

JAN MATEJ¹⁾

DYNAMICZNE ODDZIAŁYWANIE NA TOR PROSTY DWUOSIOWEGO WAGONU TOWAROWEGO Z ZAWIESZENIEM WIESZAKOWYM UIC

STRESZCZENIE. W artykule przedstawiono wyniki badań symulacyjnych dwuosowego wagonu towarowego z zawieszeniem UIC z pojedynczymi wieszakami. Analizowano dynamikę zawieszenia oraz oddziaływanie pojazdu na tor kolejowy w zależności od wybranych parametrów zawieszenia i prędkości jazdy, po wprowadzeniu wymuszenia kinematycznego od toru. W rozpatrywanej konstrukcji głównym sposobem tłumienia drgań zestawów kół względem nadwozia jest tarcie suche, występujące w przegubach wieszaków zawieszenia. Matematyczny model zawieszenia UIC z pojedynczymi wieszakami przygotowany został na bazie mechaniki niegładkiej, niezależnie od symulacyjnego modelu wagonu zbudowanego w programie MBS (ang. *Multi Body Systems*), przeznaczonym do badania dynamiki układów o dużej liczbie stopni swobody. Obliczenia symulacyjne z wykorzystaniem modelu symulacyjnego, wraz z dołączonym do niego modelem matematycznym zawieszenia, wykonane zostały na torze prostym, przy założonych pionowych, statycznych naciskach osi zestawów kół na szynę wynoszących 200 kN. W modelu wagonu towarowego poruszającego się z ustaloną prędkością po torze prostym, poprzecznemu wymuszeniu od toru poddawany był prowadzący zestaw kół, czyli pierwszy zestaw kół w kierunku jazdy. Analizowano wpływ wartości współczynnika tarcia w przegubach zawieszenia wieszakowego oraz prędkości wagonu na zachowanie się zawieszenia wieszakowego i oddziaływanie prowadzącego zestawu kół na tor kolejowy w kategoriach bezpieczeństwa ruchu. Zbadano także wpływ tych parametrów na wartości wskaźnika zużycia kół i szyn.

¹⁾ dr inż. – Instytut Pojazdów na Wydziale Samochodów i Maszyn Roboczych Politechniki Warszawskiej

OZNACZENIA

f	– współczynnik tarcia w przegubach zawieszenia UIC z pojedynczymi wieszakami,
F_y	– siła poprzeczna, obciążająca tor,
K	– stożek opisany przez prędkość ślizgania,
k	– sztywność sprężyny połączonej równolegle z suwakiem tarcia suchego w reologicznym modelu zawieszenia w kierunku poprzecznym,
k_1	– sztywność sprężyny połączonej szeregowo z suwakiem tarcia suchego w reologicznym modelu zawieszenia w kierunku poprzecznym,
k_x	– sztywność sprężyny połączonej równolegle z suwakiem tarcia suchego w reologicznym modelu zawieszenia w kierunku wzdłużnym,
$k_{xi} (i=1, \dots, 4)$	– sztywność sprężyn połączonych szeregowo z suwakami tarcia suchego w reologicznym modelu zawieszenia w kierunku wzdłużnym,
L/V	– wskaźnik wykolejenia,
L	– siła poprzeczna (prowadząca) między kołem i szyną,
P_x, P_y	– siły przywracające, działające na zawieszenie w kierunku wzdłużnym i poprzecznym,
Q	– pionowe obciążenie zawieszenia,
ρ	– umownie przyjęta liczba dodatnia,
T	– siła tarcia zastępująca suwak tarcia suchego i połączoną z nim szeregowo sprężynę w reologicznym modelu zawieszenia UIC z pojedynczymi wieszakami,
\dot{T}	– pochodna siły tarcia względem czasu,
T_0	– siła zrywająca w suwaku tarcia suchego,
v_s	– prędkość poślizgu,
Ω	– zbiór niegładkich relacji, opisujących charakterystykę suwaka tarcia suchego,
X, Y	– ugięcia zawieszenia wieszakowego w kierunku wzdłużnym lub poprzecznym,
V	– pionowa reakcja szyny/koła,
W_z	– wskaźnik zużycia szyny i koła.

1. WPROWADZENIE

Najbardziej rozpowszechnionymi, kolejowymi środkami transportu towarów w Europie są wagony z zawieszeniem typu Y25 oraz wagony z zawieszeniem wieszakowym UIC. Sztywność zawieszenia tych wagonów w zasadniczy sposób wpływa na oddziaływanie pojazdu na tor oraz zużycie szyn i kół. Szyny, jako główny element konstrukcji nawierzchni kolejowej, decydują o bezpieczeństwie jazdy wagonu towarowego. Jednym z podstawowych typów szyn stosowanych w Europie są szyny o zarysie UIC60 [1, 2]. Przepisy europejskie określają dopuszczalne wartości sił wywieranych na tor kolejowy przez poruszający się pojazd. Ograniczenia te wprowadzone zostały w celu zmniejszenia ryzyka przesuwania płyty toru przez zestawy kół oraz wykołowania się pojazdu [3]. W Europie (poza Wielką Brytanią) obowiązują ograniczenia dotyczące tylko wartości sił poprzecznych, bez ograniczeń obciążeń pionowych, przy czym spełnione muszą być wymagania określające dopuszczalne statyczne naciski zestawów kół na szyny.

Jednym z podstawowych sposobów oceny poziomu wartości sił wywieranych przez pojazd na tor są badania symulacyjne z udziałem modelu wagonu. Obliczenia wykonywane są wówczas przy wymuszeniach występujących w postaci zadanych nierówności toru. Poprzeczne wymuszenia od toru realizowane są najczęściej poprzez zaburzenia prostoliniowości toru w formie zmiennej amplitudy i długości fali. Stosuje się również poprzeczne załamanie szyny, które w rzeczywistości odpowiada rozjazdowi (zwrotnicy) i krzyżownicy w rozjeździe.

W ostatnim czasie przemysł kolejowy wykazuje duże zainteresowanie dwuosiowymi wagonami z zawieszeniem wieszakowym UIC. Akronim UIC powstał z pierwszych liter nazwy Międzynarodowego Związku Kolei (Union Internationale des Chemins de Fer). Wagony towarowe z zawieszeniem wieszakowym, w którym tłumienie drgań realizowane jest dzięki tarcu suchemu występującemu w przegubach wieszaków, znane są w Europie już od ponad stu lat. Prowadzone przez wielu badaczy badania modelowe takich wagonów ukierunkowane były na polepszenie właściwości biegowych tej konstrukcji. Nieliniowy model zawieszenia UIC z podwójnymi wieszakami zastosowany został do analizy dynamiki dwuosiowego wagonu towarowego przez Hoffmanna i przedstawiony w pracy [4]. Wzdłużne i poprzeczne charakterystyki tego zawieszenia z pętlą histerezy opisane zostały tam przy pomocy matematycznego modelu Piotrowskiego, jednak model ten nie był zaimplementowany do pakietu MBS (ang. *Multi Body Systems*), przeznaczonego do badań dynamiki pojazdów szynowych. Do opisu charakterystyki resoru piórowego, Hoffmann wykorzystał nieliniowy model Fanchera z pętlą histerezy w kierunku pionowym.

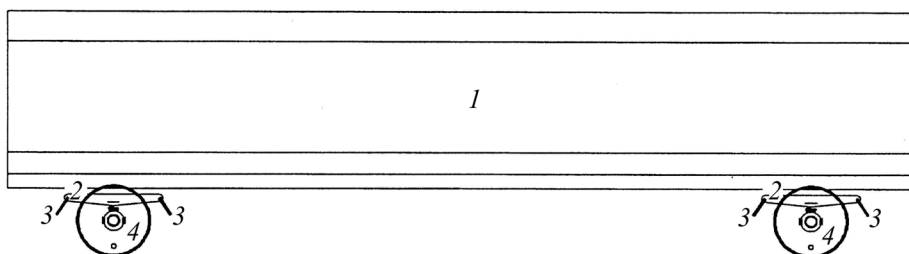
Nieliniowy model zawieszenia UIC z pojedynczymi wieszakami (w wagonie czterosiowym) oraz model zawieszenia UIC z podwójnymi wieszakami (w wagonie dwuosiowym) wykorzystany został na przykład przez Stichela w programie GENSYS, należącym do grupy programów MBS. Stichel badał właściwości dynamiczne wagonów wykorzystując quasi-statyczne, zmierzone wcześniej charakterystyki zawieszenia w postaci pętli histerezy. Wprowadzenie do obliczeń takiej charakterystyki

zawieszenia prowadzi do pominięcia wpływu zmienności obciążenia normalnego występującej w rzeczywistych warunkach pracy przegubów zawieszenia wieszakowego UIC, co w przypadku obliczeń symulacyjnych jest pewnego rodzaju uproszczeniem. Wyniki z pomiarów stacjonarnych oraz testów laboratoryjnych zawieszenia wieszakowego UIC wagonów towarowych wykorzystane zostały również przez Jönssona w pracy [5].

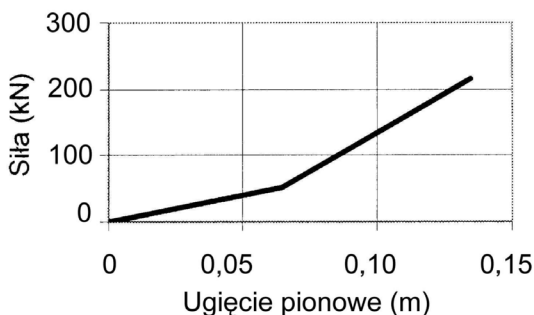
Celem prezentowanego artykułu jest przedstawienie i analiza wyników obliczeń numerycznych, dotyczących dynamiki poprzecznej dwuosioowego wagonu towarowego, z zawieszeniem UIC z pojedynczymi wieszakami. Zasadnicza różnica w porównaniu z wymienionymi wcześniej pracami polega na tym, że matematyczny opis zawieszenia wieszakowego, bazujący na zasadach mechaniki niegładkiej, dołączony został przez autora do kompletnego, symulacyjnego modelu wagonu towarowego, zbudowanego w programie MBS. Ponadto, znaczną uwagę poświęcono oddziaływaniu wagonu towarowego na kolejowy tor prosty. Wymienieni wcześniej badacze nie zajmowali się tym zagadnieniem. Charakterystyka pionowa resoru piórowego, będącego elementem zawieszenia wagonu, celowo pozbawiona została pętli histerezy. Autor uczynił to świadomie, zapewniając sobie możliwość lepszej interpretacji właściwości samego zawieszenia wieszakowego, pozbawionego wpływu tłumienia konstrukcyjnego ze strony resoru piórowego. Kompletny model pojazdu przygotowany został głównie z myślą o zbadaniu dynamiki poprzecznej wagonu towarowego i jego oddziaływania na tor prosty. Uwagę zwrócono przede wszystkim na wpływ parametrów konstrukcyjnych zawieszenia, umożliwiających skuteczniejsze wytłumienie poprzecznych drgań zestawów kół, analizując także poprzeczne siły przesuwające i obracające tor oraz wskaźniki zużycia szyn i kół. Obliczenia numeryczne wykonane zostały w programie Adams Rail, należącym do grupy bardziej znanych programów MBS, przeznaczonych do badania dynamiki pojazdów szynowych. Nazwa ADAMS pochodzi od słów *Automatic Dynamic Analysis of Mechanical Systems*, natomiast RAIL wskazuje na zastosowanie w dziedzinie dynamiki pojazdów szynowych. Program ten wykorzystuje model kontaktu koła z szyną, oparty na nieliniowej teorii toczenia, stworzonej przez Kalkera [6].

2. KOMPONENTY DWUOSIOWEGO WAGONU TOWAROWEGO Z ZAWIESZENIEM WIESZAKOWYM UIC

Badany, dwuosioowy wagon towarowy składa się nadwozia 1, dwóch zestawów kół 4 oraz czterech kompletów zawieszenia UIC z pojedynczymi wieszakami 3 (rys. 1). Oprócz wieszaków, elementem zawieszenia jest również resor piórowy 2, przenoszący pionowe obciążenie z nadwozia na obudowę łożysk i elementy zawieszenia wieszakowego. Połączone z nadwoziem wagonu resory piórowe opierają się na obudowach łożysk osiowych. Charakterystyka resoru piórowego pokazana została na rysunku 2. Zawieszenie umożliwia zestawom kół wzdłużne przemieszczenia względem nadwozia w zakresie $\pm 0,0225$ m, jak również poprzeczny przesuw rzędu $\pm 0,020$ m.

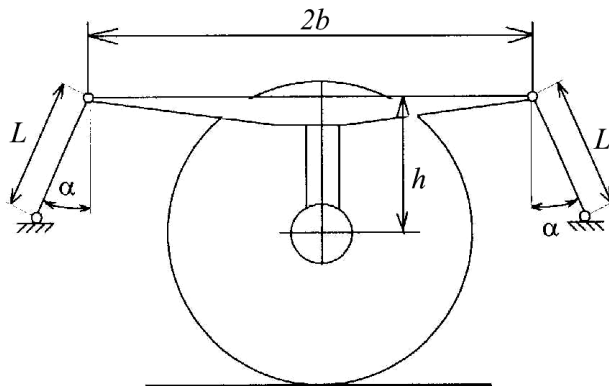


Rys. 1. Rysunek modelu dwuosioowego wagonu towarowego z zawieszeniem UIC z pojedynczymi wieszakami – moduł Rail programu Adams
 Fig. 1. View of the two-axle freight wagon computer model with the UIC single-link suspension

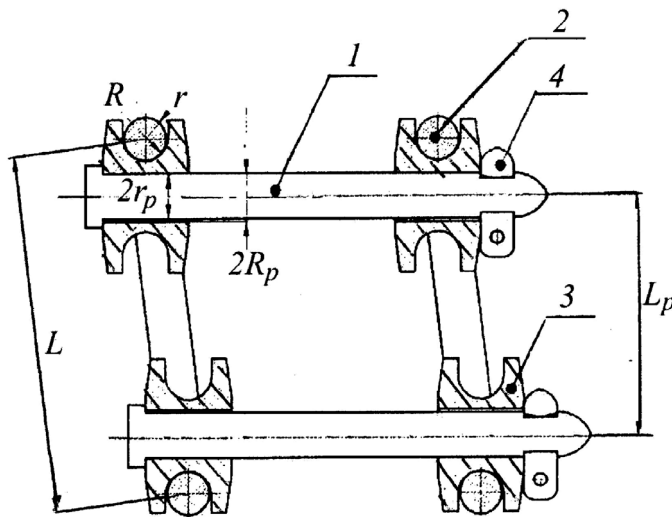


Rys. 2. Pionowa charakterystyka resoru piórowego w modelu zawieszenia UIC z pojedynczymi wieszakami [2]
 Fig. 2. Vertical characteristics of the leaf spring with the UIC single-link suspension [2]

Na rysunku 3 przedstawiono schemat kompletnego zawieszenia, natomiast na rysunku 4 zamieszczono poprzeczny przekrój pojedynczego wieszaka zawieszenia UIC, wyróżniając następujące elementy: wieszaki 2, kamienie 3, sworznie 1 oraz podkładki zabezpieczające 4. Poprzecznym przemieszczeniem zestawu kół względem nadwozia towarzyszy toczenie lub poślizg pomiędzy kamieniem (gniazdem) 3 i wieszakiem 2. Przy wzdłużnych przemieszczeniach zestawu kół, toczenie lub poślizg występuje pomiędzy elementami 1 i 3. Jeśli siła wymuszająca osiągnie wartość odpowiadającą granicznej sile tarcia pomiędzy sworzniem i gniazdem wieszaka, sworznie zaczyna się ślizgać. Dzięki kamieniom 3 zawieszenie może działać niezależnie w kierunku wzdłużnym i poprzecznym. Ślizganie i toczenie podlegają prawu Coulomba tarcia suchego, którego opis zawiera relacje nieróżniczkowalne analitycznie [7]. Toczy się w przegubie zawieszenia, składającym się z wieszaka i kamienia, możliwe jest, ponieważ promień r poprzecznego przekroju wieszaka jest mniejszy od promienia R w kamieniu. Podczas wzdłużnych przemieszczeń obudowy łożysk osiowych względem nadwozia, kamień toczy się lub ślizga wokół sworznia. W tym przypadku toczenie możliwe jest, ponieważ promień r_p sworznia jest mniejszy niż promień R_p otworu w kamieniu. Wymiary zawieszenia zgodne są z wymaganiami technicznymi dla tego typu konstrukcji, podanymi na przykład w [8].



Rys. 3. Schemat kompletnego zawieszenia wieszakowego UIC [8]
 Fig. 3. The sketch of the UIC single-link suspension [8]

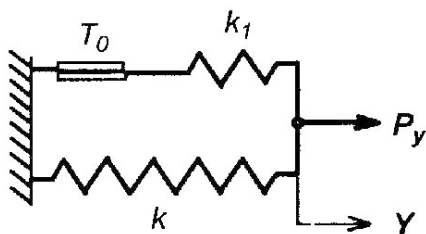


Rys. 4. Poprzeczny przekrój pojedynczego wieszaka [8]
 Fig. 4. The cross-section of the UIC single-link suspension [8]

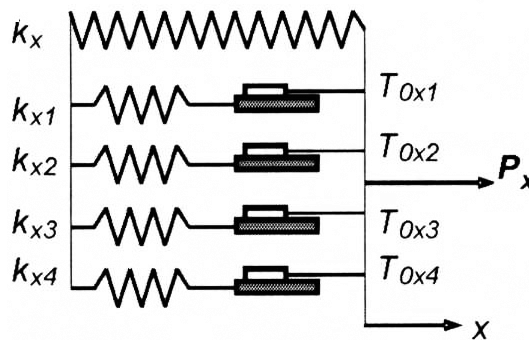
3. MATEMATYCZNY MODEL ZAWIESZENIA UIC Z POJEDYNCZYMI WIESZAKAMI

Teoretyczne podstawy, dotyczące matematycznego modelu zawieszenia wieszakowego UIC z pojedynczymi wieszakami, opracowane zostały przez Piotrowskiego [7]. Weryfikacja modelu kompletnego zawieszenia przeprowadzona została w Instytucie Pojazdów Politechniki Warszawskiej. Z analizy modelu wynika, że porzeczne i wzdłużne przemieszczenia zawieszenia wieszakowego nie są ze sobą sprzężone, co

umożliwia zbudowanie oddzielnych, niezależnych modeli dla każdego z tych kierunków. W związku z tym do opisu zawieszenia UIC z pojedynczymi wieszakami użyte zostały dwa niezależne modele reologiczne. Elementami tych modeli są liniowe modele sprężyn oraz suwaków tarcia suchego. Tym samym model reologiczny, opisujący pracę zawieszenia UIC z pojedynczymi wieszakami w kierunku poprzecznym sprowadza się do układu dwóch równolegle umieszczonych sprężyn o sztywnościach k i k_1 oraz suwaka tarcia suchego o sile zerwania T_0 , połączonego szeregowo z jedną z tych sprężyn (rys. 5). Model opisujący pracę zawieszenia w kierunku wzdłużnym zawiera pięć podobnych sprężyn oraz cztery suwaki tarcia suchego o różnych siłach zrywających T_{0xi} , gdzie $i=1, \dots, 4$ (rys. 6).



Rys. 5. Reologiczny model zawieszenia UIC z pojedynczymi wieszakami, opisujący kierunek poprzeczny [7]
 Fig. 5. Rheological model of the UIC single-link suspension for lateral direction [7]



Rys. 6. Reologiczny model zawieszenia UIC z pojedynczymi wieszakami, opisujący kierunek wzdłużny [7]
 Fig. 6. Rheological model of the UIC single-link suspension for longitudinal direction [7]

W modelach reologicznych najważniejsze są wartości sił zrywających w suwakach tarcia suchego oraz sztywności sprężyn. Założenie o występowaniu tarcia suchego w przegubach zawieszenia wieszakowego pozwala zbudować modele matematyczne odpowiadające dowolnemu, pionowemu obciążeniu wieszaków w czasie. Parametry tych modeli w kierunku wzdłużnym lub poprzecznym, mogą być reprezentowane w postaci unormowanych parametrów k/Q , k_1/Q , k_{xi}/Q , T_{0xi}/Q ($i=1, \dots, 4$), gdzie Q oznacza aktualne, pionowe obciążenia zawieszenia wieszakowego. Reologiczny model zawieszenia wieszakowego UIC, opisujący kierunek poprzeczny, przekształcony

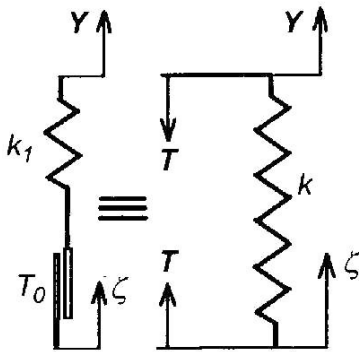
został w model matematyczny, w którym szeregowo połączone ze sobą suwak tarcia suchego i sprężyna zastępowane są przez siłę tarcia T (rys. 7). Zakładając, że ζ jest przemieszczeniem końca suwaka, Y natomiast przemieszczeniem końca sprężyny o sztywności k_1 , uzyskuje się następujący warunek ciągłości połączenia:

$$\dot{T} / k_1 + v_s = \dot{\zeta} - \dot{Y} , \quad (1)$$

gdzie v_s jest prędkością ślizgania, natomiast $\dot{\zeta}$, \dot{Y} oznaczają prędkość elementów zawieszona w kierunku poprzecznym. Następujące, niegładkie relacje opisują charakterystykę suwaka na bazie prawa Coulomba tarcia suchego (rys. 8):

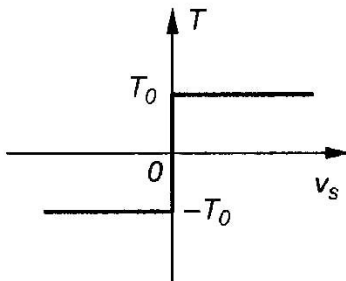
$$\Omega : T \in [-T_0, +T_0] , \quad (2)$$

$$v_s \in -\mathbf{K}(T, \Omega) . \quad (3)$$



Rys. 7. Suwak tarcia suchego i sprężyna zastąpione siłą tarcia T [7]

Fig. 7. The slider and the spring replaced by friction force T [7]



Rys. 8. Charakterystyka tarcia suchego Coulomba

Fig. 8. Relation between the velocity of sliding and the force of friction

Stożek \mathbf{K} zdefiniowany jest przez prędkość ślizgania:

$$v_s \in \begin{cases} \{0\} & \text{jeśli } |T| < T_0 , \\ R^+ & \text{jeśli } T = +T_0 , \\ R^- & \text{jeśli } T = -T_0 . \end{cases} \quad (4)$$

Jeśli $|T| < T_0$, to $v_s = 0$. Wówczas $\dot{T} = k_1 \cdot (\dot{\zeta} - \dot{Y})$. W przypadku, gdy $|T| = +T_0$, należy uwzględnić pochodne niegładkich relacji (4), tzn.:

$$v_s \in -\mathbf{K}(\dot{T}, d\Omega) . \quad (5)$$

Powyższe pochodne posiadają formę:

$$\dot{T} = -[-\dot{T} - \rho v_s]^+ \quad \text{gdy } T = +T_0, \quad \text{i} \quad \dot{T} = [\dot{T} + \rho v_s]^+ \quad \text{gdy } T = -T_0, \quad (6)$$

przy czym ρ jest arbitralnie wybraną, dodatnią liczbą, natomiast funkcja $[\cdot]^+$ zdefiniowana jest w następujący sposób:

$$[u]^+ = \begin{cases} u & \text{jeśli } u \geq 0, \\ 0 & \text{jeśli } u < 0. \end{cases} \quad (7)$$

Charakterystyka pokazana na rysunku 8 jest niegładką, wielowartościową oraz nieróżniczkowalną. Zastosowana metoda modelowania nie wymaga uproszczeń tej charakterystyki. Modele matematyczne zawieszania w kierunku wzdłużnym i poprzecznym zapisane zostały w formie równań różniczkowych rzędu pierwszego, umożliwiając obliczenie siły tarcia suchego T . Taki opis, w postaci odpowiednich równań dla kierunku poprzecznego i wzdłużnego, wprowadzono do symulacyjnego modelu wagonu towarowego, zbudowanego w programie Adams Rail:

$$\dot{T}_y = \begin{cases} k_{y1}(-\dot{Y}) & \text{jeśli } |T_y| < T_{y0}, \\ -[-k_{y1}(-\dot{Y})]^+ & \text{jeśli } T_y = +T_{y0}, \\ [k_{y1}(-\dot{Y})]^+ & \text{jeśli } T_y = -T_{y0}. \end{cases} \quad (8)$$

$$\dot{T}_{xi} = \begin{cases} k_{xi}(-\dot{X}) & \text{jeśli } |T_{xi}| < T_{0xi}, \\ -[-k_{xi}(-\dot{X})]^+ & \text{jeśli } T_{xi} = +T_{0xi}, \quad (i=1, \dots, 4) \\ [k_{xi}(-\dot{X})]^+ & \text{jeśli } T_{xi} = -T_{y0}. \end{cases} \quad (9)$$

W równaniach (8) i (9), parametry \dot{Y} oraz \dot{X} opisują prędkości ślizgania w gniazdach wieszaków, odpowiednio w kierunku poprzecznym i wzdłużnym. Siły przywracające położenie równowagi zawieszania w wymienionych kierunkach zdefiniowane zostały następująco:

$$P_y = k_y Y + T_y, \quad P_x = k_x X + \sum_{i=1}^{i=4} T_{xi}. \quad (10)$$

4. PARAMETERY ZAWIESZENIA UIC Z POJEDYNCZYMI WIESZAKAMI

Uwzględniono trzy wartości współczynnika tarcia w przegubach zawieszenia: $f = 0,1$; $f = 0,35$ oraz $f = 0,50$. Pod uwagę wzięto następujące wymiary geometryczne: promień zewnętrzny kamienia $R = 0,01375$ m, promień poprzecznego przekroju wieszaka $r = 0,013$ m, odległość pomiędzy osiami wieszaka $L = 0,334$ m, kąt wychylenia wieszaka $\alpha = 30^\circ$, promień wewnętrzny kamienia $R_p = 0,0231$ m, promień sworzni $r_p = 0,02237$ m, odległość pomiędzy osiami sworzni $L_p = 0,274$ m, długość resoru piórowego $2b = 1,2$ m, pionowa odległość górnej powierzchni resoru od obudowy łożyska $h = 0,36$ m. Powyższe dane były podstawą do wyznaczenia parametrów modelu matematycznych, osobno dla kierunku poprzecznego (tabl. 1) oraz kierunku wzdłużnego (tabl. 2).

Tablica 1. Unormowane parametry matematycznego modelu zawieszenia UIC z pojedynczymi wieszakami w kierunku poprzecznym

Table 1. Parameters of the UIC single-link suspension mathematical model for the lateral direction

f	T_{y0}/Q	k_y/Q [1/m]	k_{y1}/Q [1/m]
0,10	0,82988E-02	0,31652E+01	0,74031E+01
0,35	0,28794E-01	0,31679E+01	0,74113E+01
0,50	0,39085E-01	0,31706E+01	0,74485E+01

Tablica 2. Unormowane parametry matematycznego modelu zawieszenia UIC z pojedynczymi wieszakami w kierunku wzdłużnym

Table 2. Parameters of the UIC single-link suspension mathematical model for the longitudinal direction

f	T_{0x1}/Q	T_{0x2}/Q	T_{0x3}/Q	T_{0x4}/Q	k_x/Q	k_{x1}/Q	k_{x2}/Q	k_{x3}/Q	k_{x3}/Q
0,1	0,5534E-2	0,3861E-2	0,5677E-3	0,5618E-2	0,6635E+1	0,4441E+1	0,2557E+1	0,3644E+0	0,2792E+1
0,35	0,1859E-1	0,1296E-1	0,1888E-2	0,1903E-1	0,6537E+1	0,4470E+1	0,2561E+1	0,3627E+0	0,2821E+1
0,5	0,2658E-1	0,1654E-1	0,3365E-2	0,2551E-1	0,6522E+1	0,4681E+1	0,2377E+1	0,4723E+0	0,2744E+1

Są to unormowane parametry, skalowane przez pionowe obciążenie Q zawieszenia. W obydwu przypadkach unormowane siły zrywające T_{y0}/Q i T_{0xi}/Q są bezwymiarowe, natomiast wielkości k_y/Q , k_{y1}/Q i k_x/Q , k_{xi}/Q mają wymiar [1/m]. Wszystkie te parametry ważne są dla dowolnego, pionowego obciążenia zawieszenia. Unormowane parametry sztywności k_y/Q , k_{y1}/Q oraz k_x/Q , k_{xi}/Q ($i=1,\dots,4$) zależą tylko od wymiarów geometrycznych odpowiednich elementów, nie zależą przy tym od współczynnika tarcia w przegubach. Unormowane siły zrywające T_{y0}/Q i T_{0xi}/Q ($i=1,\dots,4$) zależą natomiast liniowo od współczynnika tarcia pomiędzy toczącymi/ślizgającymi się elementami zawieszenia.

5. MODEL DWUOSIOWEGO WAGONU TOWAROWEGO Z ZAWIESZENIEM UIC Z POJEDYNCZYMI WIESZAKAMI W PROGRAMIE ADAMS RAIL

Symulacyjny model dwuosiowego wagonu towarowego z zawieszeniem UIC z pojedynczymi wieszakami zbudowany został w programie Adams Rail. Program ten umożliwia zbudowanie modelu pojazdu przy pomocy narzędzi graficznych oraz gotowych obiektów (takich, jak: tor kolejowy, zestawy kół, rama wózka, nadwozie, elementy sprężyste i tłumiące zawieszania, wektory sił, generatory ruchu), znajdujących się w zasobach bibliotecznych.

W modelu złożonym z członów sztywnych, użytkownik programu definiuje rodzaje wzajemnych połączeń i określa typy par kinematycznych występujących pomiędzy poszczególnymi członami. Masy i momenty bezwładności wyznaczane są bezpośrednio przez program w oparciu o zdefiniowany wcześniej rodzaj materiału oraz geometrię członów. Program ten pozwala również dołączyć, do zbudowanego w nim modelu symulacyjnego, układy równań różniczkowych zwyczajnych, będących matematycznym modelem podukładu wagonu, na przykład model zawieszenia.

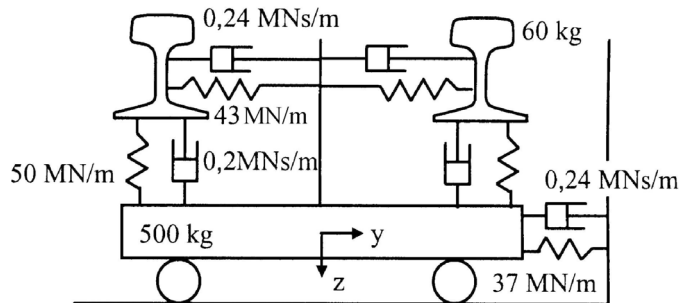
Będący przedmiotem zainteresowania autora model wagonu towarowego składa się z dwóch zestawów kół i nadwozia (traktowanych jako elementy idealnie sztywne) oraz zawieszenia UIC z pojedynczymi wieszakami i resorów piórowych, traktowanych jako elementy pozbawione masy. Symulacyjny model wagonu ma 18 stopni swobody. Równania różniczkowe (8) oraz (9), opisujące pracę zawieszenia UIC w kierunku wzdłużnym i poprzecznym, dołączone zostały do zbudowanego w programie MBS symulacyjnego modelu wagonu towarowego. Równania te zintegrowano z szablonem zestawu kół w programie Adams Rail. W ten sposób kompletny model dwuosiowego wagonu towarowego z zawieszeniem UIC z pojedynczymi wieszakami, składa się z trzech podsystemów: podsystemu nadwozia oraz dwóch podsystemów zestawów kół z elementami zawieszenia. Zestaw kół jest konstrukcją klasyczną, tzn. obydwa koła osadzone są sztywno na wspólnej osi.

Do obliczeń przyjęto jednopunktowy model kontaktu koła z szyną, wykorzystujący nieliniową teorię toczenia Kalkera. Założono, że koła oraz szyny są nowe. W obliczeniach wykorzystane zostały funkcje kontaktowe, wygenerowane przez procedurę FASTSIM Kalkera. Współczynnik tarcia pomiędzy kołami i szynami przyjęto równy 0,4.

W programie Adams Rail tor jest jednym z podsystemów pełnego układu pojazd szynowy-tor. Geometria toru opisana jest przez linię środkową toru, lokalny promień krzywizny, lokalną przechyłkę, szerokość toru, pochylenie szyn oraz zarys główek szyn w przekroju poprzecznym. W przypadku toru prostego jego szerokość jest stała, promień krzywizny dąży do nieskończoności, natomiast przechyłka równa jest zeru.

Opierając się na założeniach podanych w [9], autor przyjął reologiczny model toru opisany przez sprężyny o znanej sztywności, połączone równolegle z liniowym elementem tłumiącym o znanym tłumieniu. Uwzględniona w obliczeniach zastępcza

masa szyny wynosiła 60 kg, natomiast zastępczą masę podkładu torowego przyjęto równą 500 kg. Podane na rysunku 9 parametry toru są wartościami domyślnymi w module Rail programu Adams i dotyczą przypadku wzorcowego [9].



Rys. 9. Zastępcze parametry toru [9]

Fig. 9. Substitute parameters of the railway track line [9]

Parametry masowe i bezwładnościowe elementów symulacyjnego modelu dwuosowego wagonu towarowego z zawieszeniem UIC z pojedynczymi wieszakami zebrano w tablicy 3. Dotyczą one przypadku, w którym pionowy, nominalny nacisk zestawu kół na szyny wynosi 200 kN. Pozostałe parametry modelu dwuosowego wagonu towarowego są następujące:

– baza wagonu: 10 m, – położenie środka ciężkości od poziomu główek szyn: 2,41 m, – średnica nominalna koła: 0,930 m, – szerokość toru: 1,435 m, – pochylenie szyn: 1:40, – profil koła: S1002, – profil szyny: UIC60, – model kontaktu: nieliniowy, oparty na teorii Kalkera.

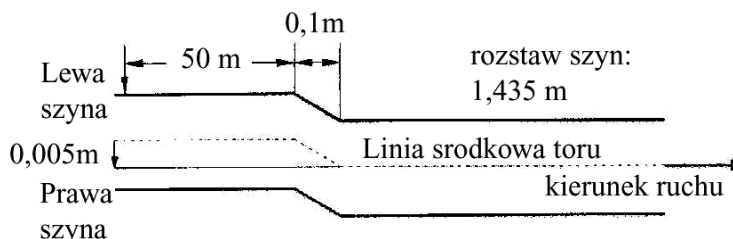
Tablica 3. Parametry masowe i bezwładnościowe elementów symulacyjnego modelu wagonu

Table 3. The main mass and inertial parameters of the two-axle freight wagon

Element	Zestaw kół z osprzętem	Łożysko osi z resorem piórowym	Nadwozie wagonu
Masa [kg]	1595,5	151	36 900
Moment bezwładności [kg · m ²] względem osi:			
wzdłużnej	659,0	0,66	24 900
poprzecznej	659,0	0,8	5,758E+005
pionowej	103,0	0,84	5,758E+005

Badania ukierunkowane zostały głównie na ocenę pracy zawieszenia wieszakowego na torze prostym o niedoskonałym kształcie oraz oddziaływanie zestawów kół na tor kolejowy. Topografia toru odpowiada badaniom porównawczym, opisanym w [9].

Pod uwagę wzięto tor, którego linia środkowa po 50 m doznaje na odcinku 0,1 m wzdłuż toru, poprzecznego uskoku równego 0,005 m (rys. 10). Rozstaw szyn jest stały i wynosi 1,435 m na całej długości poziomego, sztywnego oraz idealnie gładkiego ich odcinka.



Rys. 10. Topografia toru prostego [9]
Fig. 10. Topography of the straight track [9]

Badany model pojazdu poruszał się po takim torze z prędkością 22,5 m/s. Test ten wykonywany jest z myślą o stateczności dynamicznej wagonu towarowego. Do badań symulacyjnych przy większych prędkościach włączony został także przypadek uwzględniający warunek początkowy w formie poprzecznego przemieszczenia równego 0,005 m, narzuconego na prowadzący zestaw kół wagonu poruszającego się po idealnie prostym torze ze stałą prędkością.

6. KRYTERIUM OCENY ODDZIAŁYWANIA WAGONU NA TOR PROSTY

6.1. SIŁY POPRZECZNE DZIAŁAJĄCE NA TOR

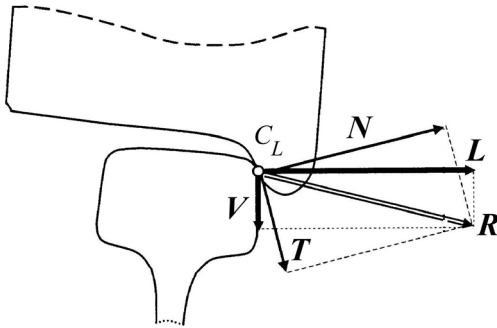
Wartości poprzecznych sił F_Y , jakimi zestawy kół obciążają tor, mogą być wyznaczone w wyniku obliczeń numerycznych, wykonywanych z zastosowaniem nieliniowego modelu pojazdu, w tym przypadku dwuosowego wagonu towarowego z zawieszeniem UIC z pojedynczymi wieszakami. Maksymalne wartości tych sił nie powinny przekraczać wartości granicznych, określonych przez przepisy UIC:

$$F_{Y \max} < 0,85 \left(10 + \frac{P}{3} \right) \text{ [kN] } , \quad (11)$$

gdzie P jest pionowym, statycznym naciskiem osi zestawu kół na szynę. W analizowanym przypadku ($P = 200 \text{ kN}$) wartości sił poprzecznych nie mogą być większe niż 65 160 N.

6.2. NIEBEZPIECZEŃSTWO WYKOLEJNIA WAGONU SPOWODOWANE OBRACANIEM SZYNY

Jednym z poważniejszych zagrożeń jest niebezpieczeństwo wykolejenia wagonu spowodowane obracaniem szyny w wyniku oddziaływania zestawów kół na tor kolejowy. Zaproponowane przez Stetsona kryterium uwzględnia stosunek sił L/V w punkcie styku koła z szyną oraz wymiary przekroju poprzecznego szyny (rys. 11).



Rys. 11. Siły oddziaływania szyny na koło zestawu

Fig. 11. Reaction forces acting between rail and wheel

Wypadkowa siła R , oddziaływania szyny na koło w punkcie styku C_L (będąca wektorem sumą siły normalnej N i stycznej T w płaszczyźnie styku koła z szyną), definiowana jest w zapisie wektorowym jako $R = N + T$. Przedmiotem zainteresowania pozostaje siła prowadząca L , będąca poprzeczną składową siły wypadkowej R :

$$L = N + T \quad (12)$$

oraz pionowa reakcja szyny V , będąca pionową składową siły wypadkowej R :

$$V = N + T \quad (13)$$

W badanym przypadku wskaźnik $|L/V|$ oznacza sumę sił poprzecznych na kole zestawu po jednej stronie wagonu dwuosowego, podzieloną przez siłę pionową na tym kole. Stosując się do wytycznych podanych w [3] przyjęto, że dla typowego odcinka toru wartość $|L/V|$ wymagana przez kryterium Stetsona nie powinna być większa od 0,6.

6.3. WSKAŹNIK ZUŻYCIA SZYNY I KOŁA

W eksploatacji wagonów towarowych ważna jest informacja dotycząca zużywania się kół i szyn. Autor wykorzystał w tym celu kryterium, bazujące na obliczaniu pracy wykonywanej na drodze 1 metra, przez siły styczne działające w obszarze styku danego koła z szyną:

$$W_z = T_x \cdot v_x + T_y \cdot v_y + M_z \cdot \phi_z \quad (14)$$

W powyższym równaniu v_x , v_y , φ_z oznaczają odpowiednio poślizg wzdłużny, poprzeczny oraz spin w punkcie styku koła z szyną, natomiast T_x , T_y , M_z – kolejno, wzdłużną i poprzeczną składową siły stycznej oraz moment, wywołany poślizgami poprzecznymi i spinem. Wymienione składowe siły stycznej, moment oraz poślizgi względne opisywane są układzie współrzędnych, którego osie leżą w płaszczyźnie styku koła z szyną. Jako graniczną, dopuszczalną wartość wskaźnika W_z przyjmuje się wartość 200 Nm/m.

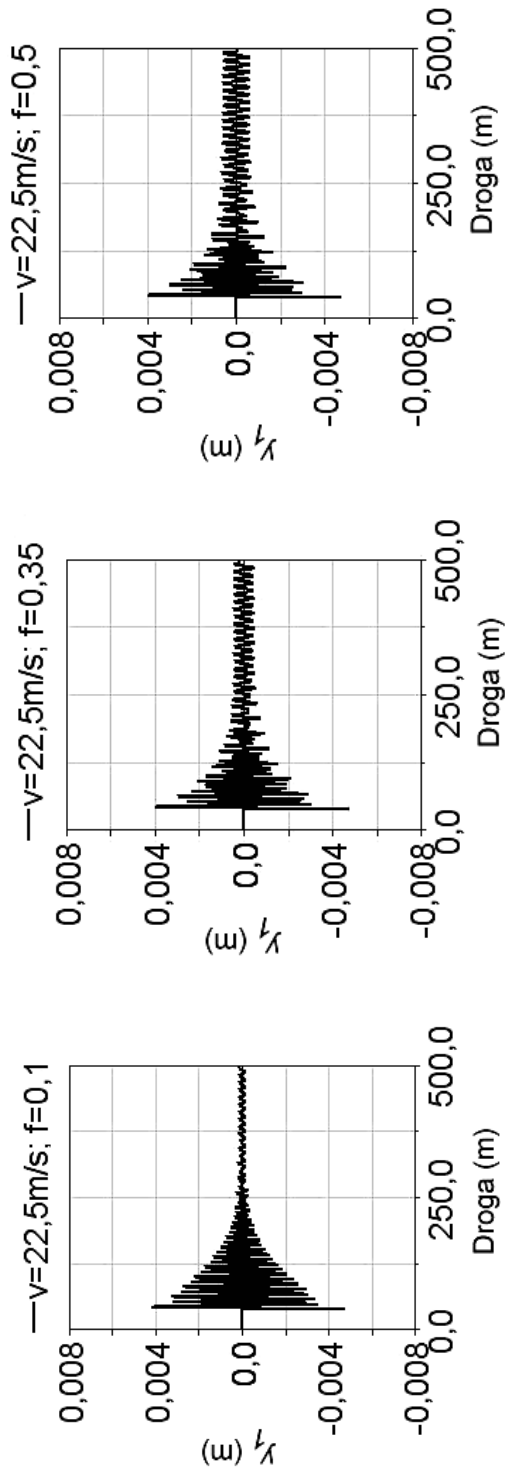
7. WYNIKI OBLICZEŃ SYMULACYJNYCH

7.1. WYTŁUMIANIE DRGAŃ PRZEZ ZAWIESZENIE

Obliczenia symulacyjne wykonane zostały w programie Adams Rail, z uwzględnieniem przedstawionych wcześniej parametrów. Wykorzystując ogólną wiedzę na temat dynamiki pojazdów szynowych oraz własne doświadczenia, autor zdecydował się zbadać zachowanie prowadzącego zestawu kół z zawieszeniem UIC z pojedynczymi wieszakami i na tej podstawie wnioskować o zachowaniu się modelu całego wagonu towarowego na torze prostym. Poprzeczne przemieszczenia y_1 prowadzącego zestawu kół, wywołane uskokiem linii środkowej toru, przedstawione zostały na rysunku 12 dla trzech badanych wartości współczynnika tarcia w przegubach zawieszenia.

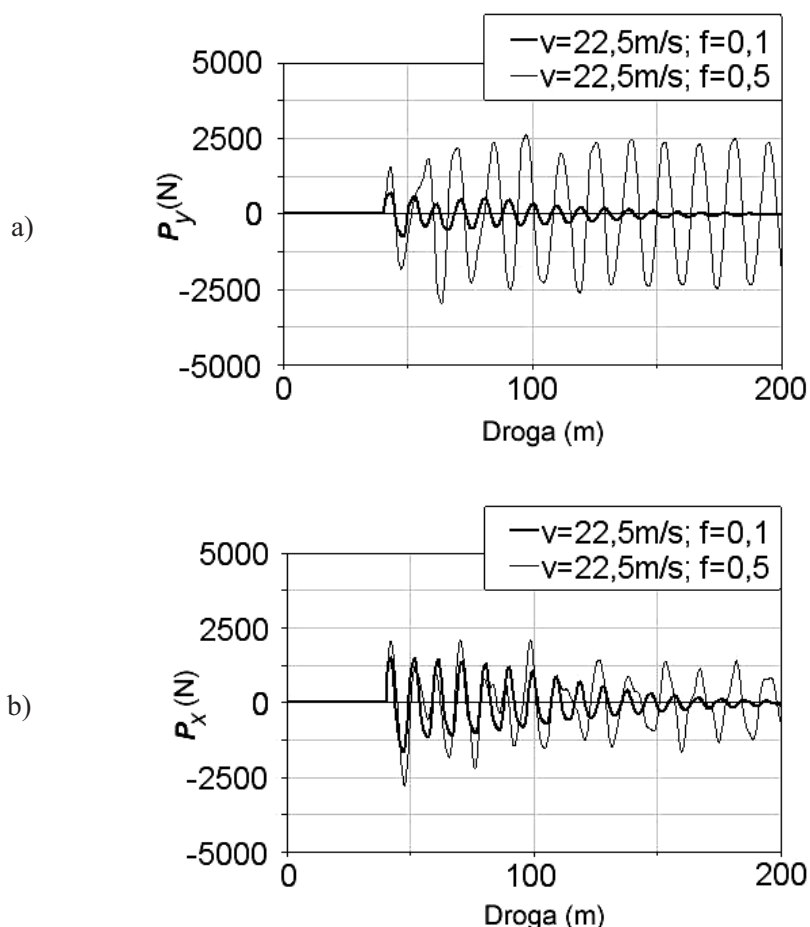
W każdym przypadku drgania poprzeczne ruchu zaburzonego są wytłumiane, a poprzeczne przemieszczenie zestawu kół maleje. Obserwowane są jedynie małe przemieszczenia residualne, co jest typowe dla zawieszenia z tłumieniem wywoływany przez konstrukcyjne tacie suche. Po przejechaniu przez model wagonu około 250 m, przemieszczenia residualne prowadzącego zestawu kół stabilizują się i równe są 0,0002 m, 0,0007 m oraz 0,001 m, gdy współczynnik tarcia w przegubach zawieszenia przyjmuje odpowiednio wartości 0,1; 0,35 oraz 0,5. Należy przy tym zauważyć, że droga potrzebna do ustabilizowania się procesu poprzecznych przemieszczeń zestawu kół najdłuższa jest w przypadku $f = 0,1$. Oznacza to, że czas potrzebny do wytłumienia drgań jest tutaj dłuższy niż w dwóch pozostałych przypadkach.

Występowanie przemieszczeń residualnych spowodowane jest w znacznej mierze brakiem tłumienia konstrukcyjnego w resorze piórowym, będącym elementem zawieszenia. Nie wpływa to jednak w decydujący sposób na dynamikę poprzeczną wagonu towarowego, co wykazane zostało między innymi przez Hoffmanna. Jednocześnie zauważyć można, że najskuteczniejsze wytłumienie drgań poprzecznych prowadzącego zestawu kół występuje przy najmniejszej wartości branego pod uwagę współczynnika tarcia w wieszakach zawieszenia, czyli dla $f = 0,1$. Wyjaśnienie tego stanu przedstawione zostanie w wyniku analizy pracy zawieszenia wieszakowego UIC, pozbawionego tłumienia ze strony resoru piórowego.



Rys. 12. Poprzeczne przemieszczenia prowadzącego zestawu, wywołane uskokiem linii środkowej toru
 Fig. 12. Lateral displacements of leading wheelset triggered by offset of the track centre line

Wydaje się, że w poruszającym się ze stałą prędkością wzdłuż toru wagonie większe tłumienie drgań zestawów kół powinno mieć miejsce wtedy, gdy współczynnik tarcia w przegubach zawieszenia jest duży. Nie w każdych jednak warunkach eksploatacji wagonu musi to oznaczać lepsze rozpraszanie energii przez zawieszenie. Przy dużym współczynniku tarcia poślizg w przegubach wieszaków (umożliwiający zawieszeniu rozpraszanie energii i tym samym tłumienie drgań) może być zapoczątkowany dopiero przy odpowiednio dużej sile zrywającej działającej w kierunku poprzecznym lub wzdłużnym zawieszenia, co pokazano na rysunku 13.

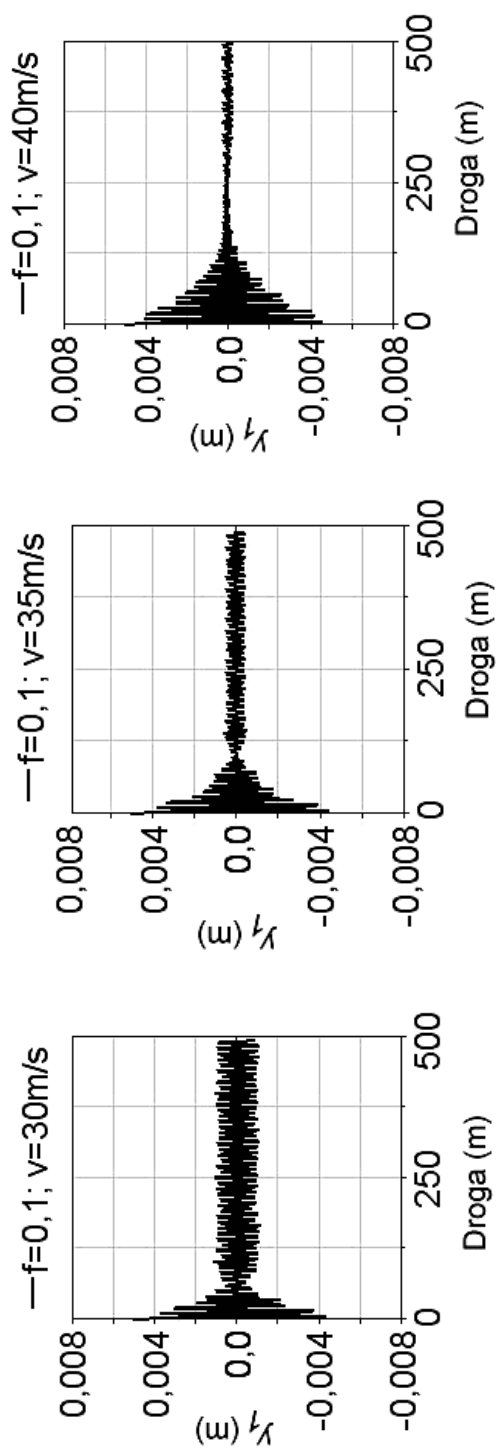


Rys. 13. Siła zrywająca w zawieszeniu UIC z pojedynczymi wieszakami:
 a) kierunek poprzeczny, b) kierunek wzdłużny
 Fig. 13. Breaking force for single-link suspension: a) in lateral direction,
 b) in longitudinal direction

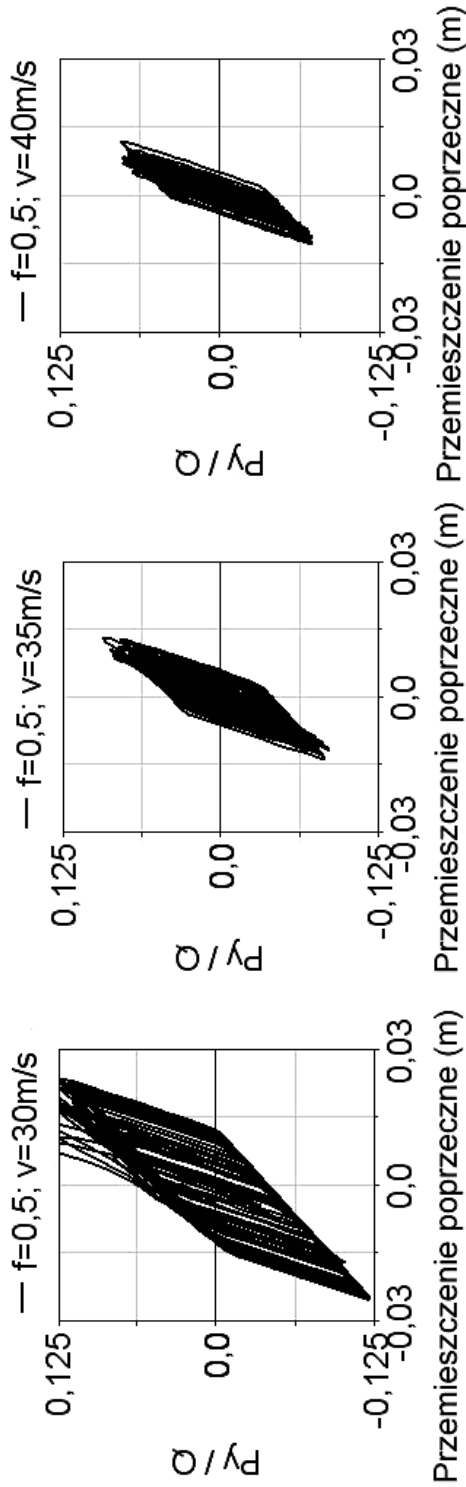
Poprzeczna siła zrywająca w zawieszeniu jest największa i wynosi około 2500 N, gdy współczynnik tarcia w przegubach wieszaków równy jest 0,5. Dla $f = 0,1$ siła ta jest prawie czterokrotnie mniejsza, przyjmując w chwili początkowej wartość 600 N, a następnie stabilizując się na poziomie około 200 N (rys. 13a), co umożliwia bardziej efektywne tłumienie drgań poprzecznych zestawu kół, gdyż zawieszenie zaczyna pracować przy znacznie mniejszej zewnętrznej sile wymuszającej. Takie same wnioski wyciągnąć można z analizy kierunku wzdłużnego (rys. 13.b). Tłumienie drgań wzdłużnych lewego zespołu łożysk w zestawie prowadzącym aktywowane jest łatwiej, jeśli współczynnik tarcia w przegubach równy jest 0,1 (siła zrywająca startuje od 1250 N, a następnie stabilizuje się na poziomie około 200 N). Gdy ten sam współczynnik tarcia równy jest 0,5 – początkowa siła zrywająca jest większa i równa około 2000 N, następnie nieco spada ustalając się na poziomie 1250 N. Dopóki nie rozpocznie się proces tłumienia, układ zawieszenia wieszakowego jest sztywny i nie pracuje zgodnie z oczekiwaniami dotyczącymi wytłumienia drgań.

Wyniki kolejnych obliczeń uwzględniają warunki początkowe narzucone na prowadzący zestaw kół w sytuacji, gdy wagon poruszał się po torze prostym z prędkościami 30 m/s, 35 m/s oraz 40 m/s. Najbardziej obiecująca jest prędkość 40 m/s (144 km/h), jakkolwiek czas wytłumienia drgań jest najdłuższy przy tej właśnie prędkości. Jednak właściwości dynamiczne wagonu z zawieszeniem UIC z pojedynczymi wieszakami na torze prostym są niezaprzeczalnie najlepsze przy najmniejszym, branym pod uwagę współczynniku tarcia $f = 0,1$ w przegubach zawieszenia. Residualne przemieszczenia poprzeczne prowadzącego zestawu kół są równe około 0,001 m przy prędkości wagonu wynoszącej 30 m/s i bliskie 0,0005 m, gdy $v = 40$ m/s, co pokazano na rysunku 14. Oznacza to, że umiarkowane zwiększenie prędkości ma korzystny wpływ na tłumiące właściwości zawieszenia UIC z pojedynczymi wieszakami, ponieważ skuteczniej uaktywniają się wówczas tłumiące właściwości zawieszenia. Zjawisko to rozpatrywać należy jako proces, który może być wyjaśniony, jeśli przeanalizowane zostaną wybrane pętle histerezy zawieszenia w kierunku poprzecznym i wzdłużnym.

Przedstawione pętle histerezy są unormowanymi siłami przywracającymi P_y / Q oraz P_x / Q , zależnymi od poprzecznego lub wzdłużnego przemieszczenia zawieszenia wieszakowego. Powstały one w wyniku numerycznego całkowania równań różniczkowych (8) i (9) w programie Adams Rail, a pole każdej z pętli histerezy odpowiada energii rozpraszanej podczas jednego cyklu pracy zawieszenia. W badanym przedziale prędkości wagonu wzdłuż toru prostego (od 30 m/s do 40 m/s) oraz przy uwzględnionych współczynnikach tarcia w przegubach zawieszenia można zauważyć, że zawieszenie pracuje zarówno w kierunku poprzecznym, jak i wzdłużnym. Dowodem na to jest występowanie pętli histerezy zawieszenia w tych dwóch kierunkach. Przy współczynniku tarcia w przegubach $f = 0,5$ zawieszenie UIC z pojedynczymi wieszakami zdecydowanie aktywniej pracuje w kierunku poprzecznym, niż wzdłużnym (rys. 15 i 16). Jakkolwiek ze wzrostem prędkości maleje pole pętli histerezy zawieszenia w kierunku poprzecznym, to na podstawie zarejestrowanych wyników stwierdzić można znacznie większe obniżenie udziału pracy zawieszenia w kierunku wzdłużnym, co wydaje się być korzystne z punktu widzenia stateczności poprzecznej badanego modelu wagonu towarowego.

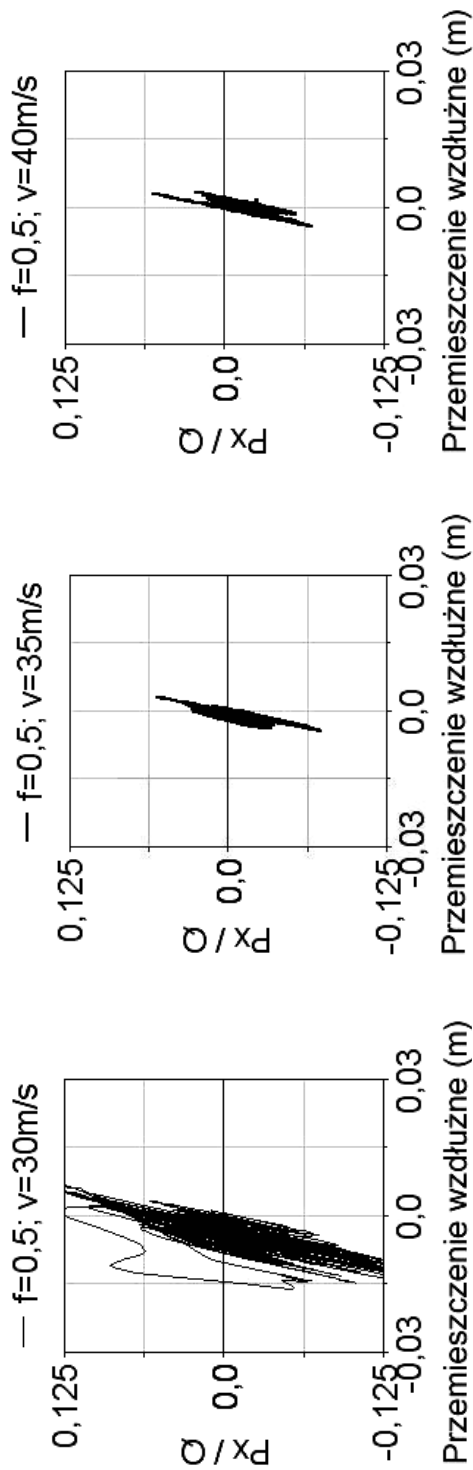


Rys. 14. Poprzeczne przemieszczenia prowadzącego zestawu kół po narzuceniu warunku początkowego przy $f = 0,1$ oraz różnych prędkościach wagonu wzdłuż toru
 Fig. 14. Lateral displacements of leading wheelset in case of initial conditions for $f = 0.1$ and for different velocities of the wagon along the track



Rys. 15. Pętle histerezy zawieszania UIC z pojedynczymi wieszakami w kierunku poprzecznym po narzuceniu na prowadzący zestaw kół warunku początkowego przy $f = 0,5$ oraz różnych prędkościach wagonu wzdłuż toru

Fig. 15. Hysteresis loops of the UIC single-link suspension in lateral direction in case of initial conditions imposed for leading wheelset, for coefficient of friction in joints $f = 0.5$ and for different velocities of the wagon along the track



Rys. 16. Pętle histerezy zawieszenia UIC z pojedynczymi wieszakami w kierunku wzdłużnym po narzuceniu na prowadzący zestaw kół warunku początkowego przy $f = 0,5$ oraz różnych prędkościach wagonu wzdłuż toru

Fig. 16. Hysteresis loops of the UIC single-link suspension in longitudinal direction in case of initial conditions imposed for leading wheelset, for coefficient of friction in joints $f = 0.5$ and for different velocities of the wagon along the track

Analiza przedstawionych powyżej wyników prowadzi do następującego wniosku ogólnego. Jeśli dwuosiowy wagon towarowy z zawieszeniem UIC z pojedynczymi wieszakami porusza się po torze prostym z umiarkowanie dużą prędkością (od 30 m/s do 40 m/s), to pojawienie się poprzecznego wymuszenia zewnętrznego działającego na zestawy kół powoduje uaktywnienie się pracy zawieszenia wieszakowego w dwóch głównych kierunkach. Stwierdzone sprzężenie pomiędzy dwoma kierunkami pracy zawieszenia jest możliwe, ponieważ badany układ jest silnie nieliniowy i motorem tego sprzężenia są siły styczne w obszarach styku kół z szynami.

Nieznaczne zwiększenie prędkości wagonu (w zakresie od 30 m/s do 40 m/s) korzystne jest z punktu widzenia tłumiących właściwości zawieszenia, które najbardziej uaktywniają się przy prędkości 40 m/s. Dalsze zwiększanie prędkości wagonu prowadzi jednak do jego niestateczności dynamicznej (rys. 17). Wyniki te mają charakter wyłącznie poglądowy, ponieważ dokładne ustalenie nieliniowej prędkości krytycznej wagonu wymaga zbudowania wykresu bifurkacyjnego.

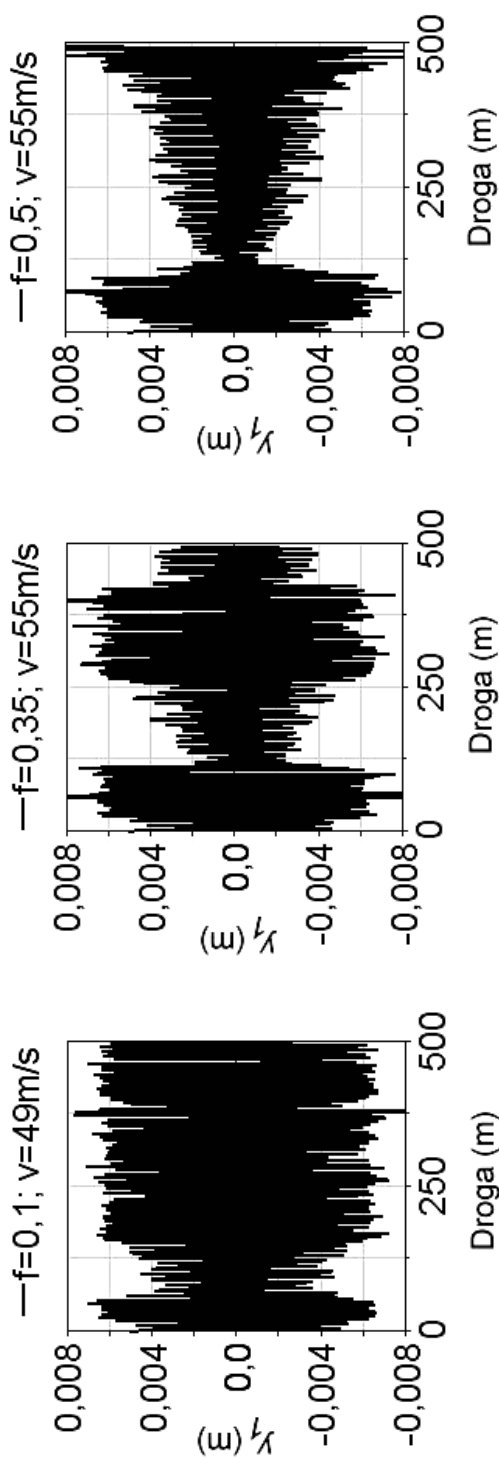
7.2. ODDZIAŁYWANIE WAGONU NA TOR PROSTY

Oddziaływanie zestawów kół na tor kolejowy, niebezpieczeństwo wykołowania wagonu spowodowane obracaniem szyny oraz zużycie szyn zależą od prędkości jazdy i wartości współczynnika tarcia w przegubach zawieszenia wieszakowego UIC. Porównując ze sobą otrzymane wyniki obliczeń wzięto pod uwagę ich wartości skuteczne RMS. Zarówno wartości RMS, jak i bezpośrednio odczytane wartości w funkcji drogi, są mniejsze od wartości dopuszczalnych. Zwiększenie prędkości wagonu, w analizowanym poprzednio zakresie, powoduje zmniejszenie się wartości sił poprzecznych, działających na szyny (rys. 18). Przy prędkości 40 m/s, szczytowe wartości sił poprzecznych F_y , jakimi zestawy kół badanego modelu wagonu towarowego przesuwają tor, nie przekraczają 5000 N.

Podobne prawidłowości występują również wtedy, gdy analizujemy wskaźniki wykołowania oraz wskaźniki zużycia szyn. Maksymalne wartości wskaźników $|L/V|$ nie przekraczają poziomu 0,2 przy współczynniku tarcia w przegubach zawieszenia $f = 0,35$ oraz prędkości 30 m/s (rys. 19). Interesujące są także wyniki dotyczące wskaźnika zużycia szyn. Świadczą one bardzo korzystnie o konstrukcji zawieszenia wieszakowego, gdyż zużycie szyn jest niskie – nie przekracza wartości 30 Nm/m (rys. 20).

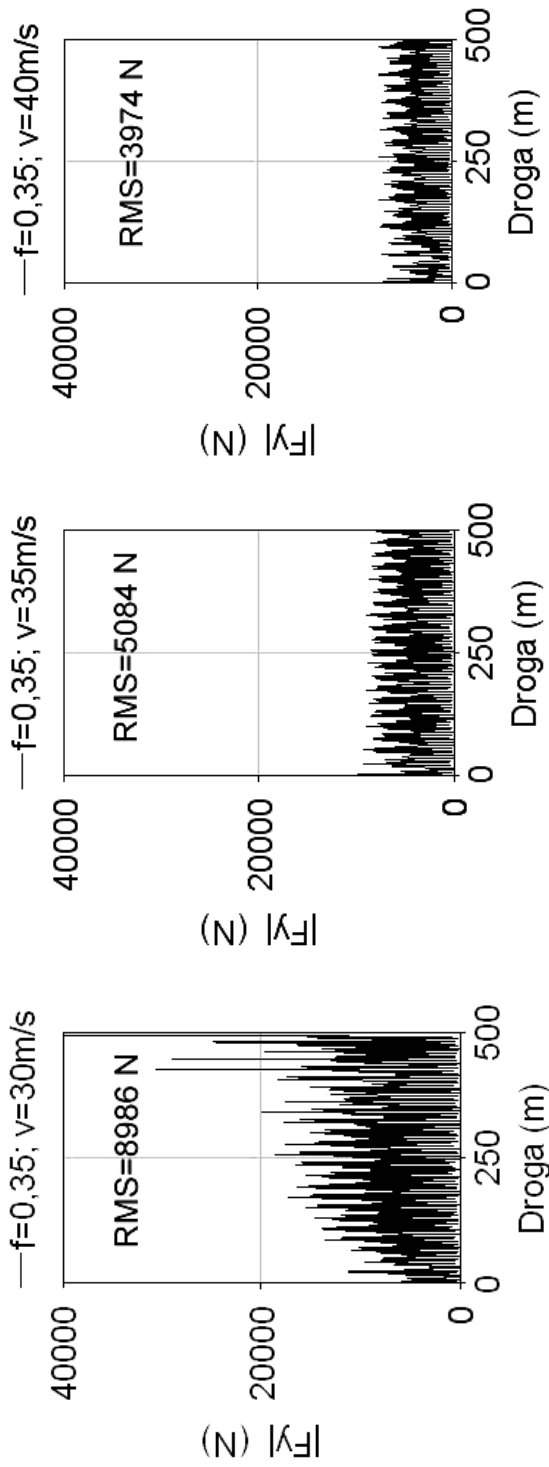
Zwiększanie współczynnika tarcia w przegubach zawieszenia w istotny sposób zwiększa wartości sił F_y . Na rysunku 21 pokazano to w odniesieniu do wagonu poruszającego się z prędkością 30 m/s. Największe wartości (bliskie wartościom dopuszczalnym) obserwowane są wówczas w sytuacji, gdy współczynnik tarcia $f = 0,5$. Dla tej samej prędkości, przy współczynniku tarcia w przegubach zawieszenia $f = 0,5$ maksymalne wartości wskaźników wykołowania $|L/V|$ bliskie są 0,3 (rys. 22). Nie przekraczają one jednak wartości dopuszczalnych.

W najgorszym z rozpatrywanych przypadków graniczne wartości wskaźników zużycia W_z nie przekraczają wartości 200 Nm/m (rys. 23).

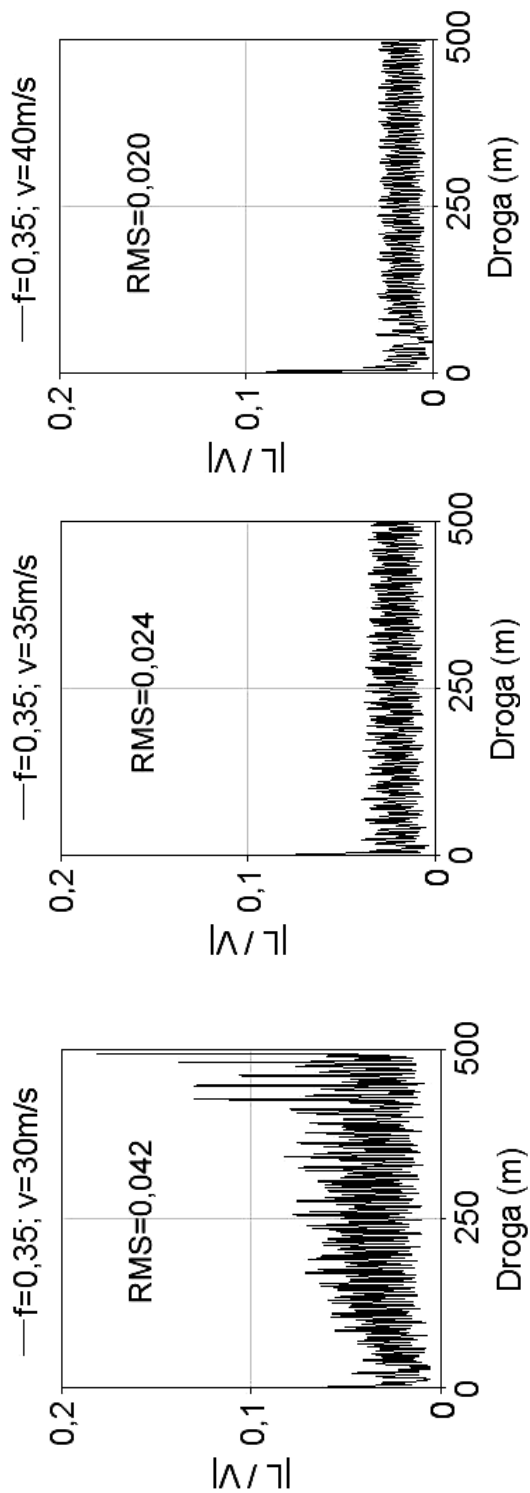


Rys. 17. Prędkości, przy których prowadzący zestaw kół osiąga cykl graniczny, przy różnych współczynnikach tarcia w przegubach zawieszania UIC z pojedynczymi wieszakami

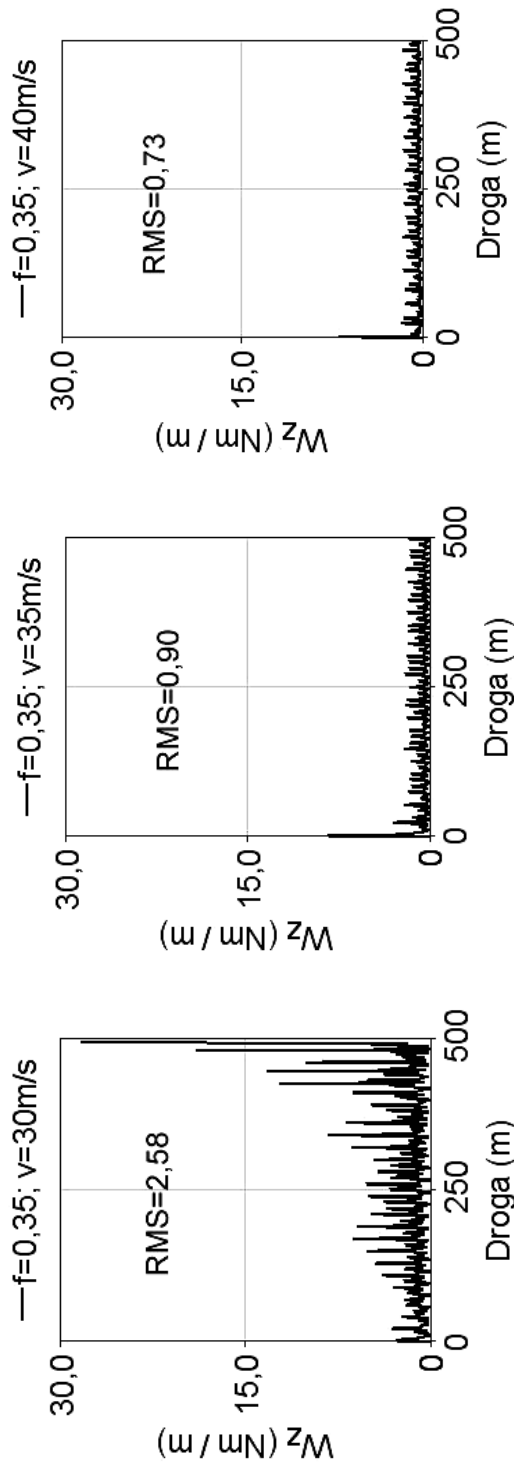
Fig. 17. Velocities, by which the leading wheelset achieves the limit cycle



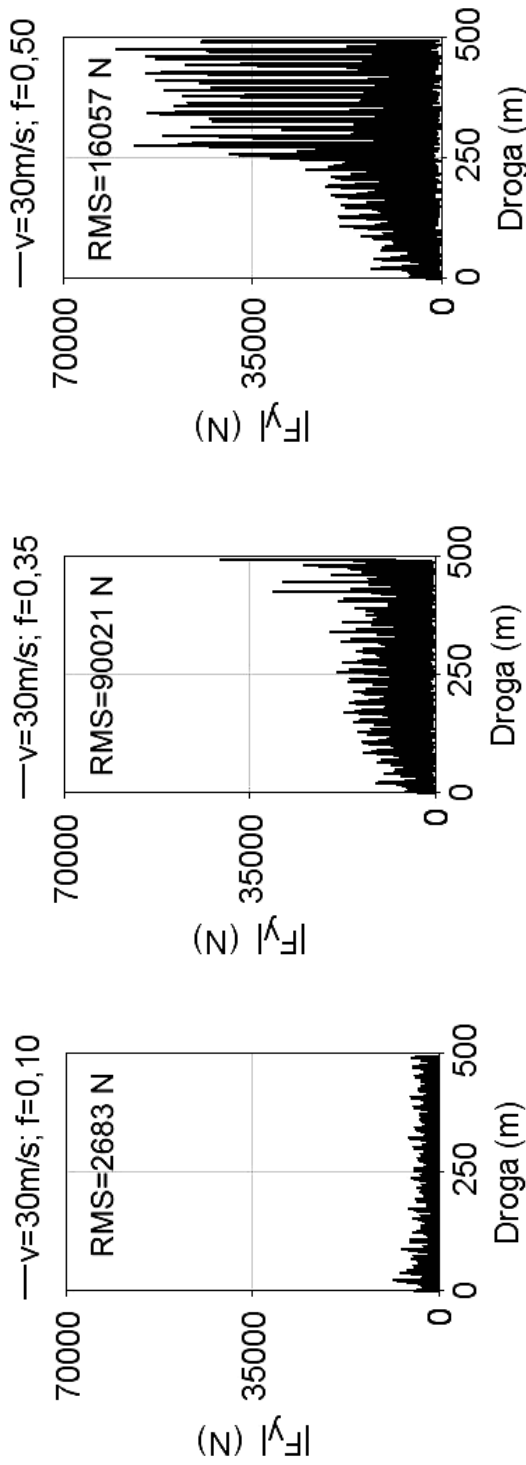
Rys. 18. Wartości sił poprzecznych F_y w funkcji drogi przy różnych prędkościach wagonu
 Fig. 18. Values of lateral forces F_y in function of distance, for different speed of wagon



Rys. 19. Wartości wskaźnika $|L/V|$ w funkcji drogi przy różnych prędkościach wagonu
 Fig. 19. Values of derailment coefficient $|L/V|$ in function of distance, for different speed of wagon

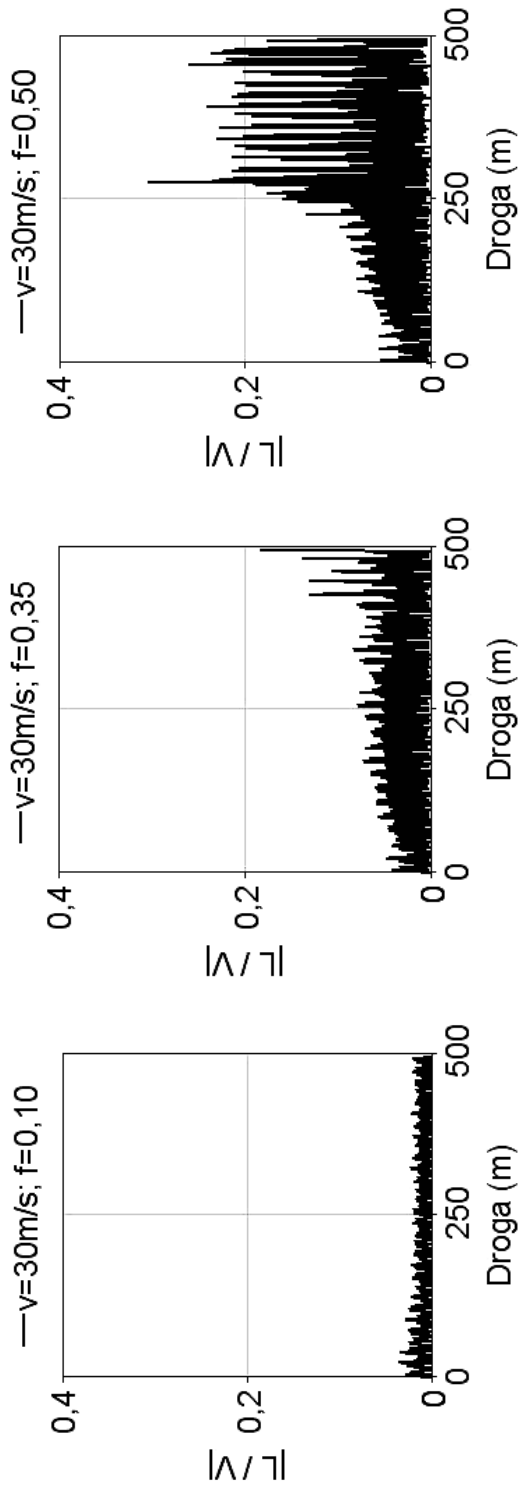


Rys. 20. Wartości wskaźnika W_z w funkcji drogi przy różnych prędkościach wagonu
 Fig. 20. Values of wear coefficient W_z in function of distance, for different speed of wagon



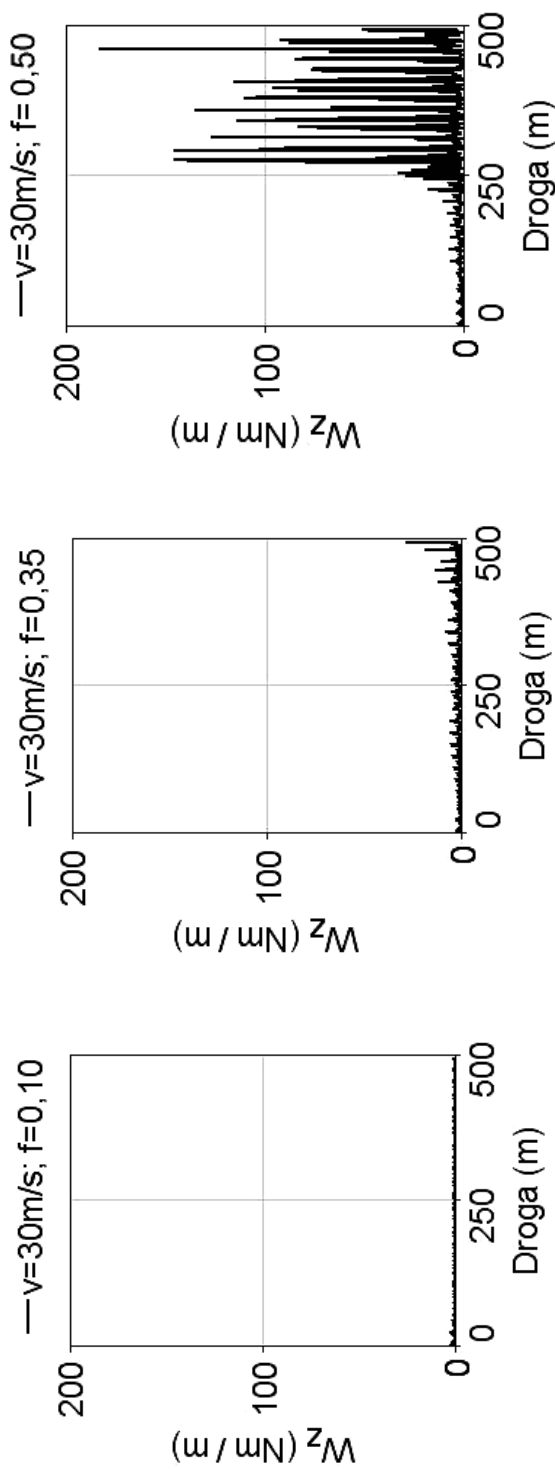
Rys. 21. Wartości sił poprzecznych F_y w funkcji drogi przy różnych współczynnikach tarcia w przegubach zawieszania, przy prędkości wagonu równej 30 m/s

Fig. 21. Values of lateral forces F_y in function of distance, for different value of coefficient of friction in joints of single-link suspension and speed of wagon equal to 30 m/s



Rys. 22. Wartości wskaźnika $|L/V|$ w funkcji drogi przy różnych prędkościach wagonu

Fig. 22. Values of derailment coefficient $|L/V|$ in function of distance, for different value coefficient of friction in joints of single-link suspension and speed of wagon equal to 30 m/s



Rys. 23. Wartości wskaźnika W_z w funkcji drogi przy różnych prędkościach wagonu
 Fig. 23. Values of wear coefficient W_z in function of distance, for different value coefficient of friction in joints of single-link suspension and speed of wagon equal to 30 m/s

8. PODSUMOWANIE I WNIOSKI

W artykule przedstawiono wyniki badań wykonanych z użyciem symulacyjnego modelu wagonu towarowego z zwieszeniem UIC z pojedynczymi wieszakami. Zakres obliczeń ograniczono do zbadania wpływu współczynnika tarcia w przegubach wieszaków i prędkości jazdy na zachowanie się zawieszenia wieszakowego i oddziaływanie na tor kolejowy prowadzącego zestawu kół. Na podstawie przeprowadzonych badań można sformułować następujące wnioski.

- Stwierdzono, że najskuteczniejsze tłumienie poprzecznych drgań zestawów kół występuje przy najmniejszej wartości branego pod uwagę współczynnika tarcia w przegubach wieszaków zawieszenia, czyli dla $f = 0,1$.
- Wykazano, że zwiększanie (w określonym przedziale) prędkości dwuosiowego wagonu towarowego z zawieszeniem UIC z pojedynczymi wieszakami jest korzystne z uwagi na tłumiące właściwości zawieszenia, które najbardziej uaktywniają się przy 40 m/s (144 km/h). Równocześnie stwierdzono, że bardzo ważną rolę w pracy zawieszenia odgrywa wartość współczynnika tarcia w przegubach wieszaków wykazując, że najkorzystniejsza jest wartość $f = 0,1$.
- Badano wpływ poprzecznego wymuszenia zewnętrznego działającego na zestawy kół wagonu, poruszającego się z umiarkowanie dużą prędkością – około 40 m/s. Pojawienie się poprzecznego wymuszenia powoduje uaktywnienie się pracy zawieszenia wieszakowego w dwóch głównych kierunkach, chociaż zastosowany model matematyczny zawieszenia zbudowany został przy założeniu, że pracuje ono niezależnie w kierunku wzdłużnym i poprzecznym. Sprzężenie pomiędzy dwoma kierunkami pracy zawieszenia wydaje się być zrozumiałe, ponieważ badany układ jest silnie nieliniowy i motorem tego sprzężenia są siły styczne w obszarach styku kół z szynami.
- Wykazano, że oddziaływanie zestawów kół na tor kolejowy, niebezpieczeństwo wykolejenia wagonu spowodowane obracaniem szyny oraz zużycie szyn zależą od prędkości jazdy i wartości współczynnika tarcia w przegubach zawieszenia wieszakowego UIC z pojedynczymi wieszakami. Zwiększenie prędkości wagonu, w ustalonym zakresie zmian, powoduje zmniejszenie wartości sił poprzecznych, działających na szynę. Zwiększanie współczynnika tarcia w przegubach zawieszenia w istotny sposób podnosi poziom tych sił. Największe wartości (bliskie wartościom dopuszczalnym) obserwowane są w sytuacji, gdy współczynnik tarcia $f = 0,5$.
- Maksymalne wartości wskaźników wykolejenia $|L/V|$ oraz wskaźników zużycia szyn nie przekraczają poziomu 0,2 przy współczynniku tarcia w przegubach zawieszenia $f = 0,35$ oraz prędkości 30 m/s. Dla tej samej prędkości, przy współczynniku tarcia w przegubach zawieszenia $f = 0,5$ maksymalne wartości wskaźników $|L/V|$ bliskie są 0,3 i nie przekraczają wartości dopuszczalnych wynoszących 0,6.
- Stwierdzono bardzo korzystny wpływ konstrukcji zawieszenia wieszakowego na wskaźnik zużycia szyn. Zużycie szyn jest małe w całym zakresie zmiany parametrów. W najgorszym z rozpatrywanych przypadków graniczne wartości wskaźników W_z nie przekraczają 200 Nm/m.

Powyższe wnioski dotyczą wagonu całkowicie obciążonego, którego zestawy kół wywierają na tor pionowy nacisk statyczny równy 200 kN. Autor zdaje sobie sprawę, że w przypadku pustego wagonu pogorszą się nieco właściwości biegu wagonu w kategoriach stateczności dynamicznej. Właściwości samego zawieszenia nie ulegną jednak zmianom.

Przedstawione wyniki analiz odnoszą się do zawieszenia UIC z pojedynczymi wieszakami. Mogą być jednak z powodzeniem przeniesione na przykład na analizę zawieszenia UIC podwójnymi wieszakami.

BIBLIOGRAFIA

- [1] Adams Rail Users Manual. Wheel-rail Element. Reference Guide. MDI, 2001
- [2] *Basiewicz T., Rudziński L., Jacyna M.*: Linie kolejowe. Oficyna Wydawnicza Politechniki Warszawskiej, Warszawa 2002
- [3] *Elkins J.A., Carter A.*: Testing and Analysis Techniques for Safety Assessment of Rail Vehicles: The State-of-the-Art. *Vehicle System Dynamics*, 2, 1993, 185 - 208
- [4] *Hoffmann M.*: Dynamics of European two-axle freight wagons. Technical University of Denmark, PhD Thesis, Kongens Lyngby 2006
- [5] *Jönsson P.A.*: Dynamic Vehicle-Track Interaction of European Standard Freight Wagons With Link Suspension. Doctoral Thesis. *Rail Vehicles*, 36, KTH Stockholm, Sweden 2007
- [6] *Kalker J.J.*: Three-Dimensional Elastic Bodies in Rolling Contact. Kluwer Academic Publishers, Dordrecht/Boston/London, 1990
- [7] *Piotrowski J.*: Model of the UIC link suspension for freight wagons. *Archive of Applied Mechanics*, 73, 7, 2003, 517 - 532
- [8] *Piotrowski J., Matej J.*: Stability of motion on straight track of the tank wagon with H665-IIR bogies. Internal study. Warsaw University of Technology, Institute of Vehicles, Warsaw 2004
- [9] *Iwnicki S.*: The Manchester Benchmarks for Rail Vehicle Simulation. Supplement to *Vehicle System Dynamics*, 31, Swets and Zeitlinger, Netherland, 1999, 2 - 12

DYNAMICS OF TWO-AXLE FREIGHT WAGON WITH THE UIC SINGLE-LINK SUSPENSION AND FORCES EXERTED ON THE STRAIGHT TRACK

Abstract

This paper is concerned with lateral dynamics of the two-axle freight wagon with the UIC single-link suspension, where dry friction is the only one way of damping oscillations. The mathematical model of the standard UIC single-link suspension has been prepared elsewhere according to non-smooth mechanics assumptions and then implemented into known MBS program. Numerical simulations of motion of the two-axle freight wagon with 200 kN axle load were performed on the straight track according to methods appropriate for dynamic stability, lateral forces exerted on the track, guiding forces, coefficient of derailment and coefficient of wheel-rail wear. The influence of coefficient of friction in suspension joints as well, as velocity of freight wagon were taken into account.