PROBLEMY KOLEJNICTWA
RAILWAY REPORTS Zeszyt/Issue 178 (marzec/March 2018) ISSN 0552-2145 (print) ISSN 2544-9451 (on-line)

Wykorzystanie MES do modelowania zawieszenia nadwozia wagonu towarowego

Michał OPALA[1], Seweryn KOZIAK[2]

Streszczenie
W artykule przedstawiono model zawieszenia wagonu towarowego z wykładziną cierną z tworzywa sztucznego, przenoszącą obciążenia pionowe i poprzeczne występujące pomiędzy nadwoziem i wózkiem w gnieździe czopa skrętu. Model kontaktu wykładziny ciernej z gniazdem i czopem skrętu opracowano za pomocą metody elementów skończonych (MES) z uwzględnieniem geometrycznego kształtu kontaktu konforemnego niegładkich i odkształcalnych powierzchni kulistych. Model ten połączono z modelem wieloczłonowym pojazdu szynowego. Walidację modelu przeprowadzono na podstawie wyników pomiarów, wykonanych urządzeniem do wyznaczania momentu oporowego wózka pojazdu szynowego.

Słowa kluczowe: wykładzina cierna, oddziaływania mechaniczne między nadwoziem i wózkiem, wagon towarowy, badania symulacyjne

1. Wprowadzenie

W ciągu ostatnich lat operatorzy taboru towarowego w szerokim zakresie wykorzystują niemetaliczne wykładziny cierne wykonane z różnych materiałów takich, jak tworzywa polimerowe ze środkami modyfikującymi lub kompozyty na bazie żywicy. Mają one wiele zalet takich, jak niższy koszt produkcji i eksploatacji w porównaniu do części metalowych, a także możliwość dopasowania właściwości ciernych bez użycia smarów. Ich wadą jest większa podatność na uszkodzenia w niekorzystnych warunkach eksploatacji. Zależnie od materiału, możliwe są takie negatywne zjawiska jak: wystąpienie trwałych odkształceń poniżej granicy plastyczności (płynięcia na zimno) podczas większych obciążeń ściskających, zwiększona podatność na pęknięcia i zmiana właściwości ciernych w niskich temperaturach, niska odporność na zużycie i zmiany właściwości mechanicznych w wysokich temperaturach [1], tworzenie izolacji elektrycznej nadwozia pojazdu, co prowadzi do gromadzenia się ładunku elektrycznego. Niekorzystne warunki eksploatacji tych elementów mogą przyczynić się do nieprzewidzianego skrócenia czasu ich zdatności i w konsekwencji do poważniejszej awarii. W przypadku wagonu towarowego, uszkodzenie wykładziny ciernej w gnieździe skrętu wskutek nadmiernego zużycia lub rozerwania materiału (rys. 1), prowadzi do zmniejszenia prześwitu między wózkiem i nadwoziem. W wyniku zmniejszenia prześwitu może dojść do bezpośredniego zetknięcia się nadwozia pojazdu ze stalową częścią czopa skrętu oraz zwiększenia sił pionowych w miejscach, gdzie znajdują się ślizgi boczne, co wywołuje znaczne zwiększenie momentu oporowego wózka (w przybliżeniu, co najmniej dwukrotne) i zwiększenie wartości sił oddziaływania między kołami pojazdu i torem. W skrajnych przypadkach zwiększony moment oporowy wózka może przyczynić się do wykolejenia pojazdu.

Rys. 1. Widok zużytej wykładziny gniazda skrętu [2]

Zadaniem wykładziny gniazda skrętu wagonu jest utrzymanie stałych warunków tarcia w czasie względ-

[1] Dr inż.; Politechnika Warszawska, Wydział Transportu; e-mail: opala@wt.pw.edu.pl.
[2] Mgr inż.; Politechnika Warszawska, Wydział Transportu.

nego ruchu obrotowego między nadwoziem i wózkiem. Warunki tarcia zależą głównie od rodzaju materiału wykładziny i użytych domieszek, a także od obecności ewentualnych zanieczyszczeń i uszkodzeń. W stanie nominalnym, współczynnik tarcia między wykładziną z tworzywa sztucznego i powierzchnią stalową ma z reguły znacznie niższą wartość niż współczynnik tarcia między powierzchniami stalowymi.

Badania typowego elementu pojazdu kolejowego, jakim jest wykładzina czopa skrętu, są objęte ogólnymi wymaganiami określonymi w rozporządzeniach [8, 9]. Zakres badań przed wprowadzaniem do eksploatacji powinien obejmować:

1. Sprawdzenie zgodności wykonania z wymaganiami technicznymi wykonania i odbioru, dokumentacją konstrukcyjną oraz z wymaganiami określonymi w odpowiednich polskich lub europejskich normach dla pojazdów kolejowych, ich zespołów, podzespołów i elementów.
2. Sprawdzenie świadectw jakości, atestów, wyników odbiorów jakościowo-technicznych zastosowanych zespołów, podzespołów, elementów i materiałów.
3. Sprawdzenie jakości zabudowy oraz stanu powierzchni wykładziny.
4. Pomiar momentu skrętnego (oporowego) wózka dla wagonu próżnego w stanie nowym oraz dla wagonu próżnego i ładownego po sześciu miesiącach eksploatacji.
5. Pomiar zużycia wykładziny (geometrycznego kształtu powierzchni) po osiągnięciu przebiegu testowego.
6. Próby nabiegania wagonu.

W praktyce badania są prowadzone według przepisów określonych w Karcie UIC 510-1 [10], normie PN-EN 14363 [5] oraz technicznej specyfikacji interoperacyjności podsystemu „Tabor – wagony towarowe" (TSI WAG) [7]. Ogólne wymagania konstrukcyjne opisane są w dokumencie [6].

W artykule przedstawiono model zawieszenia pojazdu towarowego, w którym uwzględniono wykładzinę cierną, wykonaną z tworzywa sztucznego, jako elementu, który przenosi obciążenia pionowe i poprzeczne występujące między nadwoziem i wózkiem w gnieździe czopa skrętu. Model kontaktu wykładziny ciernej z gniazdem i czopem skrętu przygotowano za pomocą metody elementów skończonych (rys. 2), w modelu uwzględniono geometryczny kształt kontaktu konforemnego niegładkich powierzchni kulistych podatnych na odkształcenie.

Przyjęto, że zakres odkształceń materiału wykładziny jest mniejszy od 5–10%, a charakterystyka liniowo-sprężysta jest wystarczająco dokładna w tym zakresie do opisu tego materiału. Siatka modelu MES składa się z kilkudziesięciu tysięcy węzłów, natomiast obszar kontaktu zawiera 1089 współpracujących par węzłów na powierzchni wykładziny i gniazda. Do obliczenia momentu tarcia pary ciernej wykorzystano język skryptowy APDL programu *Ansys Mechanical*. Model kontaktu wykładziny i gniazda skrętu połączono z autorskim modelem wieloczłonowym pojazdu szynowego. Model wagonu towarowego w postaci układu wieloczłonowego zbudowano na podstawie danych technicznych wagonu typu Eaos wyposażonego w wózki typu Y25 (25TN). Wagon ten jest przeznaczony do przewozu towarów sypkich takich, jak węgiel, piasek, ruda, kruszywo, a także do przewozu ładunków skupionych, niewrażliwych na oddziaływania atmosferyczne. Załadunek wagonu odbywa się ręcznie lub mechanicznie za pomocą czerpaków, taśmociągów lub suwnic. Rozładunek odbywa się ręcznie przez drzwi boczne lub mechanicznie za pomocą czerpaków lub na wywrotnicach wagonowych. Zgodnie z przeznaczeniem konstrukcyjnym, pojazd wyposażony w wózki Y25Lsd lub Y25Lsd1 może poruszać się w reżimie ruchu S i SS z obciążeniami do 20 ton na oś i 22,5 ton na oś z maksymalnymi prędkościami eksploatacyjnymi odpowiednio 120 km/h i 100 km/h.

Rys. 2. Siatka modelu MES gniazda skrętu z wykładziną cierną [opracowanie własne]

Nadwozie wagonu posadowione jest na wózkach za pośrednictwem centralnych gniazd skrętu z wykładziną cierną, które przenoszą 70% ciężaru wagonu. Pozostałe 30% ciężaru wagonu przenoszą sprężyste ślizgi boczne, które również mają elementy cierne (rys. 3). Ślizgi te są w stałym kontakcie z nadwoziem pojazdu gdyż element sprężysty ślizgu ma napięcie wstępne.

Rys. 3. Połączenie nadwozia i ramy towarowego pojazdu szynowego: 1) czop skrętu, 2) gniazdo skrętu, 3) sworzeń, 4) ślizg boczny [opracowanie własne na podstawie dokumentacji technicznej]

2. Dobór parametrów modeli

Parametry materiału wykładziny polimerowej przyjęto na podstawie danych udostępnionych przez jednego z producentów i porównano z parametrami stali (tabl. 1).

Tablica 1

Parametry materiałów

Parametr	Materiał 1 – stal	Materiał 2 – wykładzina polimerowa
Gęstość [kg m^{-3}]	7850	1146
Moduł sprężystości (styczny) [MPa]	200 000	3400
Moduł sprężystości przy ściskaniu [MPa]	200 000	2290
Liczba Poissona	0,3	0,4
Moduł Helmholtza (współczynnik sprężystości objętościowej) [MPa]	166 670	3816
Moduł Kirchhoffa (moduł sprężystości poprzecznej) [MPa]	76 923	817
Granica sprężystości [MPa]	250	66
Wytrzymałość na ściskanie [MPa]	250	99

Jedną z podstawowych funkcji wykładziny gniazda skrętu wagonu jest utrzymanie stałych warunków tarcia w czasie względnego ruchu obrotowego między nadwoziem i wózkiem. Wartość nominalnego momentu tarcia jest kompromisem pomiędzy wymaganiami dotyczącymi stateczności pojazdu a właściwościami pokonywania toru zakrzywionego o niewielkim promieniu krzywizny [3, 12].

Wielkość maksymalnego momentu tarcia w ciernym połączeniu kulistym może być wyznaczona ze wzoru:

$$M = \int_{\theta_0}^{\theta_1} R\sin(\theta)\mu \mathrm{d}N, \tag{1}$$

gdzie:
- μ – współczynnik tarcia,
- R – promień krzywizny,
- θ – kąt nachylenia promienia krzywizny względem osi pionowej,
- $\mathrm{d}N$ – różniczka siły normalnej na powierzchni styku w postaci:

$$\mathrm{d}N = \sigma(\theta)2\pi R\sin R\mathrm{d}\theta. \tag{2}$$

gdzie: σ – funkcja ciśnienia kontaktowego. Ostatecznie wielkość maksymalnego momentu tarcia przy danym obciążeniu może być przedstawiona jako:

$$M = f\mu N, \tag{3}$$

gdzie:
- f – współczynnik kształtu w danym połączeniu konforemnym,
- N – siła normalna.

Współczynnik kształtu f we wzorze (3) może być wyznaczony różnymi metodami. Wartość tego współczynnika uzyskana numerycznie za pomocą metody MES wynosi średnio f = 0,09 (polimer – stal) oraz f = 0,11 (stal – stal). W rozwiązaniach analitycznych opartych na teorii Hertza uzyskane wartości są nieco wyższe, zakres tych wartości to f = 0,12–0,17.

Do wyznaczenia współczynnika f, należało znaleźć, za pomocą modelu MES zbudowanego w programie Ansys, rozkład ciśnienia kontaktowego pomiędzy współpracującymi powierzchniami. Model ten

uwzględnia występowanie kontaktu konforemnego w obecności tarcia. Następnie wyznaczono maksymalny moment tarcia, sumując dla każdego elementu kontaktowego powierzchni odpowiednie iloczyny odległości od osi obrotu, elementarnej siły normalnej działającej na każdy element i zadanego współczynnika tarcia. Współczynnik f wyznaczono z przekształcenia wzoru (3). Wyniki otrzymane z modelu MES zweryfikowano na podstawie pomiarów wykonanych na stanowisku do badania momentu oporowego wózka (rys. 4). Procedura badawcza opisana jest m.in. w normie [5], jako jedna z metod badania bezpieczeństwa przeciw wykolejeniu. Kąt obrotu wózka wyznacza się z zależności:

$$\varphi = \frac{a^*}{R} + \frac{0{,}02}{2a^+} \quad [\text{rad}], \tag{4}$$

gdzie:
- a^* – rozstaw czopów skrętu,
- $2a^+$ – rozstaw zestawów kołowych w wózku,
- R – minimalny promień łuku, po którym wagon może przejeżdżać (R = 35 m).

Pomiar jest wykonywany dla wagonu w stanie próżnym i ładownym, przy prędkości kątowej 1,0 [°/s], albo mniejszej [10].

Działanie stanowiska pomiarowego, polegające na obracaniu wózka pojazdu względem nadwozia w osi pionowej z odpowiednią prędkością i rejestrowaniu momentu oporowego, odwzorowano za pomocą modelu wieloczłonowego, który opisuje stanowisko wraz z pojazdem szynowym (rys. 4).

Model wagonu towarowego ma 30 stopni swobody, odpowiednie elementy pojazdu w postaci brył sztywnych połączone są za pomocą elementów sprężystych i tłumiących, w tym również par ciernych z tarciem suchym pomiędzy wózkami i nadwoziem. Parametry par ciernych przyjęto na podstawie obliczeń uzyskanych z modelu MES, natomiast do opisu tarcia suchego w zawieszeniu pojazdu wykorzystano model LuGre [1].

3. Analiza symulacyjna

W analizie wzięto pod uwagę dwa przypadki obciążenia zewnętrznego. W pierwszym przypadku obciążeniem jest siła pionowa pochodząca od ciężaru nadwozia wagonu, w drugim przypadku oprócz ciężaru dodatkowo wzięto pod uwagę siłę poprzeczną wynikającą z dynamicznych oddziaływań w czasie jazdy po łuku lub po torze z poprzecznymi nierównościami.

Ze względu na układ geometryczny toru i prędkość jazdy, maksymalne dopuszczalne niezrównoważone przyspieszenie poprzeczne (o charakterze quasistatycznym) nadwozia pojazdu wynosi 0,72 m/s^2 [8], przy czym w praktyce wartość ta może być większa bez negatywnych konsekwencji dla bezpieczeństwa jazdy [4]. W zależności od jakości utrzymania toru ze względu na jego nierówności geometryczne, wartości mierzonych przyspieszeń mogą być znacznie większe. Norma [5] dopuszcza występowanie maksymalnego estymowanego przyspieszenia poprzecznego w nadwoziu załadowanego pojazdu towarowego na poziomie 2,5–3,5 m/s^2. Przyspieszenia te mają postać sygnału o charakterze losowym, powodują one powstawanie cyklicznych obciążeń elementów zawieszenia pojazdu. W niniejszej analizie obliczenia prowadzono przy założeniu, że wartość estymowana niezrównoważonego przyspieszenia poprzecznego wynosi 1,2 m/s^2. W przypadku załadowanego nadwozia wagonu towarowego (ciężar nadwozia 70 ton) odpowiada to wartości siły poprzecznej na poziomie 84 kN, siła ta musi być przeniesiona na wózki za pośrednictwem gniazd skrętu wagonu.

Wykorzystano metodę MES do analizy oddziaływań mechanicznych pary ciernej gniazda skrętu wagonu towarowego. Na rysunku 5 przedstawiono wyniki dotyczące efektów oddziaływań przy nominalnym nacisku pionowym pochodzącym od ciężaru nieruchomego, załadowanego nadwozia: na rysunku 5a jest widoczny rozkład ciśnienia kontaktowego, natomiast na rysunku 5b odkształcenie całkowite (wartość wypadkowa odkształcenia mierzonego w trzech wymiarach).

Rys. 4. Przykład charakterystyki momentu tarcia między wózkiem i załadowanym nadwoziem w funkcji kąta obrotu wózka względem osi pionowej (prędkość pomiarowa ω = 1 [°/s] oraz widok modelu pojazdu podczas obracania wózka [opracowanie własne]

Rys. 5. Wykładzina polimerowa osadzona bez luzu, współczynnik tarcia μ = 0,1, składowe obciążenia Fz = 350 kN, Fy = 0; a) maksymalne ciśnienie kontaktowe 15,8 MPa, b) maksymalne odkształcenie całkowite 0,76 mm [opracowanie własne]

Rozkłady te są prawie symetryczne z wyraźnie zaznaczoną koncentracją oddziaływań w obszarze sąsiadującym z otworem. W tym obszarze występuje maksymalne ciśnienie kontaktowe rzędu 15,8 MPa (kolor czerwony) oraz 8,8 MPa (kolor zielony). Na rysunku 6 widoczne są rozkłady ciśnienia kontaktowego i odkształceń całkowitych w czasie działania siły pionowej oraz dodatkowej siły poprzecznej o wartości 42 kN (wektor tej siły jest skierowany w prawo). Wektor wypadkowy obciążenia jest nieznacznie odchylony od kierunku pionowego, jego wartość wynosi 352,5 kN, więc przyrost wynosi 0,7%. Następuje wzrost maksymalnego ciśnienia kontaktowego (10%) oraz odkształceń całkowitych (18%), a także zmienia się rozkład oddziaływań na niesymetryczny.

Rys. 6. Wykładzina polimerowa osadzona bez luzu, współczynnik tarcia μ = 0,1, składowe obciążenia Fz = 350 kN, Fy = 42 kN; a) maksymalne ciśnienie kontaktowe 17,5 MPa, b) maksymalne odkształcenie całkowite 0,9 mm [opracowanie własne]

Wyniki wygenerowano przy założeniu, że materiał wykładziny jest umocowany tak, że nie występuje żaden luz pomiędzy otworem wykładziny i gniazdem. W przypadku wystąpienia niewielkiego luzu, np. na skutek zużycia się krawędzi otworu, mogą nastąpić niekorzystne zmiany rozkładu oddziaływań oraz większe deformacje. Korzystając z modelu MES, wykonano serię obliczeń symulacyjnych, w których wariantowano:

- **rodzaj materiału współpracujących powierzchni pary ciernej**, tj. kontakt między stalowym gniazdem i wykładziną polimerową oraz między stalowym gniazdem i stalowym czopem skrętu,
- **sposób obciążenia –** siła pionowa pochodząca od ciężaru wagonu oraz siła pionowa i dodatkowa siła poprzeczna,
- **wartość współczynnika tarcia** – przyjęto trzy wartości współczynnika tarcia: – 0,1 to wartość typowa przy stanie nominalnym pary ciernej, zawierającej wykładzinę polimerową (w zależności od modyfikatorów materiału wykładziny współczynnik może zawierać się w przedziale 0,1–0,25); 0,4 to wartość, która może wystąpić przy znacznym przebiegu w czasie normalnej eksploatacji; 0,6 – to wartość skrajna, występująca w przypadku uszkodzonego połączenia gniazdo – czop skrętu.

Obliczenia prowadzono przy założeniu, że między wykładziną i gniazdem skrętu nie występuje luz, wystąpienie luzu oznacza konieczność wymiany wykładziny na nową. Na rysunku 7 pokazano wartości średniego ciśnienia w kontakcie wykładzina – stal oraz stal – stal, średnie ciśnienie kontaktowe jest mniejsze w przypadku kontaktu wykładzina – stal, wraz ze wzrostem współczynnika tarcia różnice są nieco bardziej widoczne. Niezależnie od rodzaju materiału i obciążenia, wartość średniego ciśnienia kontaktowego oraz wartość jego odchylenia standardowego (rys. 8) zmniejsza się wraz ze wzrostem współczynnika tarcia.

Rys. 7. Wartości średniego ciśnienia kontaktowego w gnieździe skrętu w zależności od współczynnika tarcia, rodzaju materiału i siły nacisku bocznego [opracowanie własne]

Rys. 8. Wartości odchylenia standardowego ciśnienia kontaktowego w gnieździe skrętu w zależności od współczynnika tarcia, rodzaju materiału i siły nacisku bocznego [opracowanie własne]

Dodatkowe obciążenie poprzeczne nie wpływa w istotny sposób na wartość średniego ciśnienia kontaktowego, natomiast wpływa na geometryczny kształt kontaktu, wartość maksymalną i zmienność rozkładu ciśnienia w tej strefie, co jest widoczne na rysunkach 7 i 8. W wyniku działania siły poprzecznej zmniejsza się obszar, w którym występuje maksymalne ciśnienie kontaktowe w pobliżu krawędzi otworu.

Wartość momentu tarcia w gnieździe skrętu jest proporcjonalna do średniego ciśnienia kontaktowego oraz do współczynnika tarcia i współczynnika kształtu. Dodatkowe obciążenie poprzeczne wynikające z typowych warunków eksploatacji wagonu nie wpływa istotnie na wzrost momentu tarcia (rys. 9), natomiast przy tych samych obciążeniach i przy tym samym stanie powierzchni ciernych, na wartość momentu tarcia ma wpływ rodzaj materiału pary ciernej (polimer – stal, stal – stal).

Rys. 9. Wartość momentu tarcia w gnieździe skrętu w zależności od współczynnika tarcia, rodzaju materiału i siły nacisku bocznego [opracowanie własne]

4. Podsumowanie

Przedstawiono narzędzie umożliwiające badanie oddziaływań mechanicznych pomiędzy wykładziną cierną i układem zawieszenia wagonu towarowego z uwzględnieniem obciążeń, jakie mogą wystąpić

w rzeczywistych warunkach eksploatacyjnych wagonu. Podstawowe parametry modelu zweryfikowano na podstawie porównania z wynikami uzyskanymi w badaniach stanowiskowych momentu oporowego wózka.

Największe wartości ciśnienia kontaktowego między czopem i gniazdem skrętu występują w obszarze bliskim wewnętrznej krawędzi otworu wykładziny (lub otworu w czopie skrętu w przypadku braku wykładziny). Zmienność rozkładu ciśnienia kontaktowego, określona odchyleniem standardowym, jest największa przy obciążeniu pionowym i małym współczynniku tarcia. W obecności dodatkowego obciążenia poprzecznego zwiększa się obszar, w którym ciśnienie kontaktowe ma niewielką zmienność oraz zmniejsza się obszar, w którym występuje maksymalne ciśnienie kontaktowe w pobliżu krawędzi otworu.

Wartości średniego ciśnienia w kontakcie wykładzina – stal są przeważnie mniejsze niż w kontakcie stal – stal. Przy większych współczynnikach tarcia różnice mogą być bardziej widoczne.

Wartość momentu tarcia w gnieździe skrętu jest proporcjonalna do średniego ciśnienia kontaktowego oraz do współczynnika tarcia i współczynnika kształtu. Dodatkowe obciążenie poprzeczne nie wpływa istotnie na wzrost momentu tarcia, chociaż wpływ na rozkład i wartość średnią ciśnienia kontaktowego jest zauważalny.

Literatura

1. Canudas de Wit C., Olsson H., Astrom K.J., Lischinsky P.: *A new model for control of systems with friction,* IEEE Transactions on Automatic Control, Vol. 40, Issue 3, 1995, pp. 419–425.
2. Clark G.: *Urgent Safety Advice*, Incident report no 0776, RAIB, Department for Transport, UK, 2015.
3. Fergusson S.N., Fröhling R.D. & Klopper H.: *Minimising wheel wear by optimising the primary suspension stiffness and centre plate friction of self-steering bogies*, Vehicle System Dynamics: International Journal of Vehicle Mechanics and Mobility, 2008, Vol. 46, pp. 457–468, DOI: 10.1080/00423110801993094.
4. Hasan N.: *Maximum Curving Speed*, Journal of Transportation Engineering, Vol. 140 Issue 4, April 2014, DOI.org/10.1061/(ASCE)TE.1943-5436.0000648.
5. PN-EN 14363:2016: Railway applications – Testing and simulation for the acceptance of running characteristics of railway vehicles. Running behavior and stationary tests, European Committee for standardization, 2016.
6. Report ORE B12.17: Programme of tests to be carried out on wagons with steel underframe and body structure (suitable for being fitted with the automatic buffing and draw coupler) and on their cast steel frame bogies (8th edition), 01.04.97.
7. Rozporządzenie Komisji (UE) nr 321/2013 z dnia 13 marca 2013 r. dotyczące technicznej specyfikacji interoperacyjności odnoszącej się do podsystemu „Tabor – wagony towarowe" systemu kolei w Unii Europejskiej, Dz.U. L104 12.04.2013.
8. Rozporządzenie ministra infrastruktury i rozwoju zmieniające rozporządzenie w sprawie warunków technicznych, jakim powinny odpowiadać budowle kolejowe i ich usytuowanie, Dz.U. nr 0, poz. 867, 5 czerwca 2014 r.
9. Rozporządzenie Ministra Infrastruktury w sprawie zakresu badań koniecznych do uzyskania świadectw dopuszczania do eksploatacji typów budowli i urządzeń przeznaczonych do prowadzenia ruchu kolejowego oraz typów pojazdów kolejowych, Dz.U. nr 212, poz. 1772, 12 października 2005 r.
10. UIC 510-1: Wagons – Running gear – Normalisation, 9th edition of 1.1.78 and 14 Amendments.
11. Wang, Shibo & Cao, Bo & Niu, Chengchao & Pan, Li: *Effect of Temperature on Mechanical Properties and Torsional Friction Behaviors of Bogie Center Plate*, Journal of Tribology, 138, 2015, 10.1115/1.4031137.
12. Wu H., Robeda J.: *Effects of bogie centre plate lubrication on vehicle curving and lateral stability,* Vehicle System Dynamics Supplement, Vol. 41, 2004, pp. 292–302.

Using FEM for Modeling of the Freight Car Body Suspension

Summary

The article presents a suspension model of a freight vehicle, in which a plastic friction lining has been considered as an element that transfers vertical and lateral loads between the body and the bogie in the bogie center bowl. The contact model of the friction lining with the center bowl and the pivot was prepared using the finite element method, the conformal contact geometry of the non-smooth and deformable spherical surfaces was

taken into account. The contact model of the liner and the center bowl was connected to the multibody model of the rail vehicle. The validation of the model was based on the results of measurements made on the device used to determine the resistive torque of the rail vehicle bogie.

Keywords: friction lining, car body-bogie interactions, freight wagon, simulation tests

Использование МКЭ для моделирования подвески конструкции грузового вагона

Резюме
В статье представлена модель подвески единицы подвижного состава, в котором принято в участе фрикционную облицовку из пластмассы, как элемент который переносит поперечные и вертикальные нагрузки между кузовом и тележкой в отверстии шкворени тележки. Модель контакта фрикционной облицовки с отверстием и шкворению тележки была подготовлена при помощи метода конечных элементов, принято в участие геометрию конформного контакта негладких и деформируемых шаровых поверхностей. Модель контакта облицовки и отверстии шкворени тележки была соединена с моделью многосекционной единицы подвижного состава. Валидация модели была проведена на основании результатов измерений сделанных при помощи устройства для определения защитного момента тележки единицы подвижного состава.

Ключевые слова: фрикционная облицовка, механические интерференции между кузовом а тележкой, грузовой вагон, симуляционные исследования