-4, s. 39—49.
- [12] Bruner M., Rizzetto L.: Dynamic simulation of tram–train vehicles on railway track. Urban Transport XIV, vol. 101, 2008.
- [13] Dokumentacja konstrukcyjna wózka tramwaju T01/1000.
- [14] www.mkm.szczecin.pl (Komunikacja Miejska Szczecin [dostęp 08.04.2011]).

METHODOLOGY AND SELECTED SIMULATION RESULTS OF A NEW 1000 MM GAUGE TRAM BOGIE

Abstract:

The article contains a description of the methodology of research and some results of simulation analysis of a new generation bogie for tram type 805N. The adopted methodology is discussed as well as simulation results that verify the dynamic response for different variants of worn track. The calculations also include a simplified dynamic analysis based relevant standards. The calculations were performed using a computer simulation based on the multibody system dynamics.

Key words: tramway, tram bogie, dynamics, simulation analysis