

Wpływ asymetrii struktury dwuosioowych wózków na bezpieczeństwo ruchu wagonu pasażerskiego

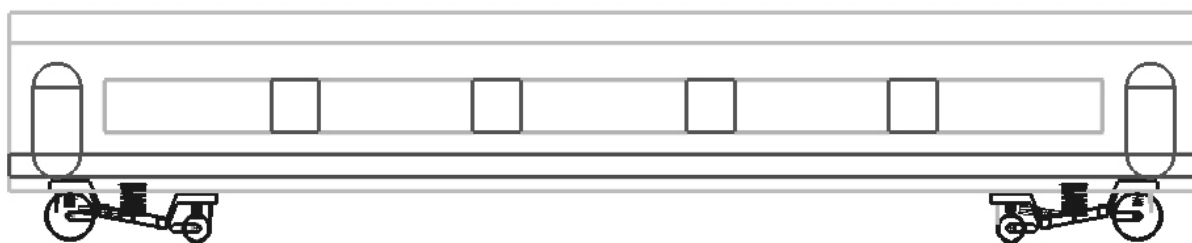
W artykule przedstawiono wyniki badań symulacyjnych dla modelu wagonu pasażerskiego, którego nadwozie opiera się na dwóch wózkach asymetrycznych z tzw. wahaczowym prowadzeniem zestawów kół. Do zbudowania modelu wagonu pasażerskiego z wózkami asymetrycznymi oraz wykonania obliczeń wybrano program Adams/Rail. Zakres badań symulacyjnych, dotyczących dynamicznych właściwości modelu wagonu pasażerskiego z wózkami asymetrycznymi, zawężono do oceny zagrożenia wykolejeniem na torze zakrzywionym. Najistotniejsze wyniki przedstawiono w formie graficznej.

1. WSTĘP

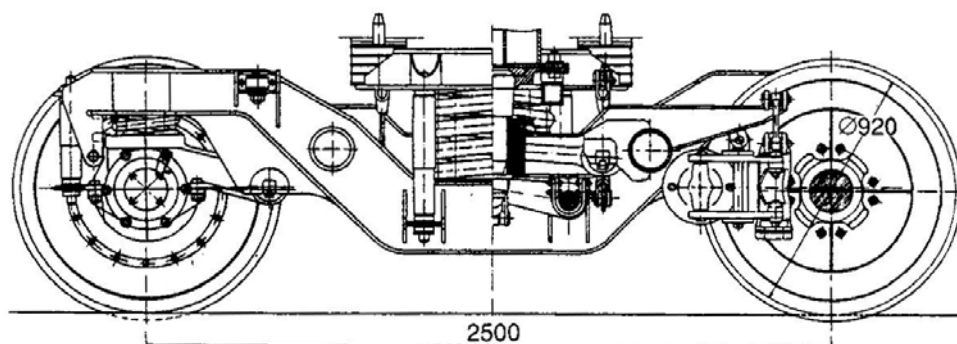
Wpływ asymetrii struktury dwuosioowego wózka kolejowego na stateczność wagonu towarowego w ruchu po torze prostym analizowano w [6]. Wśród wyróżnionych tam wariantów szczególną uwagę zwrócono na układ, w którym dwa sąsiednie zestawy kół w obrębie wózka posiadają różne nominalne promienie toczenia $r_1 \neq r_2$, co prowadzi do asymetrii konstrukcji względem pionowej, poprzecznej płaszczyzny przechodzącej przez środek ramy. Wyniki badań na liniowych modelach matematycznych pozwoliły ustalić właściwe relacje pomiędzy wielkościami promieni nominalnych oraz dobrać parametry konstrukcyjne, zapewniające wysoką prędkość krytyczną wagonu w ruchu po torze prostym.

2. OBIEKT BADAŃ SYMULACYJNYCH

W artykule przedstawiono wyniki badań symulacyjnych dla modelu wagonu pasażerskiego, którego nadwozie opiera się na dwóch wózkach asymetrycznych z tzw. wahaczowym prowadzeniem zestawów kół – rys.1. Tego typu prowadzenie zestawów kół w ramie stosowane jest w wielu współczesnych konstrukcjach [2,4 i 7], np. w wózkach FIAT 0270, Y32E, 11AN, BKW200, 25AN3 - rys.2, ale nie są to wózki z asymetrią opisaną w punkcie 1.

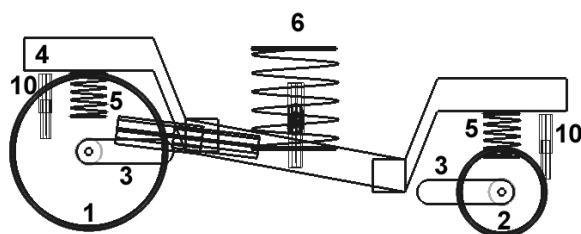


Rys.1 Model wagonu pasażerskiego z wózkami asymetrycznymi

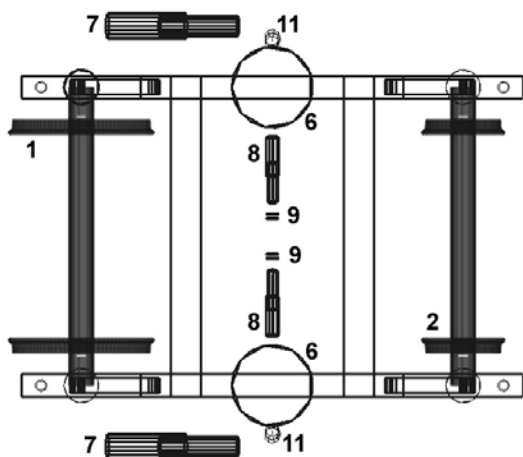


Rys.2 Wózek typu 25AN3 do wagonów pasażerskich

Podjmując badania bezpieczeństwa ruchu wagonu pasażerskiego z wózkami o różnych średnicach kół (rys.3 i 4), zachowano wybrane elementy konstrukcyjne wózków symetrycznych. Wahacze 3, będące integralną częścią obudowy łożysk osiowych (rys.3), połączone są z ramą wózka 4 poprzez przeguby metalowo-gumowe. Pierwszy stopień zawieszenia realizowany jest przez 4 komplety sprężyn śrubowych 5, umieszczonych pomiędzy korpusami łożysk osiowych i ramą wózka. Drugi stopień zawieszenia to dwie, wielkogabarytowe sprężyny 6, znajdujące się pomiędzy ramą wózka i nadwoziem. Pomiedzy ramą wózka i nadwoziem znajdują się również tłumiki wężykowania 7, tłumiki poprzeczne 8 oraz ograniczniki 9 poprzecznego przesuwu nadwozia względem wózka (rys.4). Drgania w płaszczyźnie pionowej tłumione są przy pomocy hydraulicznych tłumików drgań 10 pierwszego stopnia oraz 11 drugiego stopnia zawieszenia.



Rys.3 Elementy zawieszenia wózka asymetrycznego



Rys.4 Elementy tłumienia drgań wózka asymetrycznego

3. METODOLOGIA BADAŃ SYMULACYJNYCH

Na przestrzeni ostatnich kilkunastu lat badania symulacyjne stały się ważnym elementem projektowania i badań dynamiki pojazdów szynowych. Nowoczesne pakiety oprogramowania umożliwiają realizację standardowych oraz nietypowych scenariuszy symulacyjnych.

Podstawowa teoria związana z dynamiką układów o wielu stopniach swobody dotyczy skończonej liczby ciał doskonale sztywnych, połączonych ze sobą idealnymi, pozbawionymi masy parami kinematycznymi i elementami siłowymi, występującymi w postaci więzów kinematycznych, sił czynnych oraz momentów działających na ciała. Taki układ mechaniczny nazywany jest układem MBS lub układem wieloczłonowym, a programy umożliwiające zbudowanie modelu danego układu i wykonanie symulacji – programami MBS. Cechą charakterystyczną tych programów jest to, że po zbudowaniu modelu (w oparciu o dostępne biblioteki elementów tworzących strukturę układu), równania ruchu generowane są automatycznie, a czas potrzebny na uzyskanie wyników obliczeń jest krótki. W ogólnym przypadku są to nieliniowe równania różniczkowe. Przykładem specjalistycznych programów MBS, wykorzystywanych do badania dynamiki pojazdów szynowych, są np. MEDYNA, VAMPIRE, ADAMS/RAIL. W programach MBS nie ma wstępnych ograniczeń na liczbę stopni swobody dla połączonych ze sobą ciał sztywnych. Więzy kinematyczne są rezultatem występowania “idealnych” połączeń, pozwalających na wprowadzenie odpowiednich ograniczeń ruchu i sformułowanie właściwego opisu matematycznego [8,9 i 10].

Do zbudowania modelu wagonu pasażerskiego z wózkami asymetrycznymi oraz wykonania obliczeń wybrano program ADAMS/RAIL, w którym na kompletny model badanego układu składają się modele: pojazdu, toru oraz kontaktu koła z szyną.

Model pojazdu zawiera wszystkie informacje dotyczące konstrukcji, tzn.: elementów sprężystych i tłumiących zawieszenia, ograniczników itp.

W modelu toru zawarty jest analityczny opis położenia toru (pozioma i pionowa krzywizna toru, przechyłka, rozstaw toru) łącznie z nierównościami geometrycznymi (zmierzonymi lub wygenerowanymi analitycznie) oraz opisem profili kół i szyn (stałych lub zmiennych wzdłuż szyny).

Model kontaktu opisuje oddziaływanie koła z szyną. Do obliczeń stateczności zastosowano model QLT – opisujący kontakt quasi-liniowy kół i szyn, natomiast w analizie dynamicznej wprowadzono model TAB – wykorzystujący specjalnie przygotowaną tablicę parametrów kontaktowych, które umożliwiają wyznaczenie nieliniowej geometrii kontaktu w czasie symulacji.

Charakterystyczną cechą pojazdów szynowych jest to, że przemieszczają się one wzdłuż toru kolejowego, a kontakt pomiędzy stalowym kołem i stalową szyną oznacza przenoszenie sił stycznych przez mały obszar styku. Z tego powodu model kontaktu stanowi bardzo ważny element programów MBS, przeznaczonych do badania dynamiki pojazdów szynowych. Szczególne znaczenie posiada matematyczny opis układu koło-szyna. Program Adams/Rail traktuje ciała

tworzące kontakt koło-szyna jako zamknięty łańcuch kinematyczny. Równania ruchu pojazdu przedstawiane są we współrzędnych położenia $\mathbf{p}(t)$ i współrzędnych prędkości $\mathbf{v}(t)$, jako równania Lagrange'a pierwszego rodzaju:

$$\dot{\mathbf{p}} = \mathbf{v} \quad (1)$$

$$\mathbf{M}(\mathbf{p}, t)\dot{\mathbf{v}} = \mathbf{f}(\mathbf{p}, \mathbf{v}, \boldsymbol{\lambda}, t) - \mathbf{G}^T(\mathbf{p}, t)\boldsymbol{\lambda} \quad (2)$$

$$\mathbf{0} = \mathbf{g}(\mathbf{p}, t) \quad (3)$$

które tworzą układ równań różniczkowo-algebraicznych [9].

Algebraiczne równania więzów (3) opisują warunki kontaktu pomiędzy kołem i szyną. Mnożniki Lagrange'a $\boldsymbol{\lambda}(t)$ odpowiadają siłom działającym w punktach styku, prostopadłym do profili koła i szyny:

$$\mathbf{G}(\mathbf{p}) := \partial \mathbf{g}(\mathbf{p}) / \partial \mathbf{p} \quad (4)$$

Wektor sił czynnych $\mathbf{f}(\mathbf{p}, \mathbf{v}, \boldsymbol{\lambda}, t)$ zależy bezpośrednio od mnożników $\boldsymbol{\lambda}(t)$ (poprzez siły tarcia pomiędzy kołem i szyną). Macierz masowa oznaczona jest przez $\mathbf{M}(\mathbf{p})$.

Do równań więzów (3) wprowadzony zostaje „sprężysty kontakt hertzowski” (element sprężysto-tłumiący). Pozwala to nadać równaniom ruchu postać zwyczajnych równań różniczkowych i umożliwia badanie zjawiska wykolejenia. W zwyczajnych równaniach różniczkowych ruchu siły normalne są siłami czynnymi, wynikającymi z charakterystyk sprężysto-tłumiących pomiędzy kołem i szyną.

4. ZAKRES BADAŃ SYMULACYJNYCH

Zakres badań symulacyjnych dotyczących dynamicznych właściwości modelu wagonu pasażerskiego z wózkami asymetrycznymi zawężono do oceny zagrożenia wykolejeniem na torze zakrzywionym. Zrealizowane zostały dwa scenariusze obliczeń:

- I. Dla znanej prędkości maksymalnej badanego modelu wagonu w ruchu po torze prostym. Wyznaczone zostały wartości minimalnego promienia łuku oraz przechyłki toru, gwarantujące bezpieczny przejazd modelu po torze zakrzywionym z prędkością maksymalną. Następnie wykonano obliczenia dynamiczne na torze zakrzywionym o wyznaczonych parametrach.
- II. Przy założeniu, że pojazd poruszać się będzie po najmniejszym promieniu łuku w kategoriach linii nowo zbudowanej lub zmodernizowanej, określona została dopuszczalna prędkość oraz wartość przechyłki dla toru zakrzywionego. Następnie wykonano obliczenia dynamiczne na torze zakrzywionym o wyznaczonych parametrach.

Pierwszy ze scenariuszy wymagał zbadania stateczności modelu wagonu na torze prostym w celu wyznaczenia prędkości krytycznej, dającej podstawy do ustalenia prędkości maksymalnej. Problem badania stateczności ruchu został potraktowany czysto informacyjnie. Główną uwagę skupiono natomiast na oce-

nie własności dynamicznych pojazdu w kategoriach niebezpieczeństwa związanego z wykolejeniem podczas przejazdu przez łuki odwrotne toru zakrzywionego.

Przez wykolejenie rozumie się sytuację, w której zestaw kół prowadzony przez tor kolejowy, wspina się na główkę szyny i wyjeżdża poza tor, co najczęściej występuje wtedy, gdy na koło działa duża siła poprzeczna przy znacznie zredukowanym obciążeniu pionowym.

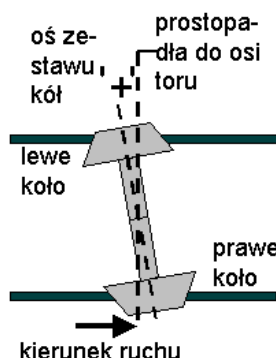
Wśród narzędzi symulacyjnych, zweryfikowanych przez pomiary na obiektach rzeczywistych, wymienić należy program NUCARS, przygotowany do modelowania pojazdów szynowych i badania ich dynamiki w stanach nieustalonych i ustalonych. Włączony on został do Specyfikacji M-1001 Stowarzyszenia Kolei Amerykańskich (AAR), jako tzw. „Chapter XI”.

Metody stosowane w Europie opierają się na wynikach otrzymywanych z testów statycznych, dynamicznych oraz nieliniowych symulacji. Nieliniowe symulacje wykonywane są w celu określenia skłonności pojazdu do wykolejenia, gdy porusza się on po torze rzeczywistym w warunkach ekstremalnych. Przykładami najbardziej znanych narzędzi symulacyjnych stosowanych w Europie i na świecie są programy: MEDYNA, VAMPIRE oraz ADAMS/RAIL.

Na przestrzeni ostatnich kilkadziesiąt lat stosowano wiele kryteriów ograniczających możliwość powstania wykolejenia, będącego wynikiem wspinania się koła na szynę. Kryterium Nadala [3], związane z oceną stosunku sił Y/Q dla pojedynczego koła, wprowadzone zostało w 1908 roku i ciągle jest stosowane. Równanie wyprowadzone przez Nadala opisuje równowagę sił w płaszczyźnie styku koła z szyną. Niebezpieczeństwo wykolejenia może pojawić się wówczas, gdy suma składowych na kierunek pionowy, pochodzących od sił normalnych oraz od sił stycznych w punkcie styku koła z szyną, osiąga wartość zbliżoną do pionowego obciążenia przypadającego na dane koło.

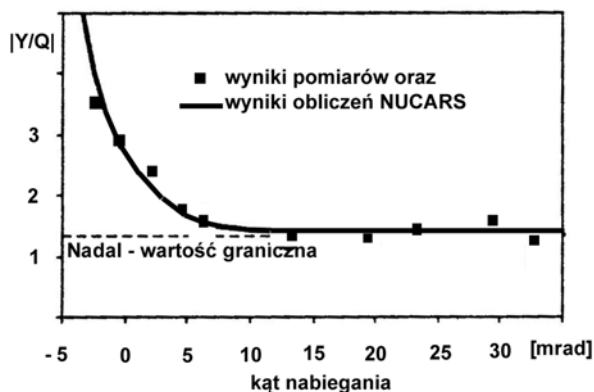
W testach przeprowadzanych na pojazdach szynowych i laboratoryjnych testach stanowiskowych, często stwierdzano brak wykolejenia pomimo przekroczenia dopuszczalnej wartości Y/Q . Wykorzystując te obserwacje Koleje Japońskie (JNR) oraz General Motors (oddział EMD) zaproponowały zwiększenie limitu Y/Q dla pojedynczego koła w sytuacji, gdy czas występowania badanej wartości Y/Q jest krótki. W projekcie zrealizowanym przez AAR użyty został specjalnie skonstruowany pojazd TLV, wyposażony w dodatkowy wózek (umieszczony pod ramą, w środkowej części pojazdu) umożliwiający weryfikację teorii w sytuacji, gdy do wykolejenia dochodzi w wyniku wspinania się koła na szynę. Zestawy kół tego wózka obciążane są w kierunku pionowym i poziomym przez zespół siłowników hydraulicznych, co pozwala doprowadzić do wykolejenia zestawu pomiaro-

wego. Układ pomiarowy umożliwia również nastawienie odpowiednich wartości kątów nabiegania, co pozwala badać wpływ tych wielkości na wykolejenie. Konwencję dodatniego znaku kąta nabiegania przedstawiono na rys.5.



Rys.5 Konwencja dodatniego znaku kąta nabiegania

Rezultaty obliczeń symulacyjnych (uzyskane z programu NUCARS) wykazały istotny wpływ kąta nabiegania koła na szynę w procesie wykolejenia (rys.6). Wyniki te pokazują, że dla dużych kątów nabiegania zestawu kół, do wykolejenia dochodzi przy wartości $|Y/Q|$ wynikającej z równania Nadala. Jednakże dla mniejszych i ujemnych kątów nabiegania, taka sytuacja zachodzi przy znacznie wyższej wartości $|Y/Q|$. Tak więc z punktu widzenia bezpieczeństwa ruchu, informacja na temat kąta nabiegania kół na szyny pełni bardzo ważną rolę.



Rys.6 Wpływ kąta nabiegania na wartości $|Y/Q|$, przy których dochodzi do wykolejenia w wyniku wspinania się obrzeża koła na szynę [3]

W oparciu o testy wykonane w warunkach rzeczywistych (pojazd LTV) oraz obliczenia numeryczne (program NUCARS) przyjęto, że graniczna wartość dla Y/Q na pojedynczym kole powinna wynosić 1, jeśli kąt nabiegania koła na szynę jest większy od 5 mrad [3]. Jednakże, aby dopuścić większe wartości Y/Q przy mniejszych kątach nabiegania, zaproponowano następujące kryterium dla pojedynczego koła:

$$\frac{Y}{Q} < 1.0, \text{ jeśli kąt nabiegania } \varphi > 5 \text{ [mrad]} \quad (5)$$

$$\frac{Y}{Q} < \frac{12}{\varphi + 7}, \text{ jeśli kąt nabiegania } \varphi < 5 \text{ mrad} \quad (6)$$

$$\frac{Y}{Q} < 1.0, \text{ gdy nie dokonuje się pomiaru kątów nabiegania.} \quad (7)$$

Program Adams/Rail oblicza wartości kątów nabiegania kół na szynę oraz stosunki sił Y/Q . Przedmiotem badań pozostawał również wskaźnik zużycia kół i szyn, wyznaczany w programie w oparciu o zależność:

$$W_Z = T_X \cdot \vartheta_X + T_Y \cdot \vartheta_Y + \Phi \cdot M_Z \quad (8)$$

gdzie:

$\vartheta_X, \vartheta_Y, \Phi$ - poślizg wzdłużny, poślizg poprzeczny oraz spin w obszarze styku koła i szyny,

T_X, T_Y - siła styczna odpowiednio na kierunku wzdłużnym i poprzecznym,

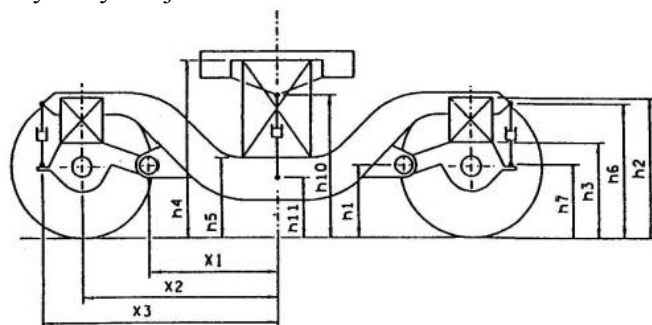
M_Z - moment wynikający z istnienia spinu,

W_Z - wskaźnik zużycia, oznaczający pracę sił stycznych na jednostkowej drodze przebytej przez koło.

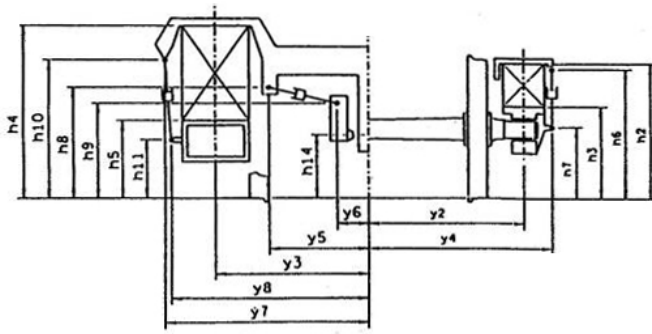
5. PARAMETRY OBLICZENIOWE MODELU WAGONU

5.1 Parametry geometryczne

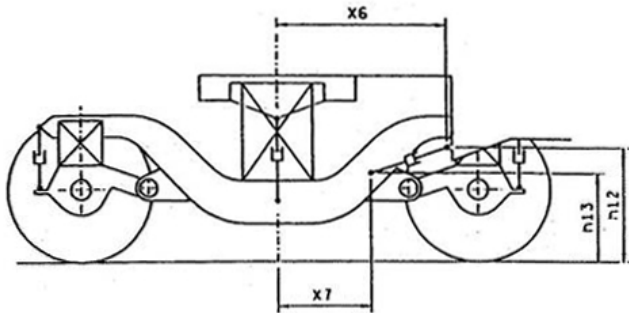
Na podstawie wcześniejszych badań ustalono, że najkorzystniejsze rozwiązanie w kategoriach dużej prędkości krytycznej wagonu można uzyskać, gdy średnice kół w wózku różnią się pomiędzy sobą co najmniej dwukrotnie [6]. W analizowanym przypadku wagonu pasażerskiego przyjęto do obliczeń średnice nominalne równe odpowiednio 1 m dla koła dużego oraz 0.5 m dla koła małego. Pozostałe parametry konstrukcyjne w znacznej części zaczerpnięto z [5]. Oznaczenia podane na rys.7, 8 oraz 9 odnoszą się do wózka symetrycznego, natomiast wymiary geometryczne przedstawione w tabelach dotyczą konstrukcji asymetrycznej.



Rys.7 Ważniejsze wymiary dotyczące rozmieszczenia elementów zawieszenia w przekroju wzdłużnym wózka [5]



Rys.8 Ważniejsze wymiary dotyczące rozmieszczenia elementów zawieszenia w przekroju poprzecznym wózka [5]



Rys.9 Ważniejsze wymiary dotyczące mocowania tłumików wężykowania [5]

Punkty mocowania ramienia wahacza do ramy wózka
Tabela 1

Opis punktu mocowania	Oznaczenie	Wymiar [mm]
Punkt mocowania do ramy w kierunku wzdłużnym	x_1	830
Punkt mocowania do ramy w kierunku poprzecznym	y_2	1000
Odległość od poziomu główki szyny (duże koło/małe koło)	h_1	500/250

Punkty osadzenia sprężyn zawieszenia 1 stopnia
Tabela 2

Opis punktu osadzenia	Oznaczenie	Wymiar [mm]
Punkt osadzenia na korpusie łożyska osiowego w kierunku wzdłużnym	x_2	1250
Punkt osadzenia na korpusie łożyska osiowego w kierunku poprzecznym	y_2	1000
Odległość od poziomu główki szyny do zetknięcia z ramą wózka (duże koło/małe koło)	h_2	1020/520
Odległość od poziomu główki szyny do punktu osadzenia na korpusie łożyska osiowego (duże koło/małe koło)	h_3	760/260

Punkty osadzenia sprężyn zawieszenia 2 stopnia
Tabela 3

Opis punktu osadzenia	Oznaczenie	Wymiar [mm]
Odległość od środka ramy w kierunku poprzecznym	y_3	1000
Odległość od poziomu główki szyny do zetknięcia z nadwoziem	h_4	1130
Odległość od poziomu główki szyny do punktu osadzenia na ramie wózka	h_5	520

Punkty mocowania tłumików pionowych zawieszenia 1 stopnia
Tabela 4

Opis punktu mocowania	Oznaczenie	Wymiar [mm]
Punkt mocowania na korpusie łożyska osiowego w kierunku wzdłużnym	x_3	1550
Punkt mocowania na korpusie łożyska osiowego w kierunku poprzecznym	y_4	1000
Odległość od poziomu główki szyny do zetknięcia z ramą wózka (duże koło/małe koło)	h_6	1020/520
Odległość od poziomu główki szyny do punktu osadzenia na korpusie łożyska osiowego (duże koło/małe koło)	h_7	760/260

Punkty mocowania tłumików poprzecznych zawieszenia 2 stopnia
Tabela 5

Opis punktu mocowania	Oznaczenie	Wymiar [mm]
Odległość od środka ramy do punktu mocowania na nadwoziu (kierunek poprzeczny)	y_5	665
Odległość od środka ramy do punktu mocowania na ramie wózka (kierunek poprzeczny)	y_6	230
Odległość od poziomu główki szyny do połączenia z nadwoziem (duże koło/małe koło)	h_8	830/330
Odległość od poziomu główki szyny do połączenia z ramą wózka (duże koło/małe koło)	h_9	730/230

Punkty mocowania tłumików pionowych zawieszenia 2 stopnia
Tabela 6

Opis punktu mocowania	Oznaczenie	Wymiar [mm]
Odległość od środka ramy do punktu mocowania na nadwoziu (kierunek poprzeczny)	y_7	1335
Odległość od środka ramy do punktu mocowania na ramie wózka (kierunek poprzeczny)	y_8	1300
Odległość od poziomu główki szyny do połączenia z nadwoziem	h_{10}	1010
Odległość od poziomu główki szyny do połączenia z ramą wózka (duże koło/małe koło)	h_{11}	450

Punkty mocowania tłumików wężykowania zawieszenia 2 stopnia Tabela 7

Opis punktu mocowania	Oznaczenie	Wymiar [mm]
Odległość od środka ramy do punktu mocowania na nadwoziu (kierunek wzdłużny)	x_6	1106
Odległość od środka ramy do punktu mocowania na ramie wózka (kierunek wzdłużny)	x_7	230
Odległość od środka ramy do punktu mocowania na nadwoziu/wózku	y_9	1410/ 1410
Odległość od poziomu główki szyny do połączenia z nadwoziem	h_{12}	700
Odległość od poziomu główki szyny do połączenia z ramą wózka	h_{13}	620

Punkty mocowania ograniczników poprzecznych zawieszenia 2 stopnia Tabela 8

Opis punktu mocowania	Oznaczenie	Wymiar [mm]
Odległość od poziomu główki szyny	h_{14}	700

Do obliczeń przyjęto bazę nadwozia wynoszącą 19 m oraz położenie środka ciężkości nadwozia na wysokości 1.8 m od poziomu główek szyn [5].

5.2 Parametry masowe

Masy oraz momenty bezwładności poszczególnych elementów wagonu odpowiadają wartościom cytowanym w [1] – tabela 9. W przypadku kół o małej średnicy program Adams/Rail automatycznie oblicza masę zestawu kół i momenty bezwładności.

Masy i momenty bezwładności elementów wagonu Tabela 9

Element	Masa [kg]	Moment bezwładności [kg m ²]		
		I_x	I_y	I_z
Zestaw kół z łożyskami (duże koła)	1500	810	112	810
Ramię wahacza	155	2.1	5.6	5.6
Rama wózka	2615	1722	1476	3067
Nadwozie	32000	56800	1970000	1970000

5.3 Sztywności kierunkowe

Sztywności kierunkowe elementów zawieszenia dobrane zostały pod kątem uzyskania wysokiej prędkości krytycznej wagonu w ruchu po torze prostym. W związku z tym różnią się one od zalecanych w [1], jednak zbliżone są do wartości zastosowanych w prototypowym wózku BKW200 (tabela 10).

Sztywności kierunkowe elementów zawieszenia Tabela 10

Element	Sztywność kierunkowa [N/m]		
	K_x	K_y	K_z
Przegub metalowo-gumowy ramienia wahacza	$30 \cdot 10^6$	$80 \cdot 10^6$	$30 \cdot 10^6$
Sprężyna zawieszenia 1 stopnia	$0.35 \cdot 10^6$	$0.35 \cdot 10^6$	$0.20 \cdot 10^6$
Sprężyna zawieszenia 2 stopnia	$3.8 \cdot 10^6$	$3.8 \cdot 10^6$	$1.2 \cdot 10^6$

W tabelach od 11 do 15 przedstawiono charakterystyki ograniczników poprzecznych oraz tłumików zawieszenia na 1 i 2 stopniu [5].

Charakterystyka ograniczników poprzecznych zawieszenia 2 st. (symetryczna) Tabela 11

Przemieszczenie	[m]	0	0.025	0.030	0.035	0.040	0.045	0.050	0.055	0.060	0.065
Siła	[kN]	0	0.20	0.60	1.76	3.73	6.87	11.58	17.17	29.2	230

Charakterystyka tłumików pionowych zawieszenia 1 st. (symetryczna) Tabela 12

Prędkość	[m/s]	0	0.04	0.09	0.16	0.28	1.0	10.0	20.0	50.0
Siła	[kN]	0	0.1	0.2	0.3	0.4	1.0	8.5	16.8	42.0

Charakterystyka tłumików pionowych zawieszenia 2 st. (symetryczna) Tabela 13

Prędkość	[m/s]	0	0.015	0.08	0.26	1.0	10.0	20.0
Siła	[kN]	0	1.0	2.0	3.0	7.1	57.1	112.6

Charakterystyka tłumików poprzecznych zawieszenia 2 st. (symetryczna) Tabela 14

Prędkość	[m/s]	0	0.03	0.07	0.15	0.305	1.0	10.0	20.0
Siła	[kN]	0	1.0	2.0	3.0	4.0	8.5	66.5	131.0

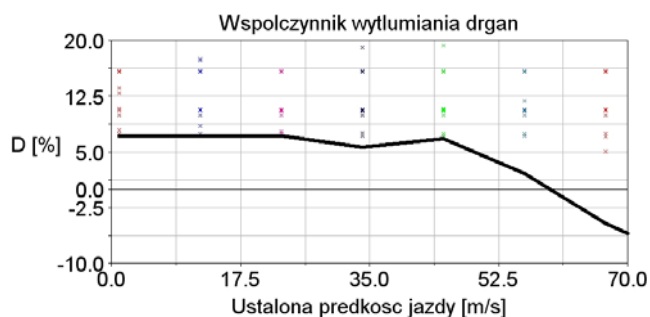
Charakterystyka tłumików wężykowania zawieszenia 2 st. (symetryczna) Tabela 15

Prędkość	[m/s]	0	0.04	0.055	0.11	0.14	1.0	10.0	20.0
Siła	[kN]	0	7.0	8.0	10.0	11.0	39.7	339.7	673.0

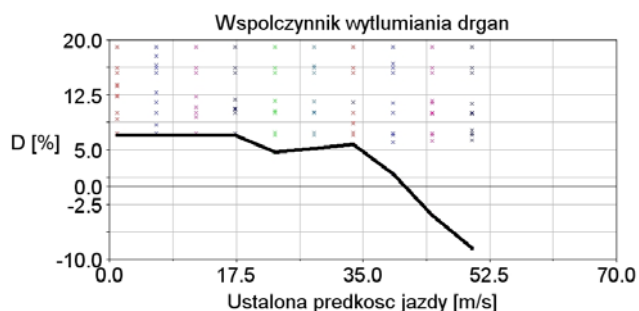
6. DANE WEJŚCIOWE DO OBLICZEŃ DYNAMICZNYCH

6.1 Wyznaczenie prędkości maksymalnej

Przed rozpoczęciem badań symulacyjnych na torze zakrzywionym wyznaczono prędkości krytyczne w ruchu po torze prostym dla dwóch przypadków: wagonu pasażerskiego z wózkami symetrycznymi (promienie nominalne kół równe 0.5 m) oraz wagonu pasażerskiego z wózkami asymetrycznymi (promienie nominalne kół równe odpowiednio 0.5 m i 0.25 m). Stwierdzono, że konstrukcja symetryczna umożliwia jazdę z prędkością 58 m/s, co odpowiada około 208 km/h (rys.10). Przypadek asymetryczny gwarantuje natomiast prędkość krytyczną rzędu 42 m/s, co daje około 150 km/h (rys.11). Prędkość krytyczna identyfikowana jest jako prędkość, przy której współczynnik wytłumiania drgań zmienia znak z dodatniego na ujemny.



Rys.10 Zmienność współczynnika wytłumiania drgań w funkcji ustalonej prędkości jazdy wagonu z wózkami symetrycznymi po torze prostym - Adams/Rail



Rys.11 Zmienność współczynnika wytłumiania drgań w funkcji ustalonej prędkości jazdy wagonu z wózkami asymetrycznymi po torze prostym - Adams/Rail

6.2 Parametry toru zakrzywionego

W pierwszej kolejności zrealizowano scenariusz I, wyznaczając minimalny promień łuku dla prędkości maksymalnej. Wykorzystany został w tym celu wzór cytowany w [1] przy założeniu, że po tych samych torach poruszać się będą zarówno wagony pasażerskie, jak i towarowe:

$$R_{\min} = (v_p^2 - v_t^2) / (a_{\text{dop}} + a_t) \quad (9)$$

przy czym v_p, v_t oznaczają kolejno: prędkość maksymalną wagonu pasażerskiego oraz towarowego, natomiast a_{dop}, a_t - wartości niezrównoważonych przyspieszeń na torze zakrzywionym. W warunkach polskich przyjmuje się: $v_t = 22 \text{ m/s}$, $a_{\text{dop}} = 0.6 \text{ m/s}^2$ oraz $a_t = 0.3 \text{ m/s}^2$ - [1], co przy znanej prędkości $v_p = 150 \text{ km/h}$, prowadzi do $R_{\min} \approx 1200 \text{ m}$. Wielkość przechyłki toru obliczono w oparciu o wzór [1]:

$$h = 11.8 \cdot v_p^2 / R_{\min} - 90 \quad (10)$$

Do dalszych obliczeń przyjęto $h_1 = 130 \text{ mm}$.

Przy założeniu, że pojazd poruszać się będzie po najmniejszym promieniu łuku linii nowo zbudowanej lub zmodernizowanej znaczenia lokalnego, przyjęto zgodnie z [1] $R_{\min} = 500 \text{ m}$. Z zależności

$$v_{\max} = 4.51 \cdot \sqrt{R_{\min} [\text{m}]} \quad (11)$$

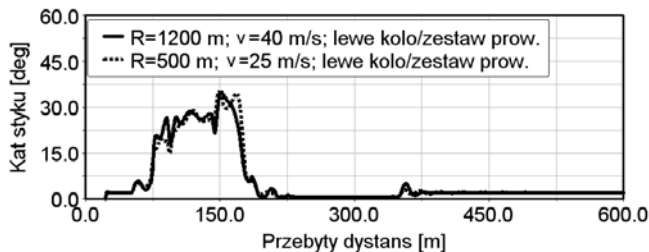
wyznaczono wartość prędkości dopuszczalnej dla wagonu na torze o promieniu krzywizny 500 m, uzyskując wartość 100 km/h. Do obliczeń przyjęto prędkość 25 m/s. Korzystając ze wzoru (10) określono także wielkość przechyłki, przyjmując $h_{11} = 140 \text{ mm}$.

Wyróżnione dwa przypadki toru zakrzywionego posiadają różne wartości promieni krzywizn oraz różne wartości przechyłki. Cechą wspólną tych torów jest ich układ i długość całkowita wynosząca 600 m. Tory ukształtowane zostały w formę tzw. łuków odwrotnych, przy czym wagon rozpoczyna bieg na odcinku toru prostego o długości $p_1 = 50 \text{ m}$, przechodzi w krzywą przejściową $kp_1 = 40 \text{ m}$, następnie w prawy łuk o długości $L_1 = 50 \text{ m}$, w krzywą przejściową $kp_2 = 40 \text{ m}$, odcinek toru prostego (wstawka o długości $w = 30 \text{ m}$), następnie w krzywą przejściową $kp_3 = 40 \text{ m}$, w lewy łuk o długości $L_2 = 50 \text{ m}$, krzywą przejściową $kp_4 = 40 \text{ m}$ i kończy bieg na odcinku toru prostego $p_2 = 260 \text{ m}$. Długości wstawki toru prostego oraz krzywych przejściowych (krzywe trzeciego stopnia) obliczone zostały w oparciu o zalecenia podane w [1]. W obliczeniach tor traktowany był jako sztywny i gładki.

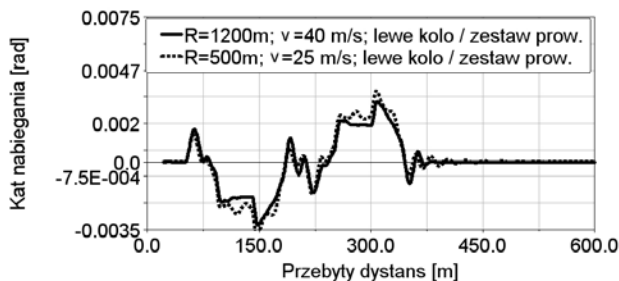
7. WYNIKI OBLICZEŃ DYNAMICZNYCH NA TORZE ZAKRZYWIONYM

W świetle przedstawionych wcześniej uwag najbardziej istotne wyniki obliczeń symulacyjnych dotyczą kątów styku, kątów nabiegania, stosunku sił Y/Q oraz wskaźników zużycia kół i szyn. Z punktu widzenia bezpieczeństwa ruchu decydujące znaczenie ma zachowanie się koła prowadzącego w zestawie prowadzącym wózka. Z tego powodu prezentowane wyniki odnoszą się do tych właśnie kół w wózku prowadzącym. Wyniki obliczeń, uzyskane dla wagonu pasażerskiego z wózkami asymetrycznymi (rysunki 17, 18, 19, 20, 21 i 22), zestawiono z wynikami uży-

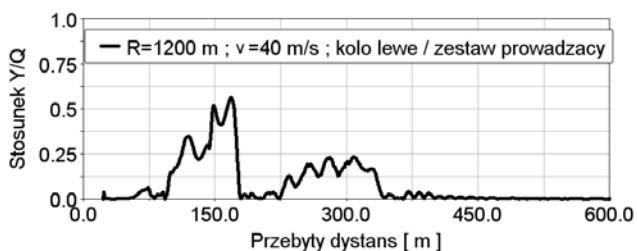
skanymi dla wagonu z wózkami symetrycznymi (rysunki 12, 13, 14, 15, 16), których koła posiadały promienie nominalne równe 0.5 m. W każdym z tych przypadków rozpatrywano scenariusz I ($R=1200$ m, $v=40$ m/s) oraz scenariusz II ($R=500$ m, $v=25$ m/s).



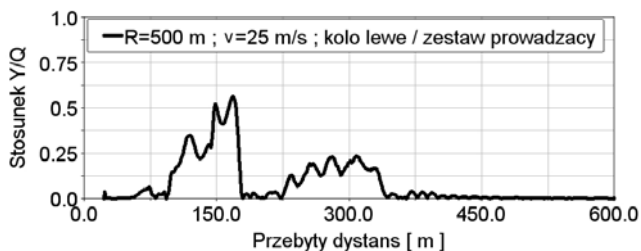
Rys.12 Kąty styku lewego koła w zestawie prowadzącym wózka symetrycznego w funkcji drogi (scenariusz I i II)



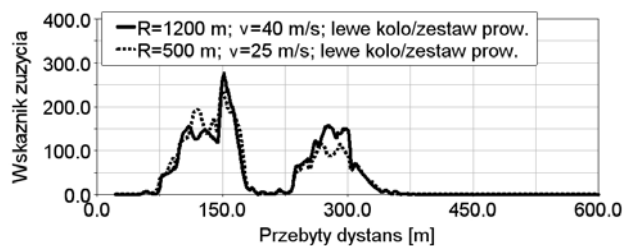
Rys.13 Kąty nabiegania lewego koła w zestawie prowadzącym wózka symetrycznego w funkcji drogi (scenariusz I i II)



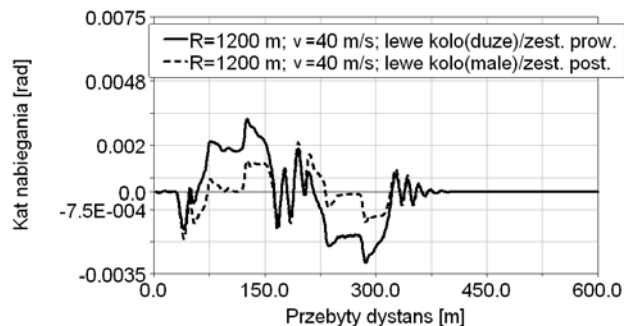
Rys.14 Stosunek $|Y/Q|$ dla lewego koła w zestawie prowadzącym wózka symetrycznego w funkcji drogi (scenariusz I)



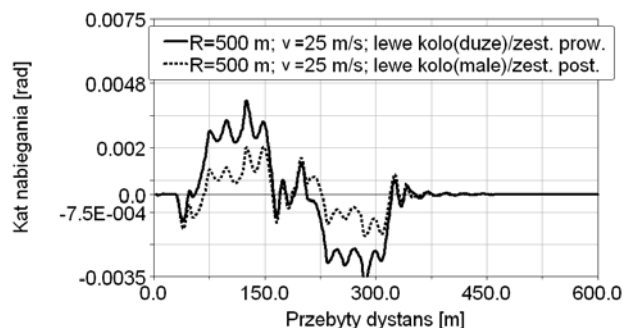
Rys.15 Stosunek $|Y/Q|$ dla lewego koła w zestawie prowadzącym wózka symetrycznego w funkcji drogi (scenariusz II)



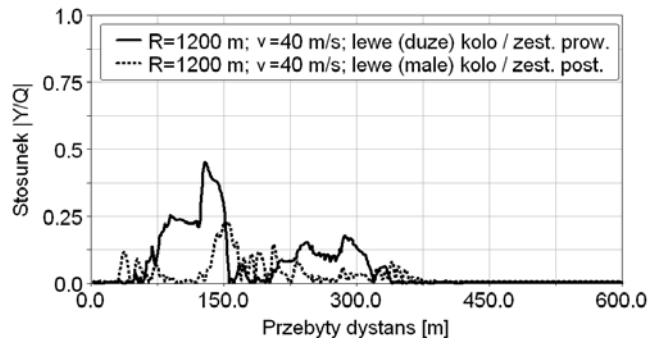
Rys.16 Wskaźnik zużycia w $[Nm/m]$ lewego koła w zestawie prowadzącym wózka symetrycznego w funkcji drogi (scenariusz I i II)



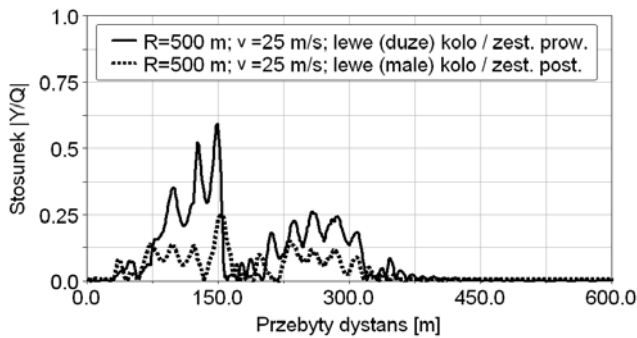
Rys.17 Kąty nabiegania lewego koła w zestawie prowadzącym i postępującym wózka asymetrycznego w funkcji drogi (scenariusz I)



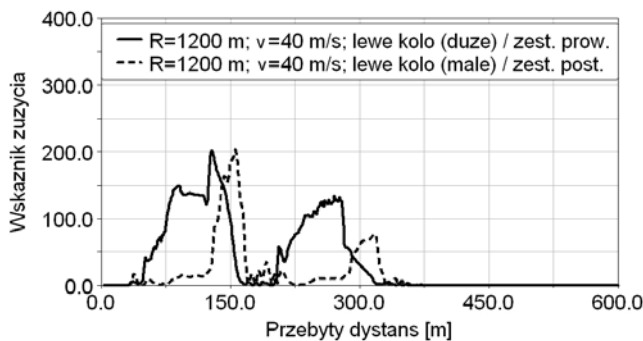
Rys.18 Kąty nabiegania lewego koła w zestawie prowadzącym i postępującym wózka asymetrycznego w funkcji drogi (scenariusz II)



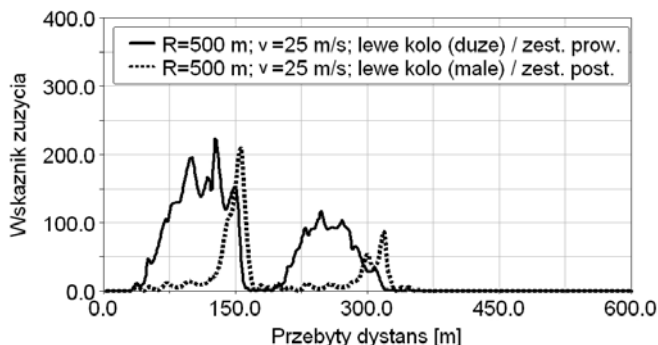
Rys.19 Stosunek $|Y/Q|$ dla lewego koła w zestawie prowadzącym i postępującym wózka asymetrycznego w funkcji drogi (scenariusz I)



Rys.20 Stosunek $|Y/Q|$ dla lewego koła w zestawie prowadzącym i postępującym wózka asymetrycznego w funkcji drogi (scenariusz II)



Rys.21 Wskaźniki zużycia w $[Nm/m]$ dla lewego koła w zestawie prowadzącym i postępującym wózka asymetrycznego w funkcji drogi (scenariusz I)



Rys.22 Wskaźniki zużycia w $[Nm/m]$ dla lewego koła w zestawie prowadzącym i postępującym wózka asymetrycznego w funkcji drogi (scenariusz II)

8. WNIOSKI

Na podstawie uzyskanych wyników obliczeń sformułować można kilka ogólnych wniosków, będących oceną właściwości biegowych wagonu pasażerskiego z wózkami asymetrycznymi w porównaniu z konstrukcją symetryczną:

- wyraźnie widać, że przy takich samych parametrach zawieszenia wagon pasażerski z wózkami asymetrycznymi posiada mniejszą prędkość krytyczną (w granicach 27%) niż taki sam wagon z wózkami symetrycznymi (rys.10 i 11); jednakże jest to w dalszym ciągu wystarczająco wysoka prędkość (150 km/h), jeżeli pod uwagę brany będzie ruch lokalny;

- dla obydwu zrealizowanych scenariuszy obliczeniowych kąty nabiegania na torze zakrzywionym nie przekraczają zakresu, który decyduje o bezpieczeństwie (rys.6); zarówno w przypadku konstrukcji symetrycznej, jak i asymetrycznej kąty nabiegania nie przekraczają wartości 4.5 mrad (rys.12, 17 i 18);
- najistotniejsze z punktu widzenia bezpieczeństwa ruchu po torze zakrzywionym współczynniki $|Y/Q|$ wypadają korzystnie dla wózków asymetrycznych w przypadku jazdy z maksymalną prędkością po torze o promieniu krzywizny $R=1200$ m, (rys.14 i 19); wskaźnik ten dla kół wózka asymetrycznego wynosi 0.45, natomiast dla wózka symetrycznego jest większy i wynosi 0.6;
- podczas jazdy po łukach o promieniach zmniejszonych do 500 m, dla obydwu konstrukcji zarejestrowano podobne wartości $|Y/Q|$, na poziomie 0.6 (rys.15 i 20); jak widać są to wartości bezpiecznie odległe od poziomu 1.0;
- interesujące wydaje się być porównanie wskaźników zużycia (rys.16, 21 i 22); w konstrukcji asymetrycznej, dla dużych i małych kół, wskaźnik ten wynosi około 200 $[Nm/m]$ i jest niższy w przybliżeniu o 30% w porównaniu z konstrukcją symetryczną, dla której wskaźnik W_z wynosi około 300 $[Nm/m]$.

Podsumowując, symulacyjne badania modelu wagonu pasażerskiego z wózkami asymetrycznymi wykazały, że konstrukcja tego typu może bezpiecznie poruszać się po torze prostym i zakrzywionym z dużymi prędkościami. Sposób ustawienia wózków pod nadwoziem, pokazany na rys.1, umożliwia również obniżenie podłogi wagonu niemal na całej jego długości, nadając mu cechy wagonu niskopodłogowego.

LITERATURA

- [1] Bałuch H.: *Optymalizacja układów geometrycznych toru*. WKŁ, Warszawa 1983.
- [2] Chudzikiewicz A., Drożdżel J., Sowiński B.: *Symulacje wagonu pasażerskiego w zakresie niskich częstości*. Pojazdy Szynowe, Nr 3/1999.
- [3] Elkins J., Wu H.: *Angle of attack and distance-based criteria for climb derailment*. Vehicle System Dynamics, Supplement 33 (1999).
- [4] Gąsowski W., Sobczak M.: *Układy biegowe wagonów kolejowych*. Wydawnictwo Politechniki Poznańskiej, Poznań 1987.
- [5] Knothe K.: *Benchmark Test for Models of Railway Track and Vehicle/Track Interaction in the Low Frequency Range*. Vehicle System Dynamics, Supplement 24 (1995).

- [6] Matej J.: Wpływ asymetrii struktury wózka na prędkość krytyczną wagonu towarowego w ruchu po torze prostym. Zeszyty Instytutu Pojazdów, 4(39)/2000, Politechnika Warszawska.
- [7] Marciniak Z., Pawlak Z.: Układ biegowy pojazdu szynowego jako obiekt diagnozowania dynamicznego. Pojazdy Szynowe, Nr 4/1999.
- [8] Schliehen W.: Multibody System Dynamics – Roots and Perspectives. Multibody System Dynamics No. 1, 1997.
- [9] Schupp G., Weidemann Ch., Mauer L.: Modelling the Contact between Wheel and Rail within Multibody System Simulation. Vehicle System Dynamics, 2004, Vol.41, No. 5.
- [10] Wallrapp O.: Review of Past Developments in Multibody System Dynamics at DLR – from FADYNA to SIMPACK. Vehicle System Dynamics, 2004, Vol.41, No. 5.