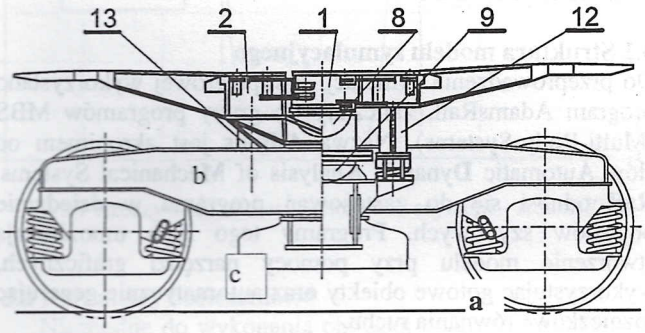
prof. dr hab. inż. Jerzy Madej
dr inż. Jan Matej
Politechnika Warszawska

Bezpieczeństwo zespołu bimodalnego z przestawnymi zestawami kół podczas jazdy po łukach odwrotnych

Zestawy przestawne umożliwiają poruszanie się wagonów kolejowych po torach o różnych szerokościach. Przestawność polega na możliwości zwiększenia lub zmniejszenia rozstawu kół osi bez konieczności wymiany wózków pod nadwoziami. W niniejszym artykule przedstawiono wyniki badań symulacyjnych zespołu trzech jednostek bimodalnych, wjeżdżających z ustaloną prędkością z toru prostego o szerokości 1435 mm lub 1520 mm w tzw. łuki odwrotne o promieniach krzywizny 75m.

1. WSTĘP

Ocena bezpieczeństwa jazdy pociągu była przedmiotem wielu artykułów naukowych. Na temat bezpieczeństwa ruchu pociągu bimodalnego powstało jednak niewiele opracowań. Najczęściej dotyczą one wykolejenia quasistatycznego na pojedynczym łuku - [4]. Dlatego autorzy artykułu zdecydowali się poświęcić uwagę jednostkom bimodalnym, poruszającym się po łukach odwrotnych - rys.1.



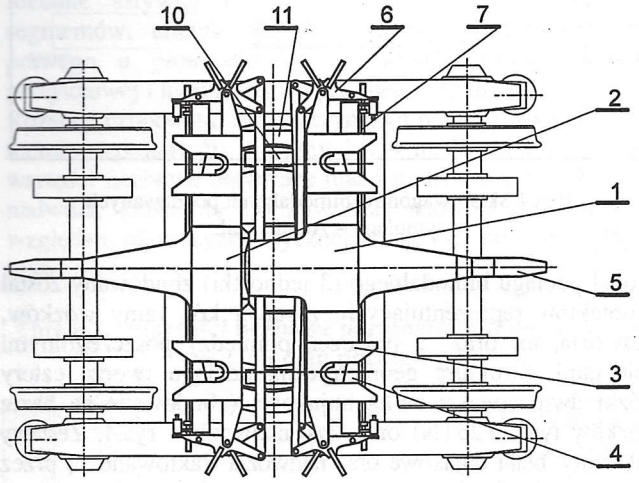
Rys.1 Układ toru z łukami odwrotnymi.

Głównym celem wykonanych badań symulacyjnych było zbadanie właściwości dynamicznych pociągu złożonego z 3 wagonów bimodalnych z przestawnymi zestawami kół – rys.4. Rozpatrzono dwa warianty szerokości toru: 1435 mm oraz 1520 mm.

2. ELEMENTY STRUKTURALNE POCIĄGU BIMODALNEGO

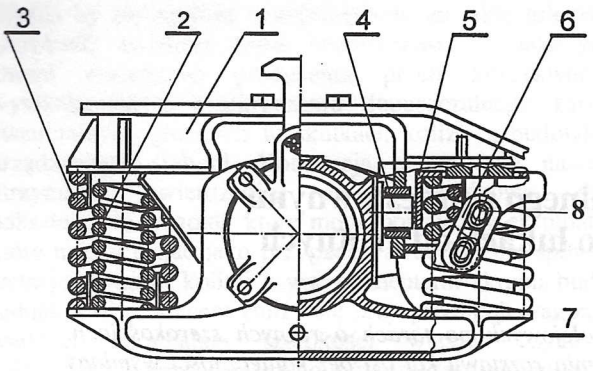
Podstawowym elementem składowym pociągu jest wózek dwuosiowy. Zespoły konstrukcyjne wózka pośredniego przedstawiono na rys.2. Pierwszy stopień pionowego i poprzecznego usprężynowania wózka tworzą sprężyny śrubowe umieszczone pomiędzy korpusem łożyska osi zestawu kół oraz ramą wózka. Drugi stopień to belka bujakowa, połączona z ramą wózka poprzez dwie pary wieszaków (po jednej parze na stronę) - rys.2. Jest to „usprężynowanie" wyłącznie poprzeczne.

Schemat konstrukcyjny prowadzenia łożyska osi kół w ramie wózka przedstawiono na rys.3 – [2]. Korpusy łożysk powiązane są z ramą wózka „1" za pomocą walcowych sprężyn śrubowych. Na jeden korpus łożyska przypadają dwa komplety sprężyn „2" i „3", które przenoszą ciężar wagonu z ramy wózka na zestaw kół. Podczas przemieszczeń obudowy łożyska względem ramy sprężyny te są zginane, w wyniku czego powstają siły zwrotne. Poprzeczne i wzdłużne przemieszczenia korpusu ograniczone są przez wsporniki ramy. Przemieszczeniom pionowym i poprzecznym towarzyszą siły tarcia suchego, wywołane przez płytowy tłumik cierny. Ślizganiu się grzybka „4" po powierzchni płyty ciernej korpusu towarzyszą siły tarcia, powodujące tłumienie pionowych i poziomych drgań ramy wózka.



Rys. 2. Schemat konstrukcyjny wózka pośredniego – [3].

1- adapter pośredni, górny; 2- adapter pośredni, dolny; 3- gniazdo oparcia bocznego; 4- zamek adaptera; 5- ramię reakcyjne; 6,7- mechanizm ryglowania; 8- czop skrętu adaptera górnego; 9- czop skrętu adaptera dolnego ;10,11- ślizgi boczne; 12,13- podpory adapterów; a- zestaw kół; b- rama wózka; c- belka bujakowa

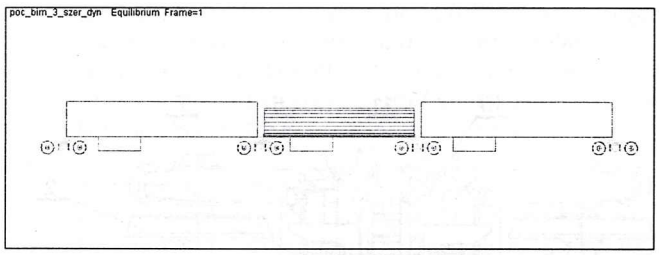


Rys.3 Prowadzenie łożyska osi - [3].
1 - rama wózka; 2 - sprężyna wewnętrzna; 3 - sprężyna zewnętrzna; 4 – grzybek; 5 - dociskacz; 6 – ogniwko; 7 - korpus łożyska; 8 - połączenie ogniwka z dociskaczem

3. MODEL SYMULACYJNY POCIĄGU BIMODALNEGO

3.1 Struktura modelu symulacyjnego

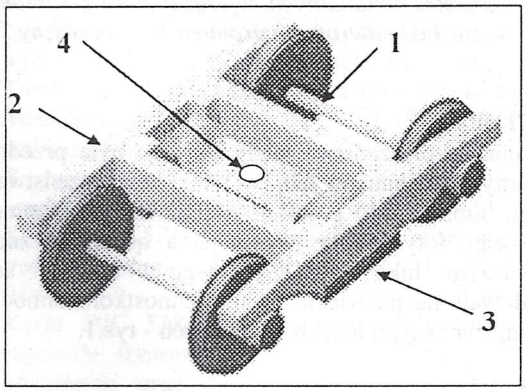
Do przeprowadzenia symulacji komputerowej wykorzystano program AdamsRail, zaliczany do grupy programów MBS (Multi-Body-Systems). Nazwa **Adams** jest akronimem od słów **A**utomatic **D**ynamic **A**nalysis of **M**echanical **S**ystems. **Rail** odnosi się do zastosowań programu w dziedzinie pojazdów szynowych. Programy tego typu umożliwiają stworzenie modelu przy pomocy narzędzi graficznych, wykorzystując gotowe obiekty oraz automatycznie generując różniczkowe równania ruchu.



Rys.4 Skład wagonów bimodalnych poddawanych symulacji – AdamsRail.

Model pociągu bimodalnego (3 jednostki) zbudowany został z obiektów reprezentujących: zestawy kół, ramy wózków, nadwozia, tor oraz z połączeń pomiędzy poszczególnymi obiektami. Strukturę geometryczną pociągu tworzą cztery wózki dwuosiowe z belką bujakową (zbudowane na bazie wózków typu Y25TN) oraz trzy nadwozia - rys.4. Zestawy kół, ramy, belki bujakowe oraz nadwozia traktowane są przez program jako bryły sztywne, natomiast łączące je elementy sprężyste i tłumiące są odkształcalne i pozbawione masy. Z chwilą rozpoczęcia budowy modelu automatycznie generowany jest stacjonarny, kartezjański układ współrzędnych, jako globalny układ odniesienia, w którym zdefiniowany jest początek oraz osie współrzędnych. Względem tego układu obliczane są przemieszczenia, prędkości i przyśpieszenia wszystkich części modelu. Z wybranym członem modelu związany jest lokalny układ współrzędnych, umieszczony w środku masy oraz w geometrycznych punktach połączenia bryły z innymi ciałami modelu, a jego położenie określane jest względem układu globalnego. Dane określające położenie i orientację ciał układu, dotyczą modelu znajdującego się w pozycji wyjściowej na torze prostym.

Początek globalnego (nieruchomego) układu współrzędnych znajduje się w płaszczyźnie poziomej, usytuowanej na wysokości główek szyn. Oś „x" skierowana jest wzdłuż linii środkowej toru, oś „z" do dołu, natomiast oś „y" uzupełnia prawoskrętny układ osi. Względne ruchy pomiędzy członami, ograniczone są poprzez więzy, będące rodzajem połączeń idealnych i zapewniające wzajemne powiązanie części modelu. Ze sposobu, w jaki mogą poruszać się względem siebie człony modelu, wynika liczba stopni swobody. Pełny model badanego pociągu bimodalnego posiada 68 stopni swobody.



Rys.5 Zestawienie elementów modelu wózka dwuosiowego.
1 - *Zestaw kół*; **2** - *Rama wózka*; **3** - *Belka bujakowa*; **4** - *Punkt przeniesienia obciążenia na ramę wózka*

Model wózka pośredniego zbudowany został z następujących sztywnych członów: dwóch zestawów kół wyposażonych w komplety łożysk osiowych, ramy, belki bujakowej, dwóch par wieszaków po lewej i prawie stronie, adaptera dolnego i górnego. Model wózka krańcowego posiada takie same elementy, ale pozbawiony jest adaptera górnego. Nadwozie zamodelowano jako bryłę sztywną, która poprzez adaptery opiera się na dwóch sąsiednich wózkach. W ten sposób tworzy ono jedną część z adapterami wózków, które łączą go z belką bujakową oraz ramą wózka poprzez kulisty czop skrętu. W modelu pociągu nadwozie jest bryłą w kształcie prostopadłościanu (naczepa siodłowa) lub cylindra (cysterna), o sparametryzowanej masie i momentach bezwładności. Przyjęto, że kierunki głównych osi bezwładności nadwozia pokrywają się kierunkami globalnego układu współrzędnych, a położenie środka masy oraz główne centralne momenty bezwładności nadwozia są liniową funkcją parametru określającego stopień jej zapełnienia.

3.2. Siły i momenty działające na człony modelu

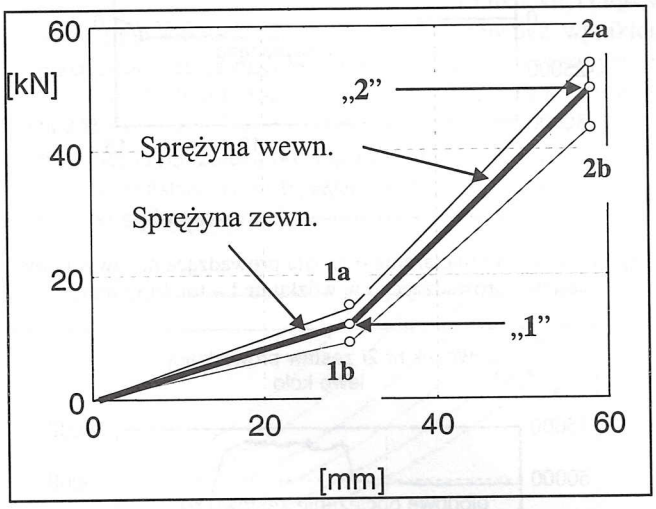
W modelu pociągu uwzględniono następujące siły i momenty działające na człony układu:

- siły grawitacji;
- siły kontaktowe (nieliniowy model kontaktu koło-szyna, bazujący na nieliniowej teorii toczenia Kalkera);
- siły i momenty reakcji w parach kinematycznych;
- obciążenia pionowe oraz siły tarcia na ślizgach bocznych;
- momenty tarcia na czopach skrętu;
- siły tarcia po włączeniu się tłumika pionowego na pierwszym stopniu usprężynowania.

Modele trzech pierwszych podanych wyżej sił tworzone są automatycznie przez pakiet Adams/Rail.
Przyjęto, że siły oddziaływania między łożyskiem i ramą wózka są proporcjonalne do przemieszczeń łożyska osi zestawu kół względem ramy. W badanym modelu korpusy łożysk osi zestawu kół mogą przemieszczać się w kierunku wzdłużnym „x" do wyczerpania luzu (ok. 3 mm). Wtedy zaczyna pracować tłumik cierny – rys.3.
W modelu wózka występują sztywności i tłumienia proporcjonalne do przemieszczeń i prędkości względnych w kierunkach „x" i „y". Siły na tych kierunkach opisane są następującymi funkcjami:

$$F_x = -\frac{1}{2}k_x x - \frac{1}{2}c_x \dot{x}$$
$$F_y = -\frac{1}{2}k_y y - \frac{1}{2}c_y \dot{y} \qquad (1)$$

gdzie:
x, y - przemieszczenia obudowy łożyska względem ramy w kierunku „x" i „y';
$\dot{x}, \dot{y}$ - prędkości przemieszczenia obudowy łożyska względem ramy w kierunku „x" i „y';
k_x, k_y -sztywności prowadzenia osi w kierunku „x"i „y";
c_x, c_y -współczynniki tłumienia osi w kierunku „x"i „y".



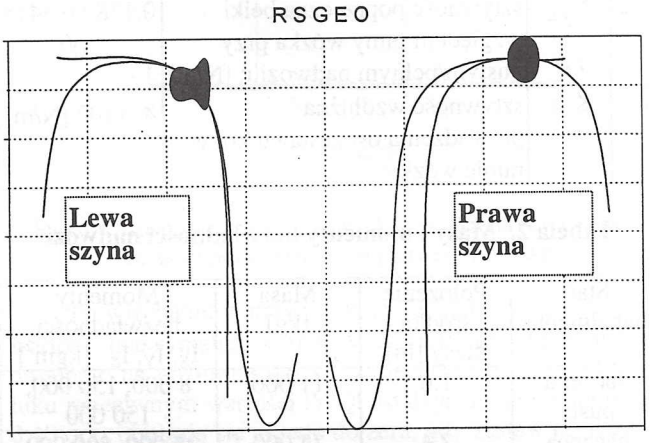
Rys.6 Histereza siły w usprężynowaniu pionowym osi zestawu kół - [3].

Uwzględniono progresywną, dwuliniową charakterystykę zespołu sprężyn śrubowych pierwszego stopnia usprężynowania oraz histerezę siły w kierunku pionowym, wynikającą z zastosowania tłumika ciernego w konstrukcji prowadzenia osi - rys.6.

Na ślizgach bocznych występują dwa rodzaje sił. Są to siły F_z, normalne do powierzchni ślizgowych adaptera i belki bujakowej oraz siły T, wynikające z istnienia tarcia. Przyjęto liniowy model tarcia – [2].

3.3 Nieliniowy model kontaktu koła z szyną

Zbiór z rzeczywistymi zarysami kół S1002 i szyn UIC60, posłużył do utworzenia tablicy nieliniowych parametrów kontaktowych. Parametry takie wygenerowano dla dwóch rozstawów szyn: 1435 mm i 1520 mm. Uwzględniono kąt pochylenia szyn (0.025 rad) oraz przechyłkę toru odpowiednią dla maksymalnej prędkości dopuszczalnej na łuku. W oparciu o znajomość pionowego obciążenia osi zestawu kół program AdamsRail określa wartość sił normalnych w obszarach styku kół z szynami, a następnie rzeczywiste obszary styku, w zależności od położenia zestawu kół względem linii środkowej toru – rys.7.



Rys.7 Rzeczywiste obszary styku kół z szynami – AdamsRail.

3.4 Parametry obliczeniowe

Niezbędne do wykonania obliczeń parametry modelu symulacyjnego zebrano w tabeli 1, uwzględniając dwa przypadki szerokości torów – standardowy (1435 mm) i szeroki (1520 mm).
Idealnie sztywny i gładki tor zbudowany został z 6 segmentów: odcinka prostej, krzywej przejściowej, łuku prawego o promieniu 75 m, odcinka prostej, krzywej przejściowej i łuku lewego o promieniu 75 m – rys.1.
Rozstaw czopów skrętu w przypadku naczepy wynosił 14.02 metra, natomiast dla cysterny 11.34 m. W tabeli 2 zebrano wartości liczbowe dotyczące mas i momentów bezwładności nadwozi. Położenie środków mas nadwozi mierzone jest względem płaszczyzny stycznej do toru na poziomie główek szyn.

Tabela1. Wartości liczbowe parametrów obliczeniowych modelu pociągu

Lp.	Para-metr	Opis	Wartości liczbowe
1.	r_i	nominalny promień toczenia kół w i-tym zestawie [m]	0.46
2.	2S	rozstaw punktów styku kół z szynami [m]	1.500 / 1.585
3.	2B	poprzeczny rozstaw łożysk osiowych [m]	2.
4.	$2L_0$	baza wózka [m]	2.3
5.	M_z	masa zestawu kół z łożyskami;(i =1,2)	1500/1700 [kg]
6.	J_x J_y J_z	moment bezwładności zestawu kół wokół osi xyz [kg*m^2]	810/1100 140/150 810/1100

7.	M_R	masa ramy wózka	1550 [kg]
8.	J_{Rx} J_{Ry} J_{Rz}	moment bezwładności ramy wózka wokół osi xyz [kg*m^2]	1150 780 1900
9.	M_B	masa belki bujakowej z wieszakami [kg]	700
10.	K_{y1}	sztywność poprzeczna prowadzenia osi zestawu kół w ramie wózka; [N/m]	4.* 10^6
11.	K_{y2}	sztywność poprzeczna belki względem ramy wózka przy pustym/pełnym nadwoziu; [N/m]	0.178 / 0.341* 10^6
12.	K_{x1}	sztywność wzdłużna prowadzenia osi zestawu kół w ramie wózka;	4. *10^8 [N/m]

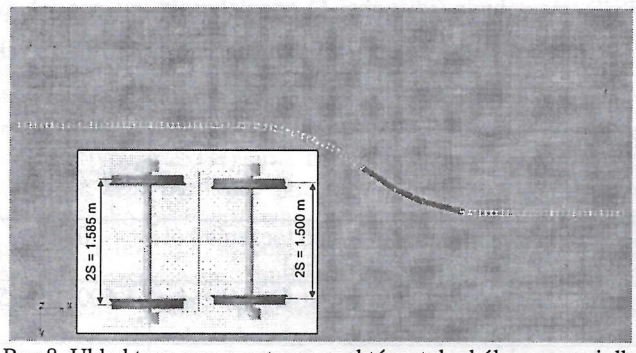
Tabela 2. Masy i momenty bezwładności nadwozi

Stan napełnienia	Położenie środka masy [m]	Masa [kg]	Momenty bezwładności I_X, I_Y, I_Z [kgm^2]
naczepa pusta	1.6	11 000	8 000, 150 000, 150 000
naczepa pełna	2.4	34 000	25 000, 500 000, 500 000
Cysterna pusta	1.65	11 000	29 000, 75 000, 75 000
Cysterna pełna	2.37	30 000	16 000, 273 000, 273 000

W obliczeniach przyjęto, że zarówno zestawy kół, jak i belka bujakowa są tłumione w kierunku poprzecznym. Optymalne wartości współczynników tłumienia tych elementów konstrukcyjnych w wózku wynoszą odpowiednio: Cy1=4*10^4 [Ns/m] oraz Cy2=4*10^3 [Ns/m].

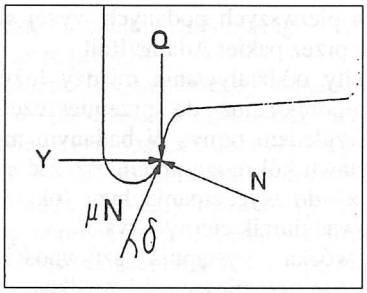
4. WYBRANE WYNIKI OBLICZEŃ

Symulacje wykonano dla składu 3 wagonów bimodalnych poruszających się z prędkością 10 m/s po opisanym wcześniej torze – rys.8. Do prezentacji wybrano wyniki dotyczące pustego składu wagonów.



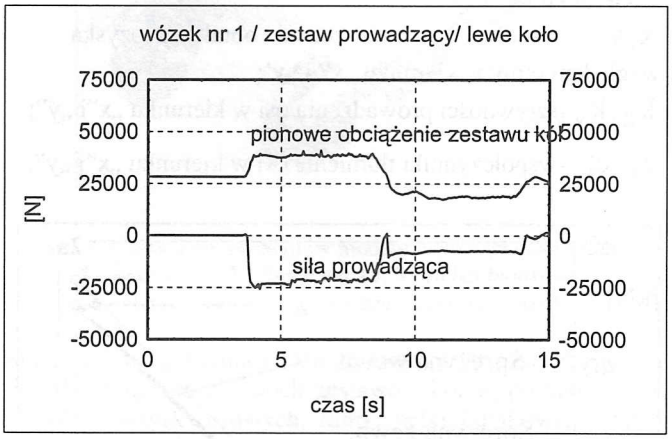
Rys.8 Układ toru oraz rozstawy punktów styku kół z szynami dla badanych przypadków – AdamsRail.

Spośród uzyskanych wyników obliczeń, na wykresach umieszczono tylko te, które są istotne w ocenie bezpieczeństwa jazdy, a mianowicie: siła prowadząca, pionowe obciążenia kół oraz stosunek siły poprzecznej (Y) do pionowej (Q) na lewym kole zestawu prowadzącego– rys.9.

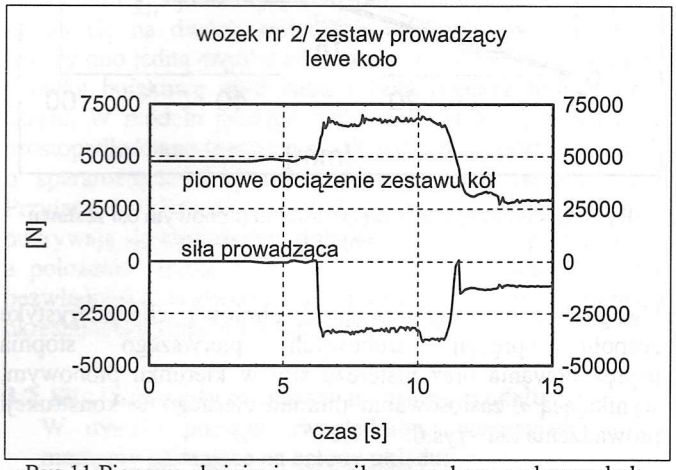


Rys.9 Siły działające na koło w obszarze styku – [1].

Do analizy wzięto zestawy prowadzące pierwszego i drugiego wózka w składzie pociągu. Na rysunkach 10 i 11 pokazano zmianę w czasie pionowego obciążenia oraz siły prowadzącej na lewym kole zestawu prowadzącego w wózku nr 1 i 2 podczas jazdy po torze o szerokości 1435 mm. Pionowe obciążenie tych zestawów kół różni się znacznie, co wynika z faktu, że na wózki skrajne i środkowe przypada inne obciążenie od nadwozi.



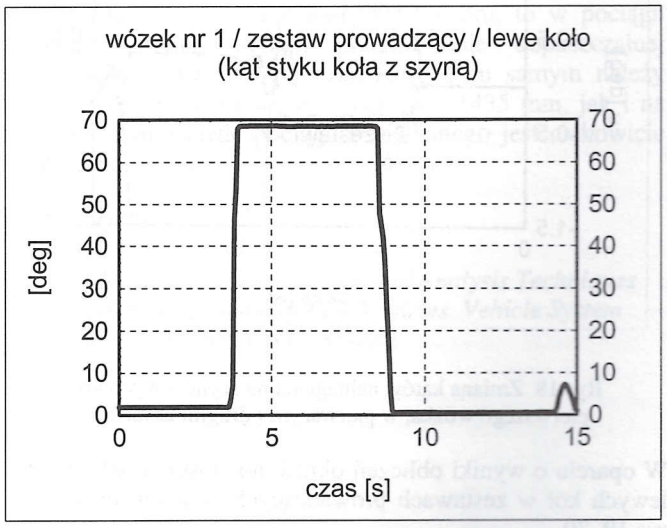
Rys.10 Pionowe obciążenie oraz siła prowadząca na lewym kole zestawu prowadzącego w wózku nr 1 – tor 1435 mm.



Rys.11 Pionowe obciążenie oraz siła prowadząca na lewym kole zestawu prowadzącego w wózku nr 2 – tor 1435 mm.

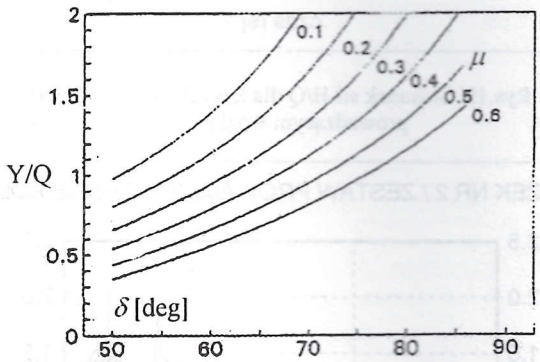
Siła prowadząca jest sumą składowych poprzecznych od siły normalnej i stycznej w punkcie styku koła z szyną. Do oceny bezpieczeństwa jazdy pociągu w warunkach ustalonej prędkości jazdy wzięto zalecenia wynikające z przepisów UIC– [1].

Zgodnie z europejskimi przepisami dotyczącymi zagadnienia bezpieczeństwa jazdy pociągu po torze zakrzywionym, wartość Y/Q na jednym kole nie może być większa od 1.2, w czasie dłuższym od 0.05 sekundy.



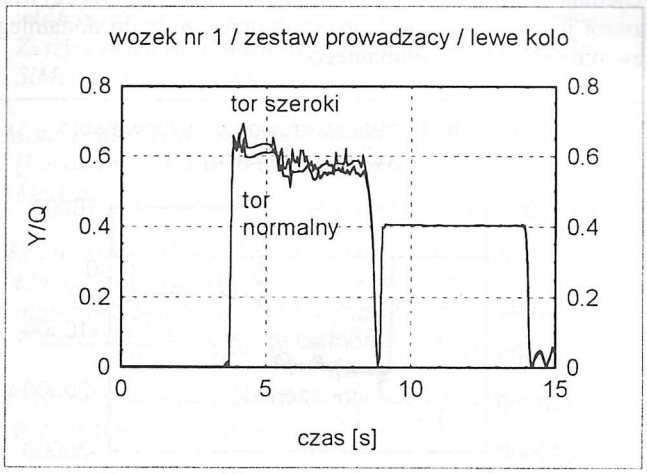
Rys.12 Kąty styku lewego koła z szyną w zestawie Prowadzącym pierwszego wózka.

Na rys.12 pokazano zmianę w czasie kąta styku z szyną lewego koła w zestawie prowadzącym pierwszego wózka. Pokazane na rys.13 zmiany wartości stosunku sił |Y/Q| są efektem prac Gilchrista i Brickle'a, jak również wynikiem przewidywań sił pomiędzy kołem i szyną uzyskanych w oparciu o badania modelowe, wykorzystujące program Duvorol Kalkera – [1]. Z przedstawionych wykresów widać, ze wartości |Y/Q| zależą od współczynnika tarcia μ oraz to, że niebezpieczeństwo zejścia koła z szyny pojawia się wtedy, gdy punkt styku przemieści się na obrzeże koła.



Rys. 13 Stosunek sił |Y/Q| w funkcji δ [deg] (kąta styku koła z szyną) i współczynnika tarcia μ, dla pojedynczego koła – [1].

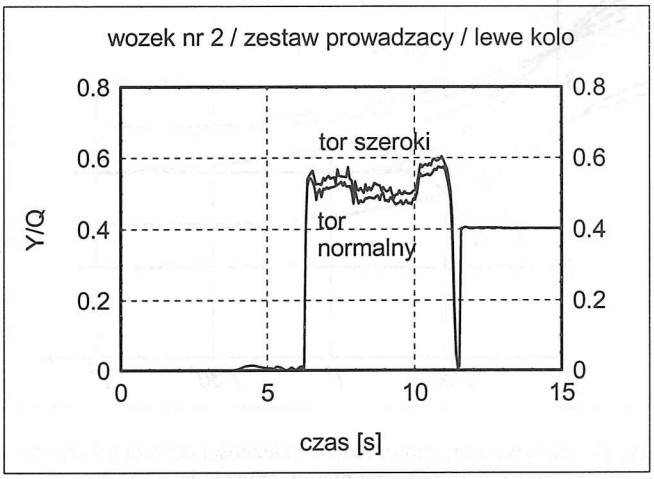
Zasadniczym celem wykonanych symulacji było uzyskanie odpowiedzi na pytanie czy pociąg bimodalny spełnia wymogi bezpieczeństwa w ruchu po szerokim torze, a zwłaszcza podczas przejazdu przez łuki odwrotne. Na rysunkach 14 i 15 dokonano porównania stosunku |Y/Q| w dwóch przypadkach: na torze o rozstawie 1435 mm i 1520 mm.



Rys.14 Stosunek sił |Y/Q| w funkcji czasu na lewym kole zestawu prowadzącego w pierwszym wózku.

Po wjechaniu w prawy łuk, |Y/Q| na lewym kole osiąga wartość maksymalną ≈ 0.7. Wskaźnik ten stabilizuje się następnie na poziomie 0.6 w czasie jazdy po tym łuku. Na łuku przeciwnym wartości |Y/Q| ustalają się na poziomie ok. 0.40 oraz obniżają się prawie do zera, gdy zestaw porusza się po torze prostym. Podobnie zachowuje się lewe koło zestawu prowadzącego w drugim wózku z tym, że wjeżdża ono w prawy łuk nieco później, a wskaźnik |Y/Q| nie przekracza wartości 0.6 – rys.15

Jeżeli uwzględnimy fakt, że maksymalny kąt styku koła z szyną w badanym modelu $\delta \approx 70$ ° oraz współczynnik tarcia μ = 0.4, to w zestawieniu z wynikami badań przedstawionymi na rys.13 stwierdzamy, że wartość |Y/Q| nie może przekroczyć 1.2 dla pojedynczego koła.

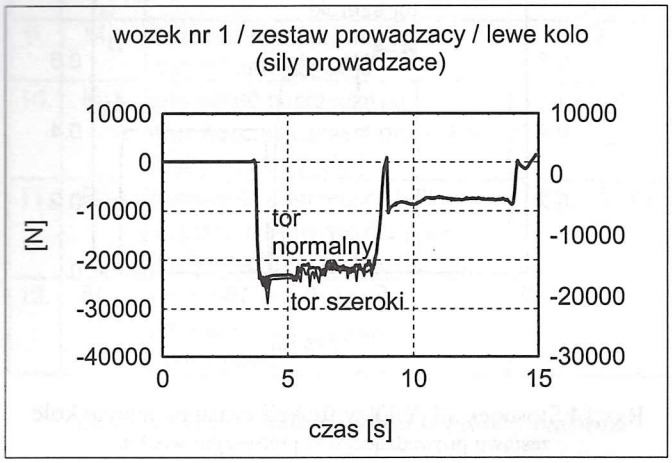


Rys.15 Stosunek sił |Y/Q| w funkcji czasu na lewym kole zestawu prowadzącego w drugim wózku

Patrząc na rysunki 14 i 15 zauważamy również, że w przypadku toru szerokiego na lewym kole zestawu prowadzącego stosunek sił Y/Q jest większy o ok. 5% w porównaniu z torem o standardowym rozstawie szyn. Wynika to z faktu, że siły prowadzące na tym kole są większe, gdy zestaw znajdzie się na szerokim torze.

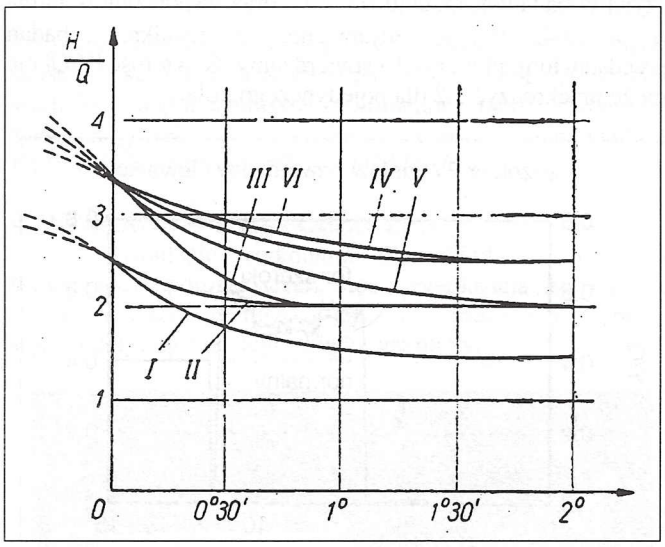
Przedstawiono to na rys.16.

Ujemna wartość siły prowadzącej oznacza, że rzeczywisty zwrot jej wektora jest skierowany przeciwnie do dodatniego zwrotu osi y układu globalnego.



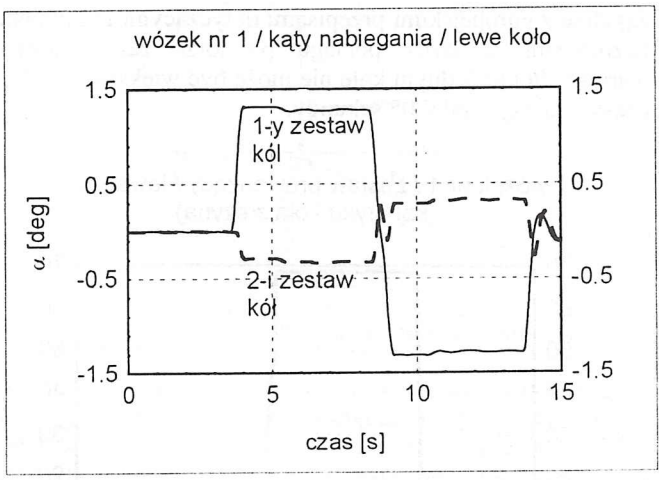
Rys.16 Siły prowadzące na lewym kole zestawu prowadzącego w wózku nr 1 – tor 1435/1520 mm.

Stosowanie kryterium bezpieczeństwa w postaci stosunku siły prowadzącej Y do nacisku pionowego koła na szynę Q, posiada charakter teoretyczny. W warunkach rzeczywistych często wygodniej jest zmierzyć siłę poprzeczną H, działającą w osi zestawu kół. Na rys.17 pokazano krzywe zmienności H/Q w zależności od kąta nabiegania koła na szynę, uzyskane z pomiarów przez koleje SNCF – [5].



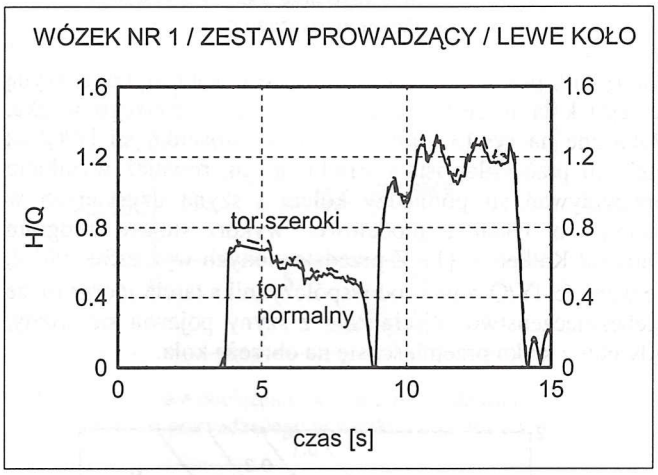
Rys.17 Krzywe zmienności H/Q w zależności od kąta nabiegania koła na szynę uzyskane z pomiarów przez koleje SNCF – [5].

Krzywe I i II odnoszą się do nowych obręczy i szyn, krzywe III i IV dotyczą zużytej obręczy i nowej szyny, natomiast V i VI – zużytych obręczy i szyn. Krzywa położona niżej odnosi się do szyny suchej, a położona wyżej – do szyny mokrej.
W przypadku pociągu bimodalnego maksymalne wartości kątów nabiegania nie przekroczyły 1.5 stopnia. Na rys.18 przedstawiono zmianę kątów nabiegania na szynę lewych kół pierwszego wózka, w pierwszym i drugim zestawie. Zwiększenie szerokości toru praktycznie nie ma wpływu na zmienność kątów nabiegania.

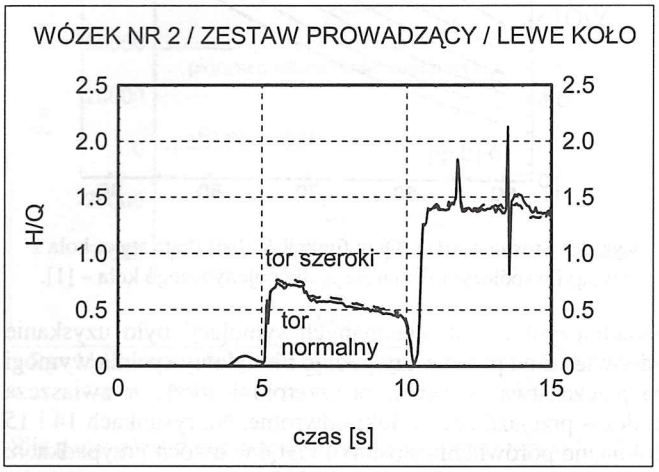


Rys.18 Zmiana kątów nabiegania na szynę lewych kół pierwszego wózka, w pierwszym i drugim zestawie.

W oparciu o wyniki obliczeń określono stosunek sił H/Q dla lewych kół w zestawach prowadzących wózków nr 1 i 2 – rys.19, 20.



Rys.19 Stosunek sił H/Q dla lewych kół w zestawie prowadzącym wózka nr 1.



Rys.20 Stosunek sił H/Q dla lewych kół w zestawie prowadzącym wózka nr 2.

W świetle uzyskanych wyników obliczeń możemy stwierdzić, że na torze zakrzywionym nie ma niebezpieczeństwa wykolejenia składu wagonów bimodalnych, spowodowanego zwiększeniem rozstawu kół w zestawie. Jeżeli wagony poruszać się będą z prędkościami dopuszczalnymi dla określonego łuku toru, to w pociągu bimodalnym nie wystąpi przekroczenie dopuszczalnej wartości stosunku sił Y/Q oraz H/Q. Tym samym należy uznać, że zarówno na torze o rozstawie 1435 mm, jak i na torze 1520 mm jazda pociągu bimodalnego jest całkowicie bezpieczna.

5. LITERATURA

1. *J.A.Elkins, A. Carter.: Testing and Analysis Techniques for Safety Assessment of Rail Vehicles. Vehicle System Dynamics, 2 (1993), pp. 185-208.*
2. *J.Matej.: Zastosowanie programu Adams/Rail do badania właściwości dynamicznych modelu pociągu bimodalnego. Zeszyty Instytutu Pojazdów, Politechnika Warszawska, SiMR, Zeszyt 5(35)/99.*
3. *Monografia: Technika taboru drogowo-szynowego (bimodalnego). Praca zbiorowa pod redakcją Jerzego Madeja.*
4. *J.Piotrowski.: Ocena bezpieczeństwa jazdy zespołu bimodalnego na łuku przy użyciu modelu matematycznego. Zeszyty Instytutu Pojazdów, Politechnika Warszawska, SiMR, Zeszyt 5(35)/99.*
5. *Przystosowanie kolei do zwiększonych szybkości i dużych przewozów. Praca zbiorowa. WkiŁ 1969.*