

Mirosław Dusza

Politechnika Warszawska, Wydział Transportu

WPLYW CZYNNIKÓW ŚRODOWISKOWYCH NA STATECZNOŚĆ I BEZPIECZEŃSTWO RUCHU MODELU POJAZDU SZYNOWEGO

Rękopis dostarczono: luty 2015

Streszczenie: W artykule podjęto próbę określenia wpływu stanu powierzchni tocznych kół i szyn na stateczność i bezpieczeństwo ruchu modelu pojazdu szynowego. Prawie wszystkie czynniki środowiskowe mają wpływ na stan powierzchni szyn i tym samym na zjawiska kontaktowe koła – szyny. W badaniach modelowych stan współpracujących powierzchni kół i szyn reprezentowany jest przez współczynnik tarcia. Utworzono model 4-osiowego pojazdu szynowego z wykorzystaniem oprogramowania inżynierskiego VI-Rail. Dla kilku wybranych wartości współczynnika tarcia wykonano badania stateczności ruchu oparte na metodzie bifurkacyjnej. Wyniki badań odniesiono do powszechnie stosowanego kryterium bezpieczeństwa ruchu.

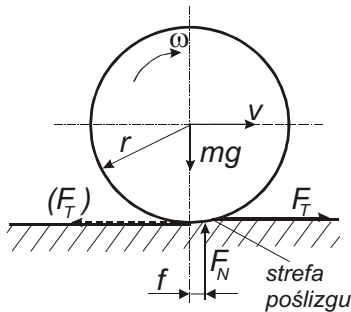
Słowa kluczowe: pojazd szynowy, współczynnik tarcia, prędkość krytyczna, kryterium Nadala

1. WSTĘP

Nowe nominalne profile kół i szyn współpracując ze sobą wykazują niewielki obszar kontaktu (około 1 cm^2). Zjawiska zachodzące w tym obszarze od lat są przedmiotem licznych badań zarówno doświadczalnych jak i teoretycznych. Na tej niewielkiej powierzchni muszą być przeniesione siły wynikające z ciężaru pojazdu oraz siły prowadzące zestaw kołowy w torze. Prace teoretyczne poświęcone zjawiskom kontaktowym kół z szynami (np. [2, 5, 8]) obejmują szeroki zakres zagadnień ukierunkowanych m.in. na:

- ograniczenie zużycia profili kół i szyn,
- opracowanie optymalnych zarysów kół i szyn,
- ograniczenie do minimum prawdopodobieństwa wystąpienia pęknięć zmęczeniowych,
- tworzenie modeli i wydajnych algorytmów do obliczeń sił kontaktowych.

Utworzenie opisu teoretycznego dającego wyniki zbliżone do wyników uzyskanych z pomiarów (eksperymentu) wymaga szerokiej wiedzy interdyscyplinarnej. Proces weryfikacji takiego opisu wymaga niezależnych badań wykonanych przez wielu użytkowników. A więc jest to proces czasochłonny. Autor artykułu do realizacji przedstawionych badań wykorzystał szeroko stosowaną i sprawdzoną przez lata badań procedurę obliczającą styczne siły kontaktowe FASTSIM [3]. Układ, w którym stalowe koło toczy się po stałej szynie jest klasycznym przykładem układu z tarcieniem toczeniem. Wiadomo jednak, że



Rys. 1. Toczące się koło

tarcie toczenie w czystej postaci w układach rzeczywistych prawie nigdy nie występuje. Wynika to z faktu, iż pod wpływem nacisku na powierzchniach styku elementów występują odkształcenia sprężyste (rys. 1). Na skutek odkształceń materiału powstaje strefa styku, w którym panuje tarcie ślizgowe zewnętrzne na granicy styku oraz wewnętrzne w odkształconej warstwie wierzchniej koła i szyny. Właściwości materiałów w strefie styku w warunkach eksploatacji, mogą znacząco różnić się od ich właściwości w stanie czystym (w warunkach laboratoryjnych). W badaniach symulacyjnych jednym z kluczowych parametrów charakteryzujących

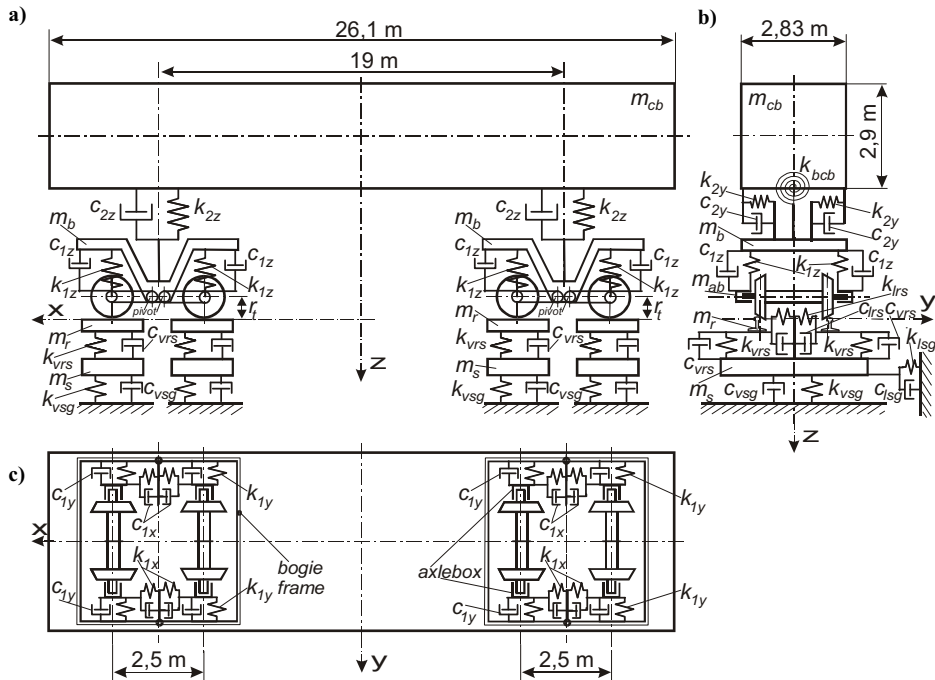
kontakt koło-szyna jest współczynnik tarcia – μ , używany do analizy dynamiki pojazdów nietrakcyjnych lub przyczepność stosowana częściej w analizie pojazdów trakcyjnych. Wykonane badania dotyczą modelu pojazdu nietrakcyjnego a więc używany będzie wyłącznie współczynnik tarcia. Badania doświadczalne pokazują, że minimalne wartości współczynnika tarcia koła – szyny mogą wynosić mniej niż 0,1 [5]. Ma to miejsce na trasach kolejowych przebiegających przez tereny leśne. Wówczas na skutek zawirowań powietrza wynikających z ruchu pojazdu, znajdujące się na torach liście drzew zostają uniesione i mogą trafiać pomiędzy koła i szyny. Zawalcowane na szynach liście w obecności wilgoci atmosferycznej oraz powstających tlenków żelaza, tworzą materiał trzeci rozdzielający stalowe powierzchnie kół i szyn co w sposób znaczący zmniejsza wartość współczynnika tarcia. Drugą przyczyną znaczącej redukcji współczynnika tarcia jest smarowanie powierzchni bocznej szyn na łukach o małych promieniach. Powierzchnie boczne szyn smaruje się smarem stałym w celu zmniejszenia tarcia obrzeży kół o główki szyn i tym samym zmniejszenia oporów ruchu na łuku. Przejazd pojazdów szynowych po takim torze często wiąże się z przetłoczeniem części smaru z powierzchni bocznej na powierzchnię toczną szyn co jest efektem niepożądanym. Krańcowo duże wartości współczynnika tarcia (około 1) występują pomiędzy suchymi powierzchniami kół i szyn, pomiędzy które doprowadzany jest piasek. Ponadto prawie wszystkie zjawiska atmosferyczne mają wpływ na wartości współczynnika tarcia. Przyjęcie na etapie badań modelowych (teoretycznych) zbyt dużej wartości współczynnika tarcia może skutkować w eksploatacji rzeczywistego pojazdu nieoczekiwanym wydłużeniem drogi hamowania, mniejszą od założonej siłą trakcyjną (F_T), zwiększonym zużyciem energii (paliwa) itp. Przyjęcie zbyt małej wartości współczynnika tarcia może w rzeczywistych warunkach przejawiać się przyspieszonym zużyciem profili kół i szyn, emisją hałasu itp. Tak więc prawidłowe oszacowanie współczynnika tarcia odgrywa znaczącą rolę w modelowaniu dynamiki pojazdu szynowego i w

sposób bezpośredni wpływa na efektywność eksploatacji, bezpieczeństwo użytkowania i przewidywanie trwałości elementów powstającego pojazdu. W świetle wykonanych badań pod pojęciem bezpieczeństwa należy rozumieć wspomniane cechy jak: skrócenie drogi rozpędzania do określonej prędkości i następnie drogi hamowania, możliwość bezpiecznego ruchu z odpowiednio dużą prędkością (również w zakresie nadkrytycznych prędkości).

Badania, których wyniki przedstawiono w artykule, ujmują zjawisko zmiany stanu powierzchni kół i szyn poprzez analizę stateczności ruchu modelu pojazdu szynowego. Stateczność ruchu bezpośrednio związana jest z bezpieczeństwem eksploatacji pojazdu reprezentowanego przez model. Efektem wieloletniej pracy zespołu autorów [1, 9, 10, 11] jest opracowana metoda badawcza. Umożliwia ona analizę wpływu wybranych parametrów układu pojazd szynowy – tor na dynamikę ruchu modelu pojazdu. Stosując tą metodę zbadano wpływ na stateczność ruchu czynników takich jak: parametry układu zawieszenia, zmiana szerokości toru, pochylenie poprzeczne szyn, rodzaje zarysów kół i szyn oraz ich zużycie i inne. W bieżących badaniach skupiono się na określeniu wpływu zmian współczynnika tarcia koła-szyny na stateczność i bezpieczeństwo ruchu. W obliczeniach współczynnika tarcia używany jest do obliczania stycznych sił kontaktowych koła-szyny przez procedurę FASTSIM [3]. W pojedynczym procesie symulacji ruchu procedura przyjmuje jedną stałą wartość współczynnika tarcia. Zmieniając wartość współczynnika tarcia od 0,1 do 0,8 z krokiem 0,1 wykonano kolejno osiem serii symulacji ruchu na torze prostym. Każda seria składała się z kilkudziesięciu symulacji realizowanych dla stałej wartości prędkości ruchu. Zakres zmian prędkości rozpoczyna się od wartości ok. 10 m/s, dla których rozwiązania mają charakter stacjonarny a kończy przy maksymalnych wartościach, dla których uzyskano rozwiązania stateczne (stacjonarne lub okresowe). Jeżeli prędkość przekraczała 200 m/s (720 km/h), obliczenia przerywano ze względu na nierealne parametry w odniesieniu do układu rzeczywistego. W każdej serii symulacji wyznaczana jest prędkość krytyczna v_n oraz charakter rozwiązań w pod- i nadkrytycznym zakresie prędkości. Obserwację rozwiązań skupiono na przemieszczeniach poprzecznych pierwszego zestawu kołowego y_p . Z każdej symulacji odczytywana jest wartość maksymalna z bezwzględnych wartości przemieszczeń poprzecznych zestawu kołowego $|y_p|_{max}$ oraz wartość międzyszczytowa WMS . Obie te wartości wyrażone w funkcji prędkości ruchu stanowią parę wykresów bifurkacyjnych (rys. 5), które przyjęto jako formę prezentacji wyników. W celu skonfrontowania używanego w badaniach pojęcia ruchu statecznego z pojęciem ruchu bezpiecznego, podjęto próbę odniesienia uzyskanych wyników do powszechnie używanego od wielu lat kryterium bezpieczeństwa przed wykolejeniem określanego w literaturze mianem „kryterium Nadala”. Pozwoliło to na wizualną separację obszaru rozwiązań opisujących ruch bezpieczny na obszarze rozwiązań statecznych.

2. BADANY MODEL

Przedmiotem badań jest model utworzony przy użyciu oprogramowania inżynierskiego VI-Rail. Jest to dyskretny model wagonu pasażerskiego typu 127A (rys. 2). Modele wózków wzorowane są na konstrukcji typu 25AN. Kompletny model wagonu tworzy 15 brył sztywnych: pudło, dwie ramy wózków, cztery zestawy kołowe i osiem maźnic.



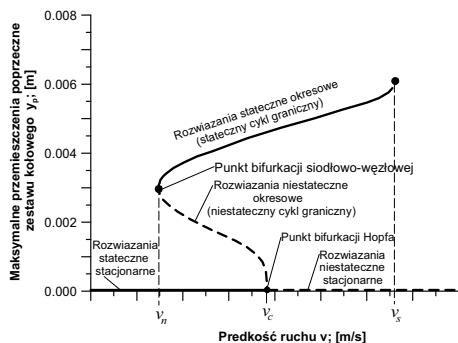
Rys. 2. Schemat badanego modelu, widok: a) z boku, b) z przodu, c) z góry

Bryły sztywne połączone są elementami sprężysto – tłumiącymi o charakterystykach liniowych i bi-liniowych. Model wagonu uzupełniony jest pionowo i poprzecznie podatnym modelem toru o parametrach odpowiadających parametrom europejskiego toru podsypkowego. Zastosowano nominalne zarysy kół S1002 i szyn UIC60 o pochyleniu 1:40. Nieliniowe parametry kontaktowe obliczane są przy użyciu programu ArgeCare RSGEO. Do obliczeń stycznych sił kontaktowych koło-szlina używana jest uproszczona teoria Kalkera zaimplementowana w postaci procedury FASTSIM [3]. Nierówności toru nie są uwzględniane w obliczeniach. Równania ruchu rozwiązywane są z wykorzystaniem procedury Geara.

3. METODA BADAŃ

Metoda opiera się na tworzeniu i analizie wykresów bifurkacyjnych obrazujących zachowanie wybranego parametru modelu w funkcji parametru bifurkacyjnego. W przedstawionych badaniach wybranym parametrem są przemieszczenia poprzeczne pierwszego zestawu kołowego wagonu y_p . Jako parametr bifurkacyjny wybrano prędkość ruchu wagonu. W każdej symulacji ruchu prędkość ma wartość stałą. Pozostałe parametry modelu również pozostają stałe. Na układ nie działają żadne zaburzenia. A więc wszelkie zaobser-

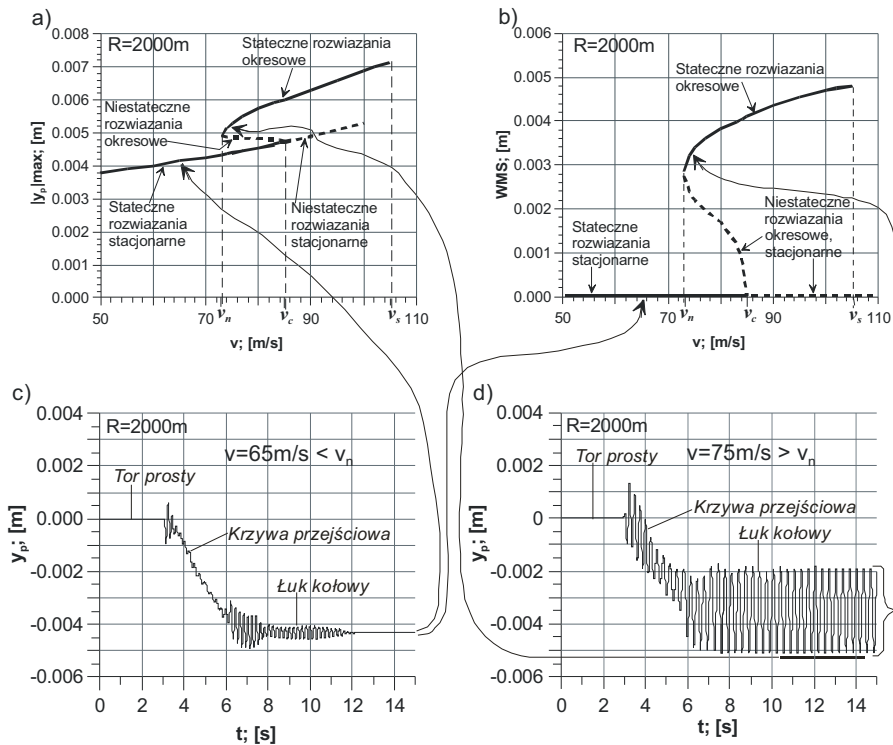
wowane zjawiska są charakterystycznymi cechami badanego modelu w określonych warunkach ruchu. Zjawisko wykorzystywane w metodzie badawczej polega na generowaniu się drgań samowzbudnych w układzie zestawy kołowej – tor po przekroczeniu krytycznej wartości prędkości ruchu v_n . Jest to prędkość odpowiadająca punktowi bifurkacji siodłowo-węzłowej (rys. 3). W badaniach symulacyjnych przekroczenie krytycznej wartości parametru bifurkacyjnego może oznaczać przejście od rozwiązań statecznych stacjonarnych (jedna wartość rozwiązania) do rozwiązań statecznych okresowych o charakterze cyklu granicznego. Charakterystyczną cechą układów nieliniowych jest możliwość utrzy-



Rys. 3. Przykładowy obraz rozwiązań modelu typu pojazd szynowy – tor

mywania się takiego charakteru rozwiązań w nadkrytycznym zakresie wartości parametru bifurkacyjnego. Zwiększanie prędkości ruchu w kolejnych symulacjach prowadzi do kolejnego punktu bifurkacji rozwiązań. Mogą to być bifurkacje do rozwiązań niestatecznych (rozwiązania nie stacjonarne i nie okresowe) lub do rozwiązań statecznych stacjonarnych. Maksymalna wartość prędkości ruchu, dla której występują rozwiązania stateczne (stacjonarne lub okresowe), nazywana jest prędkością utraty stateczności lub wykolejenia numerycznego v_s . Prędkości tej nie należy jednak utożsamiać z możliwością zaistnienia rzeczywistego wykolejenia. Na rysunku 4 przedstawiono schemat metody tworzenia wykresów bifurkacyjnych. Wyniki symulacji ruchu zobrazowane w postaci wykresów **c** i **d** to przemieszczenia poprzeczne pierwszego zestawu kołowego y_p w funkcji czasu (lub drogi). Jeżeli prędkość ruchu jest mniejsza od wartości krytycznej v_n rozwiązania przyjmują charakter stacjonarny (jedna wartość rozwiązania) rys. 4c. Jeżeli zadana prędkość ruchu jest równa lub większa od wartości krytycznej, rozwiązania mogą przyjąć charakter okresowy (cykl graniczny) rys. 4d. Z wykresów $y_p=f(t)$ odczytywane są wartości maksymalne przemieszczeń poprzecznych zestawu kołowego $|y_p|_{\max}$, które przedstawione w funkcji prędkości ruchu tworzą wykres 4a oraz wartości międzyszczytowe tych przemieszczeń WMS , które wyrażone również w funkcji prędkości tworzą wykres 4b. Para wykresów **a** i **b** stanowi tzw. mapę stateczności ruchu i została przyjęta jako forma prezentacji wyników badań. Przemieszczenia poprzeczne zestawu kołowego przedstawione na rysunku 4 **c** i **d**, uzyskane zostały z symulacji ruchu po trasie złożonej z odcinka toru prostego, krzywej przejściowej i łuku kołowego o promieniu $R = 2000$ m. Konieczność stosowania trasy złożonej wynikała z tego, że model utworzony w programie VI-Rail nie startuje z obliczeniami na łuku. Obliczenia można zainicjować tylko na torze prostym a zatem chcąc obserwować rozwiązania na łuku, na trasie musi znajdować się krzywa przejściowa. Przejazd przez krzywą przejściową stanowi jednocześnie zadanie warunków początkowych dla rozwiązań na łuku. W badaniach na torze prostym warunki początkowe zadawane są poprzez przejazd przez nierówność poprzeczna występującą na torze. Wszystkie zestawy kołowe zostają wówczas wytrącone z położenia równowagi. Nałożenie warunków początkowych jest konieczne do zainicjowania rozwiązań okresowych (drgań

samowzbudnych w układzie rzeczywistym) dla układów o tzw. sztywnym pobudzeniu, do których należy właśnie badany tutaj model.



Rys. 4. Schemat metody tworzenia wykresów bifurkacyjnych

Niezerowe przemieszczenia poprzeczne zestawu kołowego w łuku dla przypadku rozwiązań stacjonarnych (rys. 4c), wynikają z braku równowagi sił poprzecznych działających na pojazd. Działające w płaszczyźnie toru składowa siły odśrodkowej i składowa siły grawitacji wynikająca z zastosowanej przechyłki toru nie są sobie równe. Również sam ruch po łuku wymusza asymetrię przemieszczeń poprzecznych zestawów kołowych.

Badania wykonano na trasach o kilku wybranych promieniach łuków i torze prostym ($R = \infty$). Ze względu na ograniczoną objętość artykułu przedstawiono tylko wyniki uzyskane z symulacji ruchu na torze prostym. Zastosowana przechyłka toru miała wartość zerową. Model jest układem symetrycznym względem pionowej płaszczyzny wyznaczonej osiami x i z zawierającej linię środkową toru a zatem w przypadku występowania rozwiązań stacjonarnych obserwowane rozwiązania dążą do wartości zerowych ($y_p = 0$) a w przypadku rozwiązań okresowych oscylują symetrycznie względem linii zerowej $y_p = 0$ (rys. 7). Oprócz wspomnianej pojedynczej poprzecznej nierówności, tor nie zawiera żadnych innych nierówności (tor gładki).

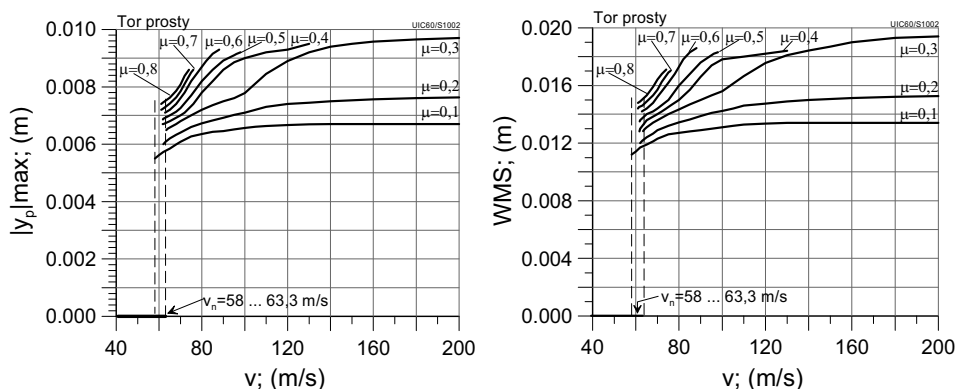
W każdym z badanych przypadków symulacje ruchu rozpoczyna się od małych prędkości (ok. 10 m/s). Występują wówczas wyłącznie rozwiązania stateczne stacjonarne co oznacza, że przy stałej prędkości $y_p = 0 = \text{const.}$ i $WMS = 0$. Ponieważ badania koncentrują

się na określeniu wartości prędkości krytycznej v_n , której najmniejsza wartość pojawiła się przy 58 m/s oraz charakteru rozwiązań w nadkrytycznym zakresie prędkości, wykresy bifurkacyjne pomijają zakres małych prędkości ruchu i w tych badaniach przedstawiają wyniki od 40 m/s.

4. WYNIKI BADAŃ

Wykonano cykl symulacji ruchu po torze prostym (rys. 5). Każda symulacja prowadzona była przy stałej prędkości. W zakresie prędkości do 40 m/s występowały wyłącznie rozwiązania stateczne stacjonarne ($y_p = 0$ i $WMS = 0$). Dlatego przedstawione są wyniki dla prędkości większych od 40 m/s. Dla kolejno zwiększanych wartości współczynnika tarcia koła – szyny od 0,1 do 0,8 z krokiem 0,1, wykonywano serie symulacji ruchu zwiększając w każdej symulacji prędkość. Krok zmian prędkości wynosił typowo 2 m/s. Jednak jeżeli następowała zmiana charakteru rozwiązań lub znaczne różnice wartości rozwiązań w kolejnych symulacjach, krok zmian prędkości zmniejszano do 0,1 m/s. Najmniejsza wartość prędkości krytycznej 58 m/s pojawiła się dla współczynnika tarcia koła-szyny 0,1. Jak można zauważyć w tym przypadku występują również najmniejsze wartości przemieszczeń poprzecznych zestawu kołowego (maksymalnie do ok. 0,0067 m) i wartości międzyszczytowe tych przemieszczeń (ok. 0,0134 m) w porównaniu do wyników uzyskanych dla większych wartości współczynnika tarcia. Zarówno przemieszczenia poprzeczne zestawu kołowego jak i wartości międzyszczytowe rosną w początkowym zakresie prędkości nadkrytycznych a później stabilizują się. Symulacje przerwano przy prędkości przekraczającej 200 m/s pomimo, iż nie pojawiały się rozwiązania niestateczne. Podyktowane jest to faktem, iż badamy tutaj tylko rozwiązania modelu (y_p), który reprezentuje układ rzeczywisty z określonym uproszczeniem (np. nie uwzględnia aerodynamiki obiektu). Prędkości większe od 200 m/s (720 km/h) są zbyt mocno oderwane od rzeczywistych warunków eksploatacji pojazdu szynowego. Nietrudno przytoczyć choćby kilka przyczyn z powodu których rzeczywisty obiekt (wagon 127A) nie może poruszać się z tak dużą prędkością (opory aerodynamiczne, drgania samowzbudne nadwozia, ograniczona dokładność wyważenia kół, komfort pasażerów itp.).

Zwiększenie współczynnika tarcia do 0,2 spowodowało zwiększenie prędkości krytycznej do 62 m/s. Podobnie jak poprzednio $|y_p|_{\max}$ i WMS rosną w początkowym zakresie prędkości nadkrytycznych a następnie stabilizują się. Jednak obie te wielkości są większe niż w poprzednio badanym przypadku. $|y_p|_{\max}$ osiąga 0,0077 m a WMS 0,0154 m. Tutaj również symulacje przerwano przy prędkości 200 m/s pomimo istnienia statecznych rozwiązań układu. Następnie zwiększono współczynnik tarcia do 0,3. Prędkość krytyczna pojawiła się przy 63,3 m/s i była to największa wartość spośród ośmiu badanych tutaj przypadków. Daje się zauważyć łagodny przyrost $|y_p|_{\max}$ i WMS w zakresie prędkości 63,3 ... 100 m/s i znaczne zwiększenie obu wielkości w zakresie prędkości 100 ... 140 m/s. Następnie $|y_p|_{\max}$ stabilizują się na wartości ok. 0,0096 m a WMS na ok. 0,0192 m. Tutaj również symulacje przerwano przy prędkości 200 m/s pomimo występowania rozwiązań statecznych okresowych.



Rys. 5. Wartości maksymalne z bezwzględnych wartości przemieszczeń poprzecznych pierwszego zestawu kołowego ($|y_p|_{\max}$) oraz wartości międzyszczytowe tych przemieszczeń (WMS) w funkcji prędkości ruchu na torze prostym dla współczynników tarcia koła – szyny 0,1 ... 0,8

Zwiększenie współczynnika tarcia do 0,4 spowodowało nieznaczne zmniejszenie wartości prędkości krytycznej do 61,8 m/s w porównaniu z poprzednim przypadkiem. W początkowym zakresie prędkości nadkrytycznych do ok. 110 m/s, $|y_p|_{\max}$ rosła od ok. 0,0067 m do 0,0093 m. W tym samym zakresie prędkości WMS rosła od 0,0134 m do 0,0186 m. Następnie wartości obu wielkości są mniejsze i prędkość 129 m/s jest największą prędkością, dla której uzyskano rozwiązania stateczne. Dla współczynnika tarcia 0,5 prędkość krytyczna nie uległa zmianie i wynosi 61,8 m/s. W tym przypadku również można zaobserwować znaczący przyrost $|y_p|_{\max}$ i WMS w początkowym zakresie prędkości nadkrytycznych. Tutaj jednak maksymalna prędkość, dla której uzyskano rozwiązania stateczne wynosi 98 m/s. Kolejne zwiększenie współczynnika tarcia do 0,6 nieznacznie zwiększyło prędkość krytyczną do 62,8 m/s. Tutaj również można zaobserwować znaczące przyrosty $|y_p|_{\max}$ od 0,0071 m do 0,0094 m i WMS od 0,0142 m do 0,0188 m. Utrata stateczności następuje przy prędkości 89 m/s. Dla dwóch największych badanych wartości współczynnika tarcia 0,7 i 0,8 prędkość krytyczna wynosi 61 m/s. Można tutaj zaobserwować gwałtowne narastanie $|y_p|_{\max}$ i WMS . Jednak utrata stateczności ruchu następuje już przy prędkościach 78 i 75 m/s dla współczynnika tarcia odpowiednio 0,7 i 0,8. Nadkrytyczny zakres statecznych prędkości ruchu jest więc tutaj znacząco zmniejszony.

Zestawienie uzyskanych wyników przedstawiono w tablicy 1. $|y_p|_{\max}$ i WMS w tablicy to maksymalne wartości jakie pojawiły się przy określonym współczynniku tarcia.

Możemy zauważyć, że pewną regularność wykazuje tylko prędkość utraty stateczności v_s . Zmniejsza się wraz ze wzrostem współczynnika tarcia. Prędkość krytyczna v_n zmienia się w zakresie 58 ... 63,3 m/s co wskazuje na umiarkowany i nieregularny wpływ współczynnika tarcia na v_n . Przemieszczenia poprzeczne zestawu kołowego $|y_p|_{\max}$ i WMS początkowo rosły wraz ze wzrostem μ , następnie stabilizują się i wykazują tendencje malejącą przy największych współczynnikach tarcia. Wynika to zapewne ze zmniejszania się zakresu prędkości ruchu, w którym istnieją rozwiązania stateczne.

Tablica 1

Wybrane parametry odczytane z wykresów stateczności ruchu

μ	v_n [m/s]	v_s [m/s]	$ y_p _{\max}$	WMS [m]
0,1	58	> 200	0,0067	0,0134
0,2	62	> 200	0,0077	0,0154
0,3	63,3	> 200	0,0096	0,0192
0,4	61,8	129	0,0093	0,0186
0,5	61,8	98	0,0092	0,0183
0,6	62,8	89	0,0094	0,0188
0,7	61	78	0,0086	0,0169
0,8	61	75	0,0086	0,0171

Dla nominalnych (nie zużytych) profili kół i szyn luz poprzeczny w układzie zestaw kołowy – tor wynosi 0,01 m [7]. Oznacza to, że zestaw może przemieszczać się poprzecznie w zakresie $\pm 0,005$ m tocząc się na „stożkowej” powierzchni koła. Większe przemieszczenia poprzeczne powodują, że punkt kontaktu koła z szyną przemieszcza się na obrzeże koła powodując jego wspinanie się na główkę szyny. Zjawisko to stanowi bezpośrednie zagrożenie wykolejenia pojazdu. Jak można zaobserwować w tablicy 1, $|y_p|_{\max}$ dla rozwiązań okresowych mogą przekraczać 0,009 m. Oznacza to bardzo wysoki wjazd obrzeża koła na główkę szyny. Pojawia się więc pytanie – czy wyznaczana tutaj prędkość maksymalna, dla której istnieją rozwiązania stateczne v_s nie jest determinowana przez inne kryteria warunkujące ruch stateczny? Może się bowiem okazać, że mówienie o ruchu statecznym w tego typu badaniach ma sens wyłącznie z punktu widzenia analizy zjawiska generowania się drgań samowzбудnych w układzie i klasyfikowania rozwiązań układu jako stateczne lub niestateczne tylko pod względem formalizmu przyjętego w metodzie.

Aby udzielić chociaż częściowej odpowiedzi na tak postawione pytanie wykonano badania, których celem było sprawdzenie czy spełniane są inne warunki ruchu statecznego. Zawężono tutaj rozumienie pojęcia ruchu stateczny zakładając, że warunkuje ono możliwość istnienia ruchu bezpiecznego. Wydaje się rzeczą oczywistą, że badanie ruchu w kategoriach bezpieczeństwa wymaga spełnienia warunku koniecznego jakim jest jego stateczność. Od ponad stu lat znane jest i powszechnie używane do dziś kryterium bezpieczeństwa przed wykolejeniem wprowadzone przez Nadalę (kryterium Nadalę). Odnosi się ono w sposób bezpośredni do bezpieczeństwa przed wykolejeniem. Ocena możliwości ruchu bezpiecznego sprowadza się do wyznaczenia maksimum ilorazu siły prowadzącej Y do siły pionowej Q (rys. 6). W zredukowanym do punktu obszarze styku obrzeża koła z szyną, koło naciska na główkę szyny siłą, której składowe stanowią: Q (składowa pionowa) i Y (składowa poprzeczna). Szyna oddziałuje na koło siłą, której składowe stanowią: N (składowa nacisku, prostopadła do prostej s - s stycznej do obszaru kontaktu) i μN (składowa styczna do obszaru kontaktu wynikająca z siły tarcia). Rozpatrując układ w warunkach statycznych można zapisać warunek równowagi sił na kierunku osi y i z :

$$\sum F_y: Y - N \cos(90^\circ - \gamma) + \mu \cdot N \cos \gamma = Y - N \sin \gamma + \mu \cdot N \cos \gamma = 0 \quad (1)$$

$$\sum F_z: Q - N \sin(90^\circ - \gamma) - \mu \cdot N \sin \gamma = Q - N \cos \gamma - \mu \cdot N \sin \gamma = 0 \quad (2)$$

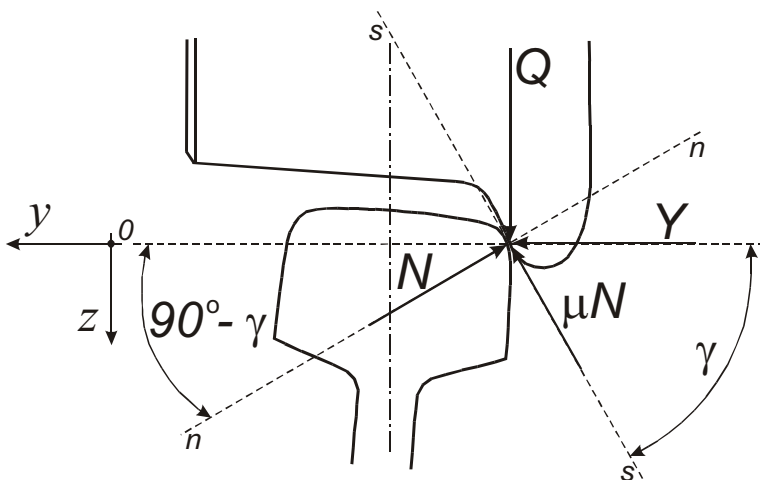
Iloraz sił Y i Q określany w literaturze mianem współczynnik wykolejenia (derailment ratio) przyjmuje więc wartość:

$$\frac{Y}{Q} = \frac{N \sin \gamma - \mu \cdot N \cos \gamma}{N \cos \gamma + \mu \cdot N \sin \gamma} = \frac{\operatorname{tg} \gamma - \mu}{1 + \mu \cdot \operatorname{tg} \gamma} \quad (3)$$

gdzie:

γ - kąt pochylenia obrzeża koła

μ - współczynnik tarcia pomiędzy kołem i szyną



Rys. 6. Siły działające w obszarze kontaktu koło – szyna

Widzimy więc, że to kryterium, warunek bezpiecznego (statecznego) ruchu w sposób ścisły uzależnia od dwóch wielkości: kąta pochylenia obrzeża koła γ i współczynnika tarcia μ . Użyte w badaniach nominalne profile kół S1002 mają kąt pochylenia obrzeża $\gamma = 70^\circ$. Podstawiając tą wartość do wzoru (3), można policzyć wartości Y/Q dla poszczególnych badanych w pracy wartości współczynnika tarcia μ . Wyniki zestawiono w tablicy 2.

$$\frac{Y}{Q} = \frac{\operatorname{tg} 70^\circ - \mu}{1 + \mu \cdot \operatorname{tg} 70^\circ} \quad (4)$$

Tablica 2

Badane wartości współczynników tarcia i odpowiadające im ilorazy Y/Q

μ	0,1	0,2	0,3	0,4	0,5	0,6	0,7	0,8
$(Y/Q)_{\min}$	2,08	1,65	1,34	1,12	0,95	0,81	0,70	0,61

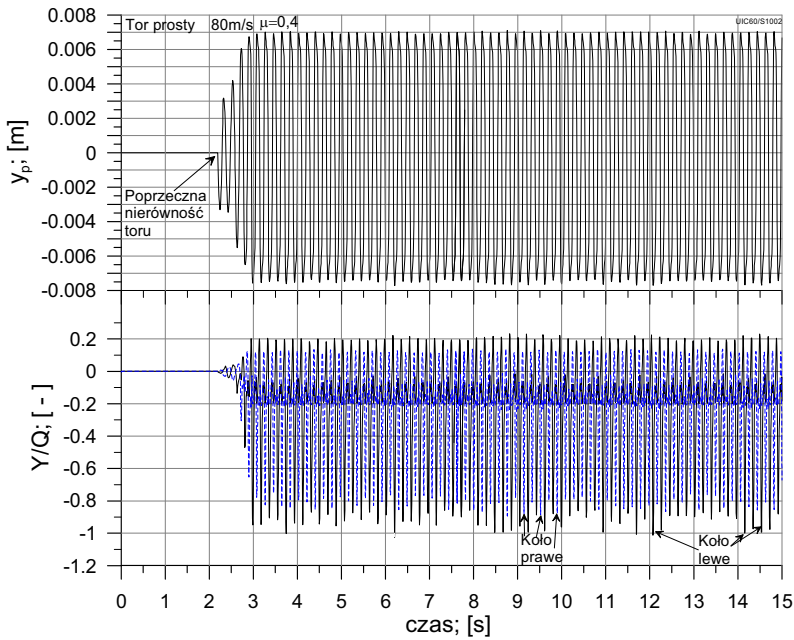
Policzone w tablicy 2 wartości Y/Q stanowią minimum z wartości dopuszczalnych tego parametru dla określonych warunków ruchu. Oznaczmy je umownie $(Y/Q)_{\min}$. Wynika to

z przyjętego założenia, że siła tarcia rozwijana jest w warunkach statycznych w jednym kierunku (wzdłuż prostej $s-s$). Podczas ruchu w układzie rzeczywistym koło – szyna w każdych warunkach występują poślizgi wzdłużne. Mamy więc w obszarze kontaktu tarcie kinetyczne, któremu dla określonego stanu powierzchni kół i szyn odpowiada mniejszy współczynnik tarcia. Oznacza to, że w warunkach ruchu będzie możliwość dopuszczenia większych wartości Y/Q od tych wyznaczonych w warunkach statycznych.

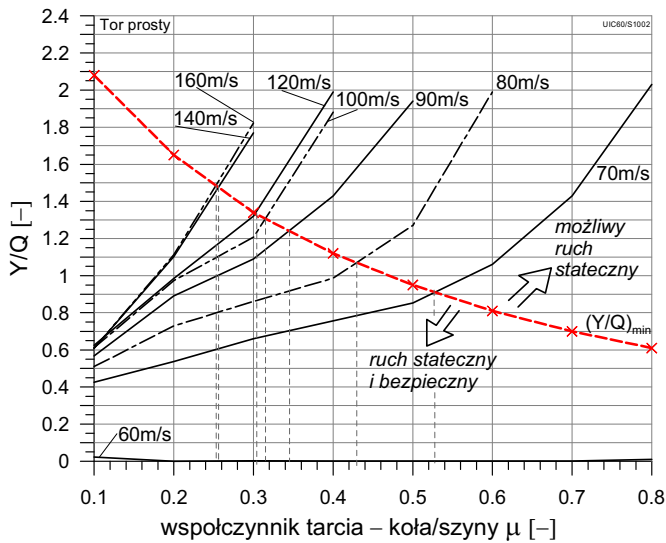
W celu porównania policzonych w tablicy 2 wartości Y/Q z tymi, które występują w czasie ruchu modelu z prędkością nadkrytyczną po torze prostym, wykonano szereg symulacji. Dla poszczególnych badanych wartości współczynników tarcia obserwowano wartości Y/Q dla lewego i prawego koła pierwszego zestawu kołowego. Przykładowa postać wyników symulacji dla $\mu = 0,4$ i prędkości $v = 80$ m/s przedstawiona jest na rysunku 7.

Można zauważyć, że po przejechaniu przez nierówność poprzeczną toru (wprowadzona w celu zadania warunków początkowych) pojawiają się rozwiązania okresowe. Przemieszczenia poprzeczne zestawu kołowego y_p narastają od 0 do ponad $\pm 0,007$ m. W tym samym czasie współczynnik Y/Q rośnie od bardzo małych wartości do ok. -1 . Znak ujemny ma charakter umowny. Wynika tutaj z przyjętych kierunków osi poprzecznej y układów współrzędnych związanych z punktami styku kół z szynami w narzędziu symulacyjnym VI-Rail. Kierunek i wartość siły Y zależą od składowych siły nacisku N , siły tarcia w obszarze kontaktu μN i dla dodatnich wartości kąta nabiegania (zestawy obracają się wokół osi pionowej z) siły poprzecznej Y mogą przyjmować wartości ujemne na kole lewym i prawym. Do analiz przyjmuje się najczęściej wartość bezwzględną Y/Q i w badaniach również będziemy przyjmować $|Y/Q|$. Uwagę zwracają również nieco mniejsze wartości Y/Q dla koła prawego (linia przerywana) niż dla koła lewego (linia ciągła) w tych samych przedziałach czasowych. Zauważamy również, że dla prawie stałych wartości maksymalnych przemieszczeń poprzecznych zestawu kołowego $|y_p|_{\max}$, szczytowe wartości Y/Q mogą się zmieniać w zakresie $0,8 \dots 1,0$. Przyczyną takiego stanu może być specyfika badań realizowanych na modelach dyskretnych określaną mianem „kroku tablicowania wyników obliczeń”. Polega ona na zapisie wyników dla regularnych przyrostów parametru niezależnego (tutaj jest to czas). Jeżeli wyniki stanowią rozwiązania okresowe i częstość tablicowania wyników stanowi wielokrotność częstości rozwiązań to może zaistnieć sytuacja, w której pewne wartości rozwiązań (np. maksymalne) nie będą zapisywane. Efekt wizualny (na wykresie) przejawiał się będzie zróżnicowaniem wartości rozwiązań (które powinny być równe ze względu na symetrię układu) lub brakiem symetrii rozwiązań.

Dla każdej badanej wartości współczynnika tarcia μ wykonano symulacje ruchu z prędkościami: 50, 60, 70, 80, 90, 100, 120, 140, 160 m/s. Wyniki przedstawiono na rys. 8. Prędkości krytyczne v_n wyznaczone w poprzednich badaniach (tablica 1) w zależności od współczynnika tarcia zmieniały się od 58 m/s (dla $\mu = 0,1$) do 63,3 m/s (dla $\mu > 0,1$). Dla prędkości ruchu mniejszych od v_n kiedy występują rozwiązania stateczne stacjonarne (tutaj 50 i 60 m/s) wartości Y/Q są tak małe, że w przyjętej skali osi rzędnych praktycznie pokryły się z osią odciętych. Dla większych prędkości ($v \geq 70$ m/s) widzimy, że wraz ze wzrostem współczynnika tarcia rosną wartości Y/Q . Przy stałych wartościach μ wartości Y/Q rosną wraz ze wzrostem prędkości ruchu. Następnie na wykres wyników symulacji naniesiono wartości współczynnika wykolejenia $(Y/Q)_{\min}$ policzone w tablicy 2. Wyznaczyły one linie, która przecina linie wyników dla poszczególnych prędkości w jednym punkcie.



Rys. 7. Przemieszczenia poprzeczne pierwszego zestawu kołowego y_p i współczynnik wykołnienia Y/Q w funkcji czasu. Ruch po torze prostym z prędkością 80 m/s



Rys. 8. Wpływ współczynnika tarcia koła – szyny na współczynnik wykołnienia Y/Q dla wybranych pod- i nadkrytycznych wartości prędkości ruchu

Rzędna każdego punktu przecięcia określa dopuszczalną wartość Y/Q przy maksymalnej wartości współczynnika tarcia wyznaczonej przez odciętą punktu. Można więc przyjąć, że dla mniejszych wartości μ od tych wyznaczonych przez odciętą każdego punktu przecięcia ruch jest stateczny i bezpieczny. Dla współczynników tarcia większych od odciętej punktu przecięcia, przy których współczynnik Y/Q osiąga wartość większą od $(Y/Q)_{\min}$ możemy powiedzieć, że ruch jest stateczny (utrzymują się rozwiązania stacjonarne lub okresowe) ale nie jest spełnione kryterium Nadala bezpieczeństwa przed wykolejeniem.

5. WNIOSKI

Stan powierzchni tocznych kół i szyn reprezentowany w obliczeniach przez współczynnik tarcia koła – szyny μ w sposób znaczący wpływa na stateczność i bezpieczeństwo ruchu modelu pojazdu. Najbardziej korzystne własności modelu uwidaczniają się dla małych wartości współczynnika tarcia $0,1 < \mu < 0,3$. Przy analogicznych prędkościach występują wówczas najmniejsze wartości $|y_p|_{\max}$ i WMS w porównaniu do tych dla większych μ . Również zakresy prędkości, w których występują rozwiązania stateczne są dla małych μ największe. Sytuacja zagrożenia utraty stateczności może zaistnieć w przypadku gwałtownego wzrostu wartości μ . Na przykład ruch z prędkością 100 m/s jest stateczny dla $\mu \leq 0,4$ (rys. 5). Wzrost μ do 0,5 lub więcej powoduje przejście do rozwiązań niestatecznych. Dla dużych wartości μ znacznemu zmniejszeniu ulegają zakresy prędkości, w których istnieją rozwiązania stateczne. W takich warunkach samo osiągnięcie prędkości krytycznej może oznaczać przejście do rozwiązań niestatecznych przy niewielkim wzroście μ . Należy zaznaczyć, że $\mu = 0,8$ nie jest największą wartością jaka może wystąpić w kontakcie koło – szyna.

Przyjęcie do oceny stateczności ruchu kryterium bezpieczeństwa przed wykolejeniem wprowadza pierwiastek użyteczny do uzyskanych wyników badań. Można bowiem wyznaczyć obszar rozwiązań, w którym ruch jest stateczny i bezpieczny. Maksymalne wartości współczynnika tarcia, przy których możliwy jest ruch stateczny i bezpieczny z określoną prędkością (odczytane z rysunku 8) zestawiono w tabelicy 3.

Tabela 3

Prędkości ruchu i odpowiadające im maksymalne wartości współczynników tarcia koła-szyny dla ruchu statecznego i bezpiecznego

v [m/s]	70	80	90	100	120	140	160
μ	ok. 0,53	ok. 0,43	ok. 0,34	ok. 0,32	ok. 0,3	ok. 0,25	ok. 0,24

Widzimy więc, że spełnienie kryterium bezpieczeństwa przy dużych prędkościach wymaga obniżenia wartości współczynnika tarcia. Istnieją techniczne możliwości nanoszenia środków smarnych na obrzeża kół i znaczną redukcję μ . Należy jednak mieć na uwadze fakt, że rozważamy tutaj zachowanie pojazdu nietrakcyjnego. W przypadku pojazdu trakcyjnego obniżenie μ wiąże się z ograniczeniem możliwości rozwinięcia odpowiednio dużych sił trakcyjnych. W każdego typu pojeździe obniżenie μ powoduje redukcje sił hamo-

wania i (bardzo szkodliwą) możliwość zablokowania kół podczas hamowania. Na zakończenie należy wspomnieć, że oprócz sprawdzonego tutaj kryterium Nadal istnieją inne kryteria warunkujące ruch bezpieczny. Uwzględniają one np. możliwość bocznego przesunięcia toru na skutek zbyt dużych sił poprzecznych wywieranych przez pojazd (kryterium Prud'homme). Kryterium oddziaływania pojazdu na tor w kierunku pionowym [6, 7] wynikające z ograniczonej możliwości rozwinięcia siły pionowej Q (ograniczenie najczęściej do 200 kN). Kryterium bezpieczeństwa przed wykolejeniem wynikające z odciążenia koła na skutek wichrowatości pojazdu i toru. Sprawdzenie spełnienia tych kryteriów stanowi osobne zadania badawcze.

Bibliografia

1. Dusza M., Zboiński K.: Bifurcation approach to the stability analysis of rail vehicle models in a curved track, *The Archives of Transport*, volume XXI, issue 1-2, pp. 147-160, Warsaw 2009.
2. HyunWook Lee, Corina Sandu Carvel Holton: Dynamic model for the wheel-rail contact friction, *Vehicle System Dynamics*, vol. 50, No. 2, February 2012, pp. 299-321.
3. Kalker, J.J.: A fast algorithm for the simplified theory of rolling contact. *Vehicle System Dynamics*, vol. 11, 1982, pp. 1-13.
4. Norma EN 14363 – 2005.
5. Olofsson U., Zhu Y., Abbasi S., Lewis R., Lewis S.: Tribology of the wheel-rail contact – aspects of wear, particle emission and adhesion, *Vehicle System Dynamics*, vol. 51, No. 7, July, 2013, pp. 1091-1120.
6. Sobaś M.: Stan doskonalenia kryteriów bezpieczeństwa przed wykolejeniem pojazdów szynowych, *Pojazdy Szynowe 4/2005*, str. 1-13.
7. Sysak J.: *Drogi kolejowe*, PWN, Warszawa 1986.
8. Vollebregt E. A. H., Iwnicki S. D., Xie G., Shackleton P.: Assessing the accuracy of different simplified frictional rolling contact algorithms, *Vehicle System Dynamics*, vol. 50, No.1, January 2012, pp. 1-17.
9. Zboiński K., Dusza M.: Development of the method and analysis for non-linear lateral stability of railway vehicles in a curved track, *Proceedings of 19th IAVSD Symposium, Milan 2005*, supplement to *Vehicle System Dynamics*, vol. 44, 2006, pp. 147-157.
10. Zboiński K., Dusza M.: Self-exciting vibrations and Hopf's bifurcation in non-linear stability analysis of rail vehicles in curved track, *European Journal of Mechanics, Part A/Solids*, vol. 29, no. 2, pp. 190-203, 2010.
11. Zboiński K., Dusza M.: Extended study of rail vehicle lateral stability in a curved track, *Vehicle System Dynamics*, vol. 49, No. 5, May 2011, pp. 789-810.
12. Zboiński K.: *Nieliniowa dynamika pojazdów szynowych w łuku*, Wydawnictwo Naukowe Instytutu Technologii Eksploatacji – Państwowego Instytutu Badawczego, Warszawa – Radom 2012.

THE ENVIRONMENT FACTORS INFLUENCE ON RAIL VEHICLE MODEL STABILITY AND SAFETY

Summary: The wheels and rails surface conditions influence on rail vehicle stability and safety of motion is considered in the paper. Almost all of the environment conditions have influence on wheels and rails state and this way on the wheel-rail contact properties. The coefficient of friction represents the wheels and rails surfaces conditions in theoretical investigations usually. 4-axle rail vehicle model was created with use of engineering software VI-Rail. Stability of motion researches based on bifurcation method for wide range of wheel-rail coefficient of friction values were executed. Comparison of results to commonly used safety against derailment criterion is show.

Keywords: railway vehicle, coefficient of friction, critical velocity, Nadal criterion