

**INSTYTUT PODSTAWOWYCH PROBLEMÓW TECHNIKI
POLSKIEJ AKADEMII NAUK**

ZAKŁAD TECHNOLOGII INTELIGENTNYCH

ROZPRAWA DOKTORSKA

**BADANIE WARUNKÓW
BEZPIECZEŃSTWA PRZECIW WYKOLEJENIU
NOWOCZESNYCH POJAZDÓW TRAMWAJOWYCH
METODĄ SYMULACJI KOMPUTEROWEJ**

mgr inż. Dariusz Kalinowski

Promotor: prof. dr hab. inż. Tomasz Szolc

WARSZAWA 2024

Badanie warunków bezpieczeństwa przeciw wykolejeniu nowoczesnych pojazdów tramwajowych metodą symulacji komputerowej

Streszczenie

Projektowanie oraz badanie taboru kolejowego obwarowane jest licznymi standardami i normami europejskimi. Dzięki temu jest ono powtarzalne, wartości ocenianych parametrów granicznych są ściśle określone, a badania i homologacja (dopuszczenie do ruchu) danego pojazdu w danym kraju może być przeprowadzona w innym kraju według tych samych standardów.

Zagadnienie prezentuje się odmiennie w przypadku pojazdów tramwajowych. Nie istnieją bowiem dedykowane standardy międzynarodowe dotyczące badań i projektowania wyłącznie tramwajów. Kryteria dotyczące badań ruchowych i bezpieczeństwa przeciw wykolejeniu często adaptowane są z istniejących norm odnoszących się do pojazdów kolejowych. Nie jest to jednak poprawne podejście, ponieważ tramwaje eksploatowane są na odmiennej infrastrukturze torowej w porównaniu do pojazdów kolejowych. Mianowicie, często odmienny jest rozstaw szyn toru tramwajowego i kolejowego, a przede wszystkim różne są tolerancje jego wykonania i utrzymania. Sieci torów tramwajowych w aglomeracjach miejskich są niezależne od siebie. Praktycznie każde miasto ma odmienne wymagania w zakresie skrajni pojazdów. Inne są również zarysy zewnętrzne kół oraz szyn.

Celem niniejszej pracy jest opracowanie nowej oraz uniwersalnej metodyki badań przeprowadzanych przy użyciu symulacji numerycznej ruchu modeli komputerowych pojazdów tramwajowych, niezależnej od konfiguracji analizowanego pojazdu oraz uwzględniającej specyfikę jego eksploatacji i infrastruktury torowej. Stworzona metodyka umożliwia jakościowe porównanie tramwajów o odmiennym zestawieniu wagonów w aspekcie bezpieczeństwa przeciw wykolejeniu.

Aby potwierdzić istotny wpływ konfiguracji wagonów tramwaju na poziom bezpieczeństwa przeciw wykolejeniu wykonano szereg symulacji z wykorzystaniem opracowanej metodyki. Przygotowano siedem konfiguracji nadwozi tramwajów z identycznym układem jezdny. Każdą z nich sprawdzono na torze o rozstawie szyn 1435 mm lub 1000 mm o różnych promieniach łuków. Porównano również zachowanie pojazdów wyposażonych w klasyczne zestawy kołowe oraz niezależnie obracające się koła z uwzględnieniem grupowego sterowania napędem trakcyjnym.

Research on the safety conditions against derailment of modern tram vehicles by means of computer simulation

Abstract

Railway rolling stock engineering and testing is subject to numerous European standards. Thanks to this, it is repeatable, the values of the evaluated limit parameters are strictly defined, and the tests and approval process (certification) of a particular vehicle in a particular country can be carried out in another country according to the same standards.

The issue mentioned above is different for tram vehicles. There are no dedicated international standards for testing and engineering trams only. Criteria for operational tests and safety against derailment are often adapted from existing standards for railway vehicles. However, this is not the correct approach, because trams are operated on a different infrastructure than in the case of railway vehicles. The track gauge and the tolerances for its construction and maintenance are different. The tram networks are independent of each other. Nearly each city has various vehicle kinematic gauge requirements. The profiles of the wheel and rails are also different.

The aim of this work was to develop a new and universal methodology for simulation tests of tram vehicles, regardless of the configuration of the vehicle and taking into account the specificity of its operation and infrastructure. This methodology enables a qualitative comparison of trams with various sets of car-bodies in terms of safety against derailment.

In order to confirm the significant impact of the configuration of tram car-bodies and bogies on the level of safety against derailment, a number of simulations were performed using the developed methodology. Seven configurations of tram car-bodies with identical running gear were prepared. Each of them was tested on a track gauge of 1435 mm or 1000 mm with various curve radii. The behaviour of vehicles equipped with classic wheelsets and independently rotating wheels was also compared, taking into account the group control of the traction drive.

SPIS TREŚCI

WSTĘP	7
1. CEL I TEZA PRACY.....	8
1.1. Cel pracy	8
1.2. Cel naukowy	9
1.3. Cel użytkowy (praktyczny)	9
1.4. Teza pracy	10
1.5. Uzasadnienie podjęcia tematu	11
2. PODSTAWY TEORETYCZNE KONTAKTU KOŁO – SZYNA.....	12
2.1. Wstęp.....	12
2.2. Teoria Hertza.....	12
2.3. Teoria Cartera	16
2.4. Teoria Kalkera	18
2.5. Badanie ruchu pojazdu tramwajowego przy wykorzystaniu symulacji komputerowej	20
2.6. Siły kontaktu między kołem jezdnym a szyną	22
2.7. Stożkowatość ekwiwalentna	23
3. BADANIA WARUNKÓW BEZPIECZEŃSTWA PRZECIW WYKOLEJENIU	25
3.1. Metoda 1: stopień bezpieczeństwa przeciw wykolejeniu na łuku toru z odcinkiem zwichrowanym	25
3.2. Metoda 2: stopień bezpieczeństwa przeciw wykolejeniu na łuku toru bez wichrowatości	29
3.3. Metoda 3: określenie stopnia bezpieczeństwa przeciw wykolejeniu na stanowisku badawczym oraz na stanowisku do badania momentu oporowego wózka.....	32
3.4. Badania warunków bezpieczeństwa przeciw wykolejeniu w Wielkiej Brytanii	34
3.5. Badania warunków bezpieczeństwa przeciw wykolejeniu w Japonii	35
3.6. Badania warunków bezpieczeństwa przeciw wykolejeniu w USA.....	35
3.6.1. Wymagania dla pojazdów pasażerskich poruszających się z maksymalną prędkością mniejszą niż 90 mil/h (144 km/h)	36
3.6.2. Wymagania dla pojazdów poruszających się z maksymalną prędkością większą niż 90 mil/h (144 km/h)	36
3.7. Badania warunków bezpieczeństwa przeciw wykolejeniu zgodnie z GOST 33796-2016.....	37

4. ROZWIĄZANIA TECHNICZNE UKŁADÓW JEZDNYCH TRAMWAJÓW.....	39
4.1. Historia	39
4.2. Sposoby realizacji obniżonej podłogi w pojazdach tramwajowych.....	40
4.3. Układy jezdne przykładowych pojazdów tramwajowych	44
4.3.1. Tramwaj Cobra.....	44
4.3.2. Tramwaje firmy Škoda z wózkami Jakobsa	46
4.3.3. Tramwaje firmy Siemens	49
4.3.4. Tramwaje firmy Hyundai Rotem	54
4.3.5. Tramwaje firmy Alstom	57
5. POJAZDY TRAMWAJOWE Z NIEZALEŻNIE OBRACAJĄCYMI SIĘ KOŁAMI...	64
5.1. Zastosowanie niezależnie obracających się kół w kolejnictwie	64
5.2. Zastosowanie niezależnie obracających się kół w tramwajach	65
5.3. Wpływ niezależnie obracających się kół na współpracę zestawu z torem	68
6. BADANIA WARUNKÓW BEZPIECZEŃSTWA PRZECIW WYKOLEJENIU TRAMWAJÓW.....	71
6.1. Stan obecny.....	71
6.2. Nowa metoda wykorzystania symulacji komputerowej do określania poziomu bezpieczeństwa przeciw wykolejeniu pojazdów tramwajowych	75
6.3. Symulacje komputerowe jazdy tramwajów o różnych konfiguracjach wagonów.....	77
6.4. Wnioski.....	94
7. WERYFIKACJA DOŚWIADCZALNA REZULTATÓW TEORETYCZNYCH....	143
8. PODSUMOWANIE.....	162
ZAŁĄCZNIKI.....	167
LITERATURA.....	168

WSTĘP

W **rozdziale pierwszym** opisano przyczyny i uzasadnienie podjęcia tematu pracy. Określono cele do zrealizowania (praktyczny i naukowy) oraz przedstawiono tezę pracy.

W **rozdziale drugim** opisano podstawowe pojęcia i zależności teorii kontaktu koła i szyny w celu prawidłowego zrozumienia tego zjawiska.

Rozdział trzeci poświęcony jest rzeczywistym badaniom warunków bezpieczeństwa przeciw wykolejeniu pojazdów kolejowych w Europie oraz na świecie. Przedstawiono różne metody badań obowiązujące we Wspólnocie Europejskiej, zgodne z normą [11] oraz w innych krajach (w Wielkiej Brytanii, Japonii, USA oraz w Rosji i w byłych republikach radzieckich, posiadających tor o rozstawie szerokim).

Kolejny, **czwarty rozdział** dotyczy współczesnych rozwiązań technicznych w układach jezdnych pojazdów tramwajowych. Opisano tam specyfikę wózków stosowanych w tramwajach oraz przedstawiono różne sposoby na uzyskanie niskiej lub obniżonej podłogi w obszarze pasażerskim pojazdów na przestrzeni lat.

Zagadnienia techniczne układów jezdnych tramwajów zostaną rozwinięte w kolejnym, **piątym rozdziale** dedykowanym pojazdom tramwajowym z niezależnie obracającymi się kołami. To rozwiązanie, pierwotnie związane z pojazdami kolejowymi, umożliwiło zastosowanie całkowicie płaskiej i niskiej podłogi na całej długości części pasażerskiej. Rozprzęgnięcie kinematyczne kół zestawu kołowego zmieniło warunki kontaktu koła z szyną, co skutkowało zastosowaniem nowych układów sterowania napędem trakcyjnym pojazdu.

Rozdział szósty poświęcony jest zagadnieniom badań warunków bezpieczeństwa przeciw wykolejeniu tramwajów. Przedstawiono stan obecny wymogów i kryteria bezpieczeństwa przeciw wykolejeniu dla pojazdów tego typu. Opisano założenia nowej metody wykonywania symulacji numerycznych w celu badania warunków bezpieczeństwa przeciw wykolejeniu pojazdów tramwajowych, uwzględniającej różne zestawienia wagonów. Podano podstawowe parametry siedmiu konfiguracji zestawienia wagonów tramwajów przyjętych do obliczeń porównawczych wykonywanych zgodnie z nową metodyką. Zaprezentowano wyniki i wyciągnięto wnioski wynikające z rezultatów przeprowadzonych badań symulacyjnych.

W **rozdziale siódmym** przedstawiono wyniki badań eksperymentalnych rzeczywistego pojazdu tramwajowego z niezależnie obracającymi się kołami. Badania polegały na pomiarze przyspieszeń w kilku punktach portalowego zestawu kołowego. Wyniki pomiarów zostały zestawione z wynikami symulacji numerycznych modelu komputerowego pojazdu, który dzięki dobrej korelacji z eksperymentem posłużył do dalszych analiz sił kontaktowych pomiędzy kołem a szyną.

Praca zakończona jest **podsumowaniem** w **rozdziale ósmym**, zestawieniem **załączników** z zebranymi wynikami badań symulacyjnych opisanych w **rozdziale szóstym** oraz **wykazem literatury**.

1. CEL I TEZA PRACY

1.1. Cel pracy

Po II wojnie światowej systemy tramwajowe w wielu europejskich miastach były likwidowane jako nierentowne. Potrzebę przemieszczania się mieszkańców realizował coraz bardziej narastający ruch samochodowy powodujący jednocześnie spadek jakości usług komunikacji miejskiej i dalszy odpływ pasażerów. Od lat 80. ubiegłego wieku obserwuje się jednak wzrost zainteresowania miejską komunikacją szynową w Europie. Impulsem do rozwoju transportu tramwajowego było dostarczenie w 1987 r. przez firmę Alstom (obecnie Alstom Transport) do francuskiej miejscowości Grenoble pierwszego tramwaju z niską podłogą położoną na wysokości 350 mm względem poziomu główki szyny. Kilka lat później, tj. w 1990 r., pierwszy tramwaj z niską podłogą został dostarczony do niemieckiej Bremy przez konsorcjum firm MAN / Kiepe. W Polsce pierwszy nowoczesny tramwaj niskopodłogowy pojawił się ponad 20 lat później. W 2001 r. firma Bombardier (obecnie stanowiąca część firmy Alstom Transport) dostarczyła pierwszy tramwaj Cityrunner z całkowicie niską podłogą, również w przestrzeni nad wózkami napędowymi i tocznymi.

Przeszłość historyczna poszczególnych krajów oraz miast miała decydujący wpływ na kształt infrastruktury transportu szynowego. Przykładowo, w Niemczech bardzo popularne są stacje kolejowe doczołowe, na których konieczna jest zmiana kierunku jazdy danego składu pociągu. Taka konstrukcja związana była z brakiem chęci ingerowania w istniejące zabudowania dużych miejscowości. W Polsce taka organizacja stacji jest praktycznie niespotykana i dominuje układ przelotowy. Tego typu kształt infrastruktury torowej miał również wpływ na rozwój konstrukcji pojazdów. Niemieccy przewoźnicy kolejowi, poza zespołami trakcyjnymi, dokonywali zakupów składów zmienno-kierunkowych wyposażonych w lokomotywę napędową na jednym z końców składu oraz w wagon sterowniczy z kabiną maszynisty po drugiej stronie. Wagon sterowniczy posiadał również miejsca dla pasażerów. W Polsce użytkowano głównie klasyczne składy wagonowe z lokomotywą prowadzącą, w razie konieczności zmieniającą czoło pociągu na stacji, na której zaszła konieczność zmiany kierunku jazdy.

Podobna sytuacja występuje w przestrzeni miejskiej, gdzie kursują pojazdy tramwajowe. Inwestorzy budujący linie tramwajowe nie mogli pozwolić sobie na swobodne wyburzenia i byli zmuszeni do dopasowania się do istniejących arterii miejskich. Często skutkowało to łukami o małych promieniach (dużo mniejszych niż w przypadku infrastruktury kolejowej) lub torem w nietypowym układzie. Brak przepisów lub norm w pierwszych latach powstawania systemów tramwajowych powodował brak kompatybilności pomiędzy tymi systemami – różniły się one od siebie rozstawem czy rodzajem wykorzystywanych szyn. Część systemów zaadaptowano do standardowego, „normalnego” toru o rozstawie szyn 1435 mm, typowego dla większości szlaków kolejowych w Europie. W pozostałych przypadkach można najczęściej spotkać tor „wąski” o rozstawie szyn 1000 mm lub tor „szeroki” o rozstawie szyn 1524 mm stosowany głównie w krajach wschodniej Europy i Azji. Istnieją również

nietypowe rozstawy szyn spotykane lokalnie, jak np. 1067 mm w Tallinnie w Estonii, czy 1009 mm w Sofii w Bułgarii. Taka różnorodność połączona z dodatkowymi wymaganiami lokalnych zarządców komunikacji miejskiej utrudnia ujednolicenie sposobów badania pojazdów tramwajowych. Jednym z rodzajów badań jest badanie poziomu bezpieczeństwa przeciw wykolejeniu. Szczegółowy sposób postępowania w ramach tej problematyki przedstawiony jest w normie EN 14363, który odnosi się do pojazdów o standardowym rozstawie szyn 1435 mm. Nie można go jednak w bezpośredni sposób przełożyć na pojazdy o innym rozstawie kół.

Wobec powyższego, oprogramowanie komputerowe do symulacji ruchu wydaje się idealnym narzędziem do oceny poziomu bezpieczeństwa przeciw wykolejeniu pojazdów tramwajowych jeszcze przed wprowadzeniem ich do produkcji i późniejszej eksploatacji. Możliwość tworzenia niemal dowolnych scenariuszy przypadków do symulacji komputerowych stwarza szerokie możliwości ich zastosowania. Jedynym ograniczeniem jest czas, którego każda firma projektowa chce zaoszczędzić jak najwięcej. W związku z tym, wydaje się rozsądnym przedstawienie jednolitej oraz uniwersalnej metodyki oceny bezpieczeństwa przeciw wykolejeniu pojazdów tramwajowych przy wykorzystaniu komputerowego oprogramowania symulacyjnego.

Celem niniejszej pracy jest **stworzenie nowej metodyki badań przeprowadzanych przy użyciu symulacji numerycznej w celu badania warunków bezpieczeństwa przeciw wykolejeniu pojazdów tramwajowych z uwzględnieniem różnorodności konfiguracji wagonów oraz wózków, a także wzięciem pod uwagę zarysów zewnętrznych wieńców kół oraz główek szyny.**

Cele pracy można podzielić na cele naukowe i cele użytkowe:

1.2. Cel naukowy

Celem naukowym tej rozprawy jest przedstawienie propozycji nowej, uniwersalnej metody wykorzystania symulacji komputerowej do określenia poziomu bezpieczeństwa przeciw wykolejeniu pojazdów tramwajowych.

1.3. Cel użytkowy (praktyczny)

Opracowana metoda badań numerycznych umożliwi określenie poziomu bezpieczeństwa przeciw wykolejeniu pojazdów o różnych konfiguracjach wagonów oraz wózków. Pozwoli na porównywanie ze sobą pojazdów o całkowicie odmiennych układach połączeń kinematycznych. Co więcej, w ramach realizacji Programu „Doktorat Wdrożeniowy” dla Partnera – firmy PESA Bydgoszcz SA zostanie przygotowana instrukcja wykonywania symulacji zgodnie z opracowaną metodą.

Do osiągnięcia powyżej określonych celów posłuży realizacja niżej wymienionych zadań:

1. Kwerenda literaturowa dotycząca aktualnego stanu wiedzy na temat badań rzeczywistych pojazdów tramwajowych.
2. Opis metod badania warunków bezpieczeństwa przeciw wykolejeniu pojazdów kolejowych.
3. Opis parametrów technicznych znanych i współczesnych wózków tramwajowych czołowych producentów.
4. Określenie wpływu profilu koła oraz szyny na poziom bezpieczeństwa przeciw wykolejeniu pojazdów tramwajowych.
5. Opracowanie nowej metody wykorzystania symulacji numerycznych ruchu modelu komputerowego pojazdu szynowego do określenia poziomu bezpieczeństwa przeciw wykolejeniu pojazdów tramwajowych.
6. Przygotowanie modeli matematycznych pojazdów tramwajowych o różnych konfiguracjach wagonów i wózków oraz modeli toru badawczego do oceny poziomu bezpieczeństwa przeciw wykolejeniu danej konstrukcji.
7. Przeprowadzenie badań symulacyjnych warunków bezpieczeństwa przeciw wykolejeniu tramwajów zgodnie z opracowaną metodą oraz określenie wpływu konfiguracji oraz parametrów konstrukcyjnych wózków tramwajów na wyniki analiz.
8. Przeprowadzenie badań eksperymentalnych z wykorzystaniem rzeczywistego tramwaju z niezależnie obracającymi się kołami w jednym z miast w Polsce.
9. Wyciągnięcie wniosków końcowych.

1.4. Teza pracy

Przeprowadzone przez autora niniejszej rozprawy symulacje numeryczne pozwalają na sformułowanie poniższej tezy:

Konfiguracja wagonów oraz wózków pojazdu tramwajowego ma istotny wpływ na poziom bezpieczeństwa przeciw wykolejeniu

1.5. Uzasadnienie podjęcia tematu

Badania symulacyjne pojazdów kolejowych na etapie projektowania w obecnych czasach są ułatwione. Istnieją bowiem przetarte ścieżki postępowania oraz normalizacja w każdej dziedzinie badawczej. Współczesne normy określają również warunki walidacji modeli symulacyjnych, aby w najwyższym stopniu odpowiadały rzeczywistym warunkom badawczym i w przyszłości mogły służyć wprowadzaniu zmian w danym podzespole pojazdu kolejowego przy wykorzystaniu wyłącznie symulacji numerycznych.

Dla pojazdów tramwajowych brak jest obowiązujących międzynarodowych standardów badawczych i projektowych. Najbogatszą biblioteką zaleceń dysponuje niemieckie stowarzyszenie VDV (niem.: *Der Verband Deutscher Verkehrsunternehmen* – Związek Niemieckich Przedsiębiorstw Transportowych). Dokumenty VDV są często przywoływane w specyfikacjach przetargowych krajowych i zagranicznych, jednak nie mają statusu normy.

Autor uważa, że brak ujednolicenia wymagań w stosunku do pojazdów tramwajowych wynika z autonomiczności systemów tramwajowych i braku konieczności ich łączenia w jedną, współpracującą ze sobą całość. Pojazdy kolejowe łączą ze sobą miasta, województwa, a nawet poszczególne kraje. W tym przypadku transparentność oraz uniwersalność wymagań oceny miały pierwszorzędne znaczenie. Od wielu lat w Unii Europejskiej z powodzeniem wprowadzane są Techniczne Specyfikacje Interoperacyjności, określające wymogi dla pojazdów kolejowych poruszających się w rejonie Wspólnoty. Normy europejskie są szeroko stosowane także poza Europą, np. dla pojazdów w rejonie dalekiego wschodu czy w Afryce – z racji braku innych dokumentów normatywnych.

Tramwaje łączą ze sobą poszczególne dzielnice jednego miasta lub miasto z najbliższymi miejscowościami, jak np. w rejonie Łodzi. Każde miasto ma swoje wymagania techniczne związane z infrastrukturą torową: minimalne promienie łuków poziomych i pionowych toru, wysokości powierzchni peronu względem główki szyny, czy odległości krawędzi peronów od osi środkowej toru. Tabor tramwajowy dla danego systemu często musi być „szyty na miarę”, co utrudnia lub wręcz uniemożliwia producentom taboru opracowanie pojazdu, który mógłby być oferowany w pozostałych systemach.

Opracowanie symulacyjnego sposobu postępowania przy ocenie poziomu bezpieczeństwa przeciw wykolejeniu może być traktowane jako pierwszy krok w próbie ujednolicenia badań pojazdów tramwajowych przed wprowadzeniem ich do eksploatacji. W założeniu algorytm ten będzie stanowił podstawę odniesienia w trakcie wstępnego szacowania parametrów usprężynowania pojazdu przy zachowaniu elastyczności poprzez możliwość wyboru przez danego użytkownika współpracujących ze sobą profili koła i szyny.

2. PODSTAWY TEORETYCZNE KONTAKTU KOŁO – SZYNA

2.1. Wstęp

Transport szynowy w obecnych czasach zapewnia szybki oraz bezpieczny sposób podróżowania w mieście oraz pomiędzy miastami. Koleje dużych prędkości mogą konkurować z transportem lotniczym na trasach wewnątrzkrajowych. Tak stabilna i komfortowa komunikacja jest zapewniona w większości dzięki niepozornemu i prostemu elementowi – stykowi koła pojazdu z szyną. Mnogość publikacji naukowych dotyczących tego tematu dowodzi jednak jego złożoności. Kontakt koła z szyną był przedmiotem zainteresowania naukowców oraz inżynierów od momentu powstania pierwszych układów kolejowych. Już George Stephenson, twórca pierwszego parowozu (uruchomionego w 1825 r. na odcinku Stockton – Darlington w Wielkiej Brytanii), zauważył, że środek ciężkości zestawu kołowego o stożkowych bieżniach kół jezdnych wytrąconego z ruchu prostoliniowego wzdłuż osi toru porusza się ruchem sinusoidalnym o amplitudzie gasnącej, stabilizując się aż do osiągnięcia z powrotem ruchu prostoliniowego. Własność ta stała się jedną z ważnych podstaw rozwoju kolejnictwa w przypadku klasycznych pojazdów szynowych jeżdżących zarówno z małymi jak i z dużymi prędkościami. Wynika ona z chwilowych kierunków działania sił kontaktu koło-szyna odpowiedzialnych za stabilny ruch zestawów kołowych wzdłuż osi toru kolejowego.

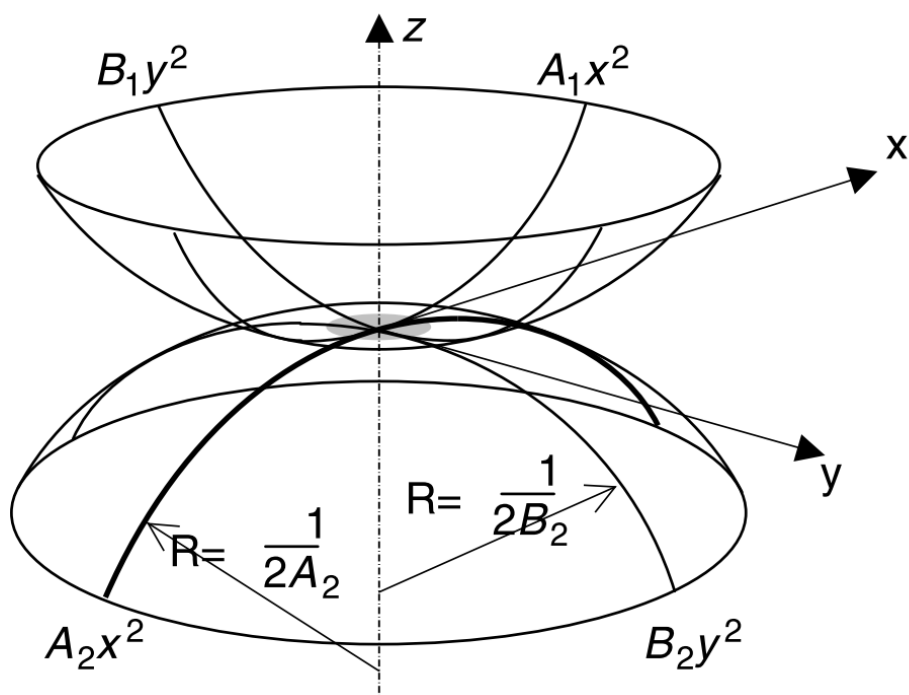
W niniejszym rozdziale przedstawione zostaną teorie kontaktu ważne z punktu widzenia zagadnienia współpracy koła i szyny.

2.2. Teoria Hertza

Pierwszym opracowaniem istotnym w opisie sił kontaktu koło-szyna była praca niemieckiego naukowca Heinricha Hertza z 1882 r. [20] dotycząca elastycznego kontaktu dwóch ciał stałych potraktowanych jako półprzestrzenie sprężyste. Teoria kontaktu Hertza opiera się na poniższych założeniach:

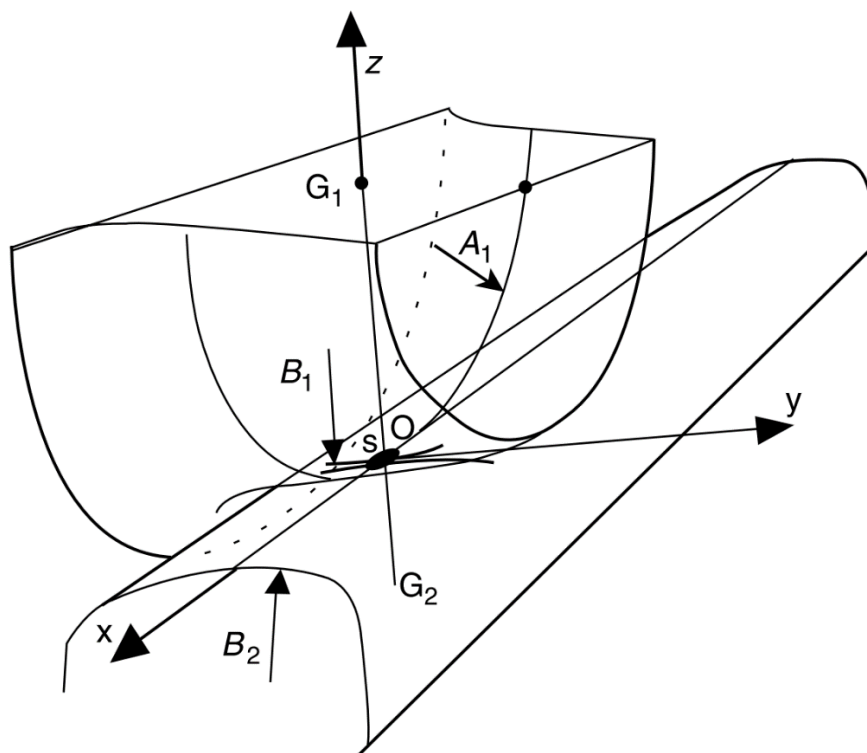
1. Materiał, z którego wykonano stykające się ciała jest jednorodny, izotropowy oraz liniowo-sprężysty.
2. Powierzchnia w otoczeniu punktu styku charakteryzuje się pomijalnie małą chropowatością i regularną krzywizną.
3. Powierzchnia styku w odniesieniu do powierzchni stykających się ciał jest mała.
4. Odkształcenia ciał w strefie wzajemnego kontaktu są niewielkie.
5. Na powierzchni styku występują jedynie naprężenia normalne (brak naprężeń stycznych wiąże się z pominięciem tarcia w punkcie styczności).

Uogólniony przypadek kontaktu dwóch ciał sprężystych zgodnego z teorią Hertza przedstawiony jest na rys. 2.1.



Rys. 2.1. Ogólny przypadek kontaktu dwóch półprzestrzeni sprężystych według teorii Hertza [24].

Przypadek kontaktu Hertza w odniesieniu do kontaktu koła z szyną można przedstawić w sposób widoczny na rys. 2.2.



Rys. 2.2. Szczególny przypadek kontaktu według teorii Hertza – kontakt koło-szyna [24].

Niezależnie od obciążeń zewnętrznych, oba ciała stykają się w punkcie O. W otoczeniu tego punktu eliptyczny kształt powierzchni styku tych ciał jest opisany równaniami (2.1) [24]:

$$\begin{aligned} z_1 &= A_1 x^2 + B_1 y^2, \\ z_2 &= A_2 x^2 + B_2 y^2. \end{aligned} \quad (2.1)$$

gdzie x, y oraz z₁, z₂, odpowiednio oznaczają współrzędne w osi wzdłużnej (x), poprzecznej (y) oraz pionowej (z) punktów styku dwóch półprzestrzeni sprężystych (oznaczonych indeksami 1 oraz 2). Współczynniki A_{1,2} i B_{1,2} są stałe w otoczeniu punktu kontaktu O. W przypadku kontaktu koła i szyny krzywizny opisane są poniższymi równaniami (2.2)-(2.4) [24]:

$$\frac{d^2 z_1}{dx^2} = 2A_1 \approx \frac{1}{r_n}, \quad (2.2)$$

w przypadku koła:

$$\frac{d^2 z_1}{dy^2} = 2B_1 \approx \frac{1}{R_{wx}}, \quad (2.3)$$

w przypadku szyny:

$$\frac{d^2 z_2}{dy^2} = 2B_2 \approx \frac{1}{R_{rx}}. \quad (2.4)$$

Krzywiznę A₂ pomija się, gdyż szyna jest prosta. W związku z tym promień jej krzywizny dąży do nieskończoności.

Pionową odległość względną pomiędzy ciałami (przed ich obciążeniem) można opisać równaniem:

$$z_1 + z_2 = d = Ax^2 + By^2, \quad (2.5)$$

gdzie:

$$A = \frac{1}{2r_n} \quad \text{oraz} \quad B = \frac{1}{2} \left(\frac{1}{R_{wx}} + \frac{1}{R_{rx}} \right).$$

Krzywizny A oraz B przyjmują zawsze wartość dodatnią.

Na podstawie własności materiałów (zazwyczaj identycznych w przypadku materiału koła i szyny), z których wykonane są stykające się ciała, oraz działającego na nie obciążenia pionowego N można określić długości półosi elipsy kontaktu a i b oraz wartość δ stanowiącą zmniejszenie odległości pomiędzy stykającymi się ciałami pod tym obciążeniem, co zapisano za pomocą poniższych wzorów (2.6)-(2.8):

$$a = m \cdot \sqrt[3]{\frac{3}{2} N \frac{1-\nu^2}{E} \frac{1}{A+B}}, \quad (2.6)$$

$$b = n \cdot \sqrt[3]{\frac{3}{2} N \frac{1-\nu^2}{E} \frac{1}{A+B}}, \quad (2.7)$$

$$\delta = r \cdot \sqrt[3]{\left(\frac{3}{2} N \frac{1-\nu^2}{E}\right)^2 \cdot (A+B)}, \quad (2.8)$$

gdzie:

N oznacza zewnętrzną siłę pionową,

E – moduł Younga,

ν – współczynnik Poissona,

a – długość półosi elipsy w kierunku osi x (wzdłużnej), a

b jest długością półosi elipsy w kierunku osi y (poprzecznej).

Powyższe równania są ważne przy założeniu: $a \geq b$.

Wymienione w równaniach (2.6), (2.7) i (2.8) symbole m , n oraz r to bezwymiarowe współczynniki Hertza, które zostały tabelaryzowane i odczytuje się je w zależności od kąta θ określonego za pomocą wzoru (2.9):

$$\cos \theta = \frac{|B-A|}{B+A}. \quad (2.9)$$

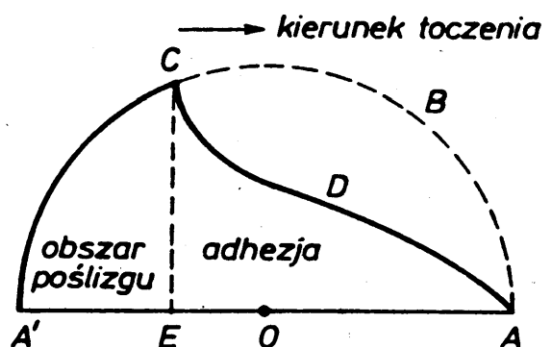
Współczynniki Hertza podano w tabeli 2.1.

Tabela 2.1. Wartości współczynników Hertza w zależności od wartości kąta θ . Opracowano na podstawie [24].

Współczynniki Hertza ($A/B < 1$)										
	θ [°]									
	90	80	70	60	50	40	30	20	10	0
$g = n / m$	1	0,7916	0,6225	0,4828	0,3652	0,2656	0,1806	0,1080	0,047	0
m	1	1,1280	1,2850	1,4860	1,7540	2,1360	2,7310	3,8160	6,6120	∞
n	1	0,8927	0,8000	0,7171	0,6407	0,5673	0,4931	0,4122	0,3110	0
r	1	0,9932	0,9726	0,9376	0,8867	0,8177	0,7263	0,6038	0,4280	0

2.3. Teoria Cartera

W pracy Hertza [20] odniesiono się również do przypadku kontaktu koło-szyna, jednak dopiero wiele lat później, tj. w 1926 r., Frederick Carter sformułował pojęcie poślizgu koła kolejowego względem szyny w pracy [3]. Zdefiniował on tzw. mikropoślizg wzdłużny ξ_x , poprzeczny ξ_y oraz spin ξ_{sp} . W swojej pracy [3] określił obszar kontaktu koła z szyną przedstawiony na rys. 2.3.



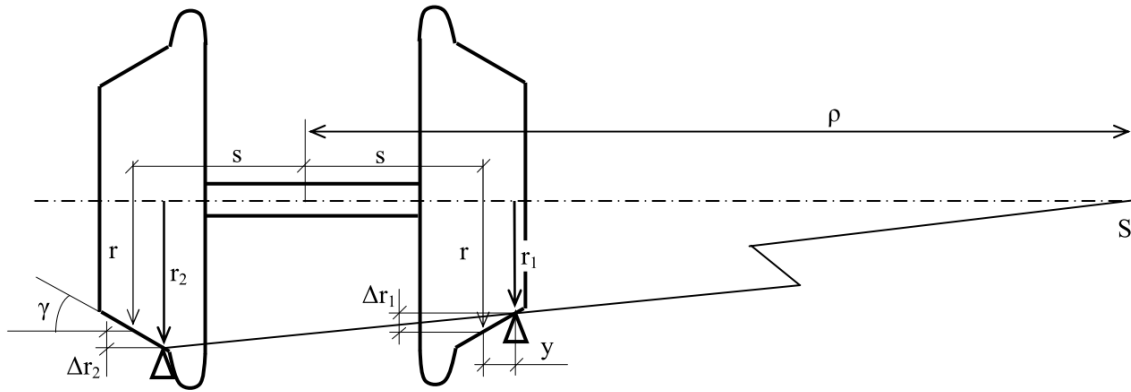
Rys. 2.3. Obszar kontaktu koło-szyna według Cartera. Opracowano na podstawie [3].

Powierzchnia kontaktu koła z szyną, zgodnie z rys. 2.3., jest ograniczona punktami A, A' oraz C. Całkowite pole kontaktu dzieli się na dwa obszary: obszar adhezji (ograniczony punktami A, E oraz C) i obszar poślizgu (ograniczony punktami E, A' oraz C).

Siły wynikające z poślizgu koła związane są z tarciem pomiędzy kołem a szyną. Do ich pojawienia się konieczna jest określona wartość poślizgu. Carter wykazał, że siły styczne są równe 0 przy zerowej wartości poślizgu i osiągają maksimum wyrażone poprzez prawo tarcia Coulomba.

Poprzeczne ruchy zestawu kołowego w stosunku do jego kierunku jazdy powodują powstawanie poślizgów wzdłużnych, a powiązane z tym siły kontaktowe są proporcjonalne do różnicy promieni okręgów toczenia zestawu kołowego i powodują centrowanie zestawu w torze. Siły poślizgu poprzecznego powstają, gdy kąt nabiegania (czyli kąt między osią zestawu kołowego i osią toru) jest niezerowy. Poprzeczne przemieszczenia zestawu kołowego i jego nabieganie na szynę są ze sobą sprzężone i wzajemnie na siebie wpływają. Carter w swojej teorii zakładał w pełni stożkowe koło zestawu kołowego [24]

Zjawisko nabiegania zestawu kołowego na szynę przy jednoczesnych ruchach poprzecznych tego zestawu względem toru zostało po raz pierwszy opisane niemal 40 lat wcześniej – w 1883 r. – przez Johanna Klingela w pracy [33], jeszcze bez uwzględniania efektu poślizgu. Rys. 2.4. przedstawia zestaw kołowy wraz z punktami styku kół z szynami przy założeniu poprzecznego przesunięcia względem toru.



Rys. 2.4. Zestaw kołowy stykający się z szynami z uwzględnieniem jego poprzecznego przesunięcia względem osi toru.

Promienie okręgów tocących obu kół prezentowanego zestawu kołowego są identyczne, jeśli przemieszczenie poprzeczne zestawu jest równe zero. Jeżeli założy się przemieszczenie poprzeczne o wartości y , to jedno z kół toczyć się będzie po promieniu $r_1 = r + \Delta r_1$, natomiast drugie po promieniu $r_2 = r + \Delta r_2$. Chwilowym środkiem obrotu zestawu kołowego jest punkt S stanowiący wierzchołek stożka. Odległość ρ pomiędzy wierzchołkiem S a środkiem zestawu kołowego jest zależna od różnicy promieni okręgów tocących r_1 i r_2 , co określono wzorem (2.10).

$$\frac{r}{\rho} = \frac{r_2 - r_1}{2s} = \frac{\Delta r_2 - \Delta r_1}{2s} \Rightarrow \rho = \frac{2sr}{\Delta r_2 - \Delta r_1}. \quad (2.10)$$

gdzie ρ jest chwilowym promieniem krzywizny drogi punktu w środku zestawu kołowego, z czego wynika zależność (2.11):

$$\rho = -\frac{1}{\frac{d^2 y}{dx^2}} = \frac{2sr}{\Delta r_2 - \Delta r_1} \Rightarrow \frac{d^2 y}{dx^2} + \frac{\Delta r_2 - \Delta r_1}{2sr} = 0. \quad (2.11)$$

Przy założeniu kształtu stożkowego kół zestawu o nachyleniu tworzącej względem płaszczyzny poziomej równej γ wyznaczyć można przybliżone wartości Δr_1 oraz Δr_2 .

$$\Delta r_1 = -\gamma y,$$

$$\Delta r_2 = \gamma y.$$

Wówczas wzór (2.11) przyjmuje postać (2.12):

$$\frac{d^2 y}{dx^2} + \frac{\gamma}{sr} y = 0. \quad (2.12)$$

Rozwiązanie równania różniczkowego (2.12) określa drogę środka zestawu kołowego wzdłuż toru (2.13). Ma ona kształt sinusoidy, o czym już wspomniano powyżej, a sam ruch jest określany mianem wężykowania kinematycznego.

$$Y = A \sin \left(\sqrt{\frac{\gamma}{sr}} x \right). \quad (2.13)$$

Z powyższego wzoru można wyznaczyć długość fali wężykowania L

$$L = 2\pi \sqrt{\frac{rs}{\gamma}}. \quad (2.14)$$

Klingel w ten sposób udowodnił, że długość fali ruchu wężykowego jest niezależna od prędkości jazdy.

2.4. Teoria Kalkera

Przy małych wartościach poślizgu wyrazy zawierające współczynnik poślizgu Cartera k w kwadracie mogą zostać pominięte. Na tym założeniu bazuje liniowa teoria Kalkera opracowana w 1967 r. [30]. Zgodnie z nią, pole kontaktu koła z szyną zostało obliczone na podstawie teorii Hertza. Uwzględnia ona zarówno poślizg wzdłużny v_x , poprzeczny v_y , jak i obrotowy ϕ_z , tj. wokół osi prostopadłej do powierzchni kontaktu między kołem jezdny a szyną. Podstawową zależność wyznaczającą składowe styczne siły kontaktu, tj. wzdłużną F_x i poprzeczną F_y , oraz moment obrotowy M_z , która wynika z tzw. uproszczonej, liniowej teorii Kalkera, określa wzór (2.15).

$$\begin{Bmatrix} F_x \\ F_y \\ M_z \end{Bmatrix} = -G c^2 \begin{bmatrix} C_{11} & 0 & 0 \\ 0 & C_{22} & cC_{23} \\ 0 & -cC_{23} & c^2 C_{33} \end{bmatrix} \begin{Bmatrix} v_x \\ v_y \\ \phi_z \end{Bmatrix}, \quad (2.15)$$

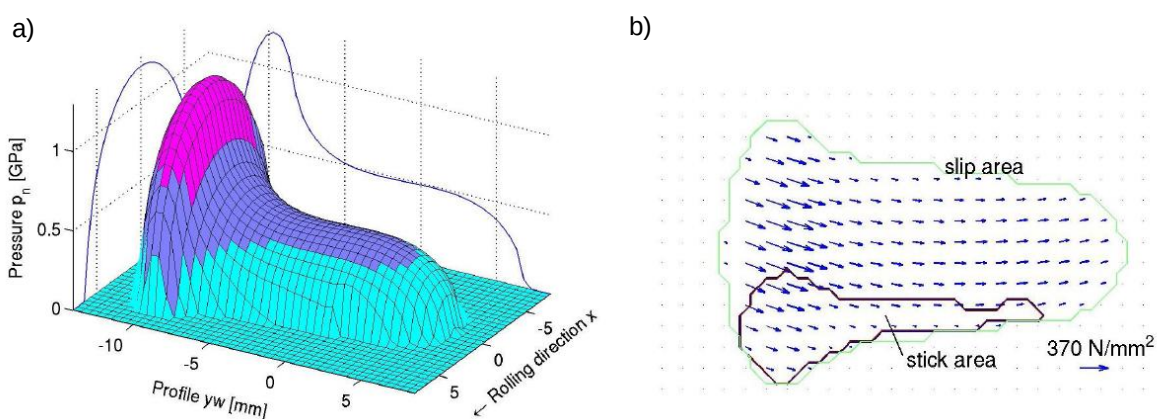
gdzie $c^2 = ab$, G oznacza moduł Kirchhoffa, a v_x , v_y , ϕ_z są odpowiednio składowymi poślizgu wzdłużnego, poprzecznego i obrotowego (tzw. spinu) między powierzchniami kontaktu koła z szyną. Wielkości te definiuje następujący ogólny wzór:

$$\begin{bmatrix} v_x \\ v_y \\ \phi_z \end{bmatrix} = \frac{1}{v_0} \begin{bmatrix} \Delta v_x \\ \Delta v_y \\ \Delta \phi_z \end{bmatrix}, \quad (2.16)$$

gdzie: Δv_x , Δv_y oznaczają bezwzględne poślizgi, czyli chwilowe różnice prędkości powierzchni kontaktu koła jezdnego i szyny, odpowiednio w kierunku wzdłużnym i poprzecznym, $\Delta\phi_z$ jest analogicznym poślizgiem wynikającym z wzajemnego obrotu tych powierzchni wokół osi pionowej, czyli spinu, a v_0 oznacza prędkość ruchomego układu odniesienia, której wartość w omawianym przypadku jest równa prędkości ruchu postępowego całego zestawu kołowego. Z kolei, współczynniki C_{ij} nazywane są współczynnikami poślizgów Kalkera ($i, j \in \{1, 2, 3\}$). Wartości współczynników C_{ij} zostały stabelaryzowane jako funkcje współczynnika Poisson'a oraz stosunku długości półosi a i b elipsy kontaktu. Opisują one zależność pomiędzy wartościami poślizgów oraz naprężeniami stycznymi na powierzchni kontaktu koło-szyna.

Liniowa teoria Kalkera zakładała elipsoidalny kształt powierzchni kontaktu. Dalsze badania holenderskiego naukowca przyniosły rozwój tej teorii, w której powierzchnię kontaktu dyskretyzuje się do postaci małych kwadratów, w których wyznaczane są przemieszczenia oraz naprężenia. Pozwoliło to na dokładniejsze wyznaczenie powierzchni kontaktu i odejście od uproszczenia w postaci konieczności rozpatrywania kształtu elipsy. Przemieszczenia i naprężenia na powierzchni kontaktu są odpowiednio sumami przemieszczeń i naprężeń w poszczególnych częściach zdyskretyzowanej w wyżej opisany sposób powierzchni kontaktu. Opisany algorytm Kalkera jest znany pod nazwą CONTACT [31,32]. Algorytm ten uwzględnia pełny kształt geometryczny bieżni koła i szyny oraz ich ruch względny wynikający z chwilowych wartości sił normalnych oraz poślizgów stycznych. Wyznacza on rzeczywistą, nieeliptyczną powierzchnię styku, jej podział na obszary przyczepności i poślizgu oraz określa siły i naprężenia występujące w obszarze styku.

Na rys. 2.5. przedstawiono przykład rzeczywistej powierzchni styku koła z szyną przy wykorzystaniu oprogramowania SIMPACK oraz programu Kalker CONTACT.

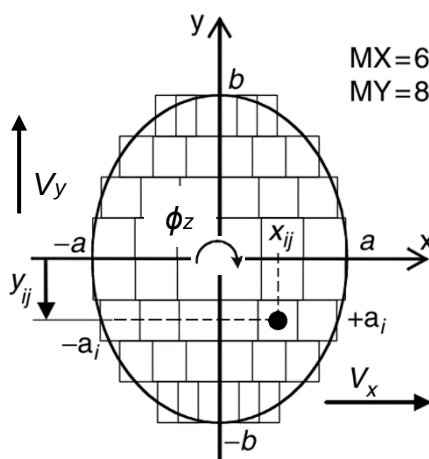


Rys. 2.5. Powierzchnia styku wyznaczona za pomocą oprogramowania SIMPACK oraz Kalker CONTACT: (a) rozkład naprężeń normalnych na powierzchni styku, (b) rozkład naprężeń stycznych [7].

Algorytm CONTACT wymaga stosunkowo dużej mocy obliczeniowej systemu komputerowego oraz znacznej pamięci operacyjnej. W celu przyspieszenia obliczeń Kalker opracował uproszczoną teorię opartą na założeniu cienkiej warstwy elastycznej podpartej za pomocą podłoża Winklera, tj. ciągłego podłoża lepko-sprężystego. Ten

algorytm został nazwany FASTSIM i od tego czasu jest głównym algorytmem służącym do przeprowadzania komputerowych symulacji dynamicznych jazdy pojazdów szynowych [29].

Algorytm FASTSIM zakłada płaski, eliptyczny kształt powierzchni kontaktu koła jezdniego z szyną. Zostaje ona zdyskretyzowana do postaci siatki elementów $m_x \times m_y$ w jej obrębie w celu wyznaczania sił stycznych za pomocą uproszczonego całkowania naprężeń stycznych w poszczególnych elementach siatki. Wówczas, cała powierzchnia elipsy kontaktu jest dzielona na poprzeczne paski prostopadłe do kierunku ruchu. Każdy z wyznaczonych pasków podzielony jest następnie na identyczną liczbę kwadratowych bądź prostokątnych elementów. Przykład takiej dyskretyzacji powierzchni kontaktu został przedstawiony na rys. 2.6. Na tym rysunku liczbę elementów dyskretnych w jednym pasku w kierunku wzdłużnym x oznaczono jako MX , a w kierunku poprzecznym y – jako MY . Położenie pojedynczego elementu dyskretnego określić można za pomocą współrzędnych x_{ij} oraz y_{ij} . Literowe oznaczenia a oraz b to długości półosi elipsy kontaktu odpowiednio w kierunku wzdłużnym x oraz w kierunku poprzecznym y . Z kolei, V_x , V_y i ϕ_z są składowymi poślizgu wzdłużnego, poprzecznego i obrotowego powierzchni kontaktu koła z szyną.



Rys. 2.6. Pole powierzchni kontaktu koło-szyna podzielone na elementy dyskretny zgodnie z algorytmem FASTSIM [24].

W ramach przeprowadzanych obliczeń naprężenia styczne zostają sumowane od przedniej (z punktu widzenia kierunku jazdy) granicy styku wszystkich elementów dyskretnych. Z kolei, wartości składowych poślizgów sprowadzane są do geometrycznego środka elipsy.

2.5. Badanie ruchu pojazdu tramwajowego przy wykorzystaniu symulacji komputerowej

Algorytm FASTSIM opracowany przez Kalkera znalazł szerokie zastosowanie w oprogramowaniu do symulacji ruchu układów wielomasowych (z ang. Multibody Simulations – MBS) w postaci układu brył sztywnych połączonych ze sobą

bezmasowymi elementami sprężysto-tłumiącymi. Każda z tych brył może posiadać maksymalnie 6 stopni swobody, tj. 3 translacyjne stopnie swobody oraz 3 obrotowe stopnie swobody wokół osi przechodzących np. przez ich środki masy. Liczba stopni swobody całego analizowanego układu jest sumą stopni swobody wszystkich brył, z których model dyskretny pojazdu szynowego się składa. Ruch każdego ze stopni swobody jest opisany odpowiednim równaniem różniczkowym zwyczajnym sprzężonym na ogół z innymi równaniami różniczkowymi opisującymi ruch pozostałych stopni swobody, tworząc w ten sposób następujący układ równań różniczkowych zwyczajnych drugiego rzędu o ogólnej postaci:

$$\mathbf{M}\ddot{\mathbf{q}} + \mathbf{C}\dot{\mathbf{q}} + \mathbf{K}\mathbf{q} = \mathbf{F} \quad (2.17)$$

gdzie: **M** jest macierzą bezwładności, **C** oznacza macierz tłumienia, **K** jest macierzą sztywności, **q** oznacza wektor przemieszczeń uogólnionych, a **F** jest wektorem sił zewnętrznych. Całkowita liczba równań ruchu do rozwiązania w układzie (2.17) jest równa liczbie stopni swobody modelu dyskretnego badanego pojazdu szynowego. W ogólnym przypadku przyjętego w ten sposób modelu dyskretnego pojazdu, macierze **M**, **C** i **K** mogą być stałe lub zmienne, kiedy uwzględniane są różnego rodzaju nieliniowości modelu fizycznego rozpatrywanego obiektu.

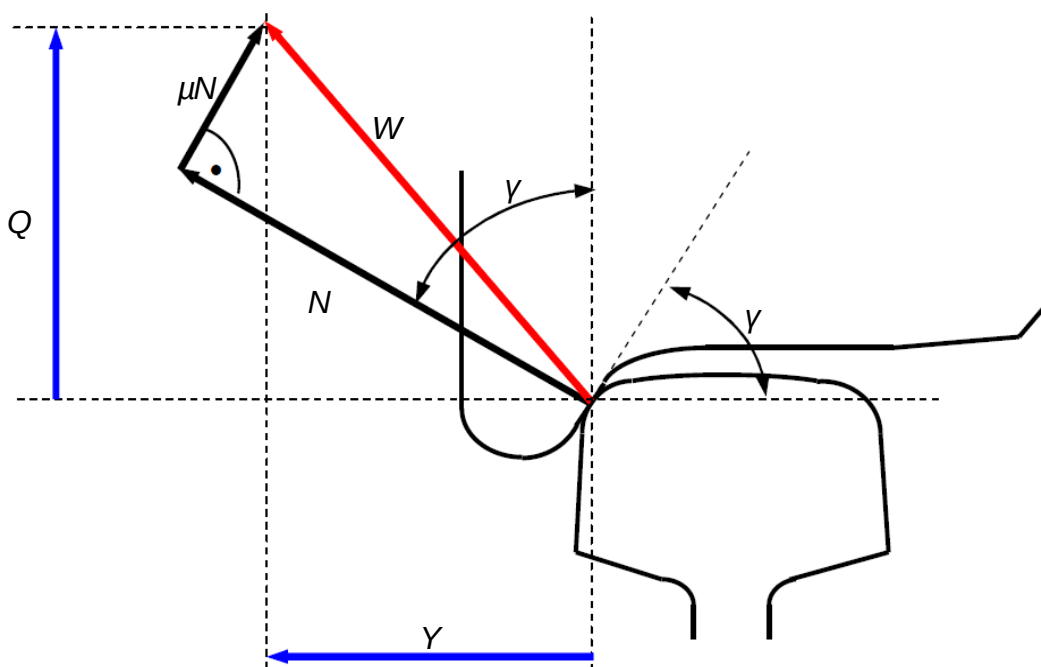
Na podstawie danych wejściowych, tj. mas i masowych momentów bezwładności poszczególnych brył sztywnych badanego modelu pojazdu szynowego, wartości współczynników sztywności i tłumienia elementów sprężysto-tłumiących łączących te bryły, odpowiednio zestawionych w wymienionych powyżej macierzach oraz przy założonych obciążeniach zewnętrznych, rozwiązując numerycznie układ równań (2.17) można wyznaczyć przemieszczenia, prędkości oraz przyspieszenia tych brył, a także chwilowe wartości sił wewnętrznych powodowanych ich przemieszczaniem się względem siebie w postaci sił sprężystych i sił kontaktu koło-szyna.

Przy tworzeniu modelu dyskretnego pojazdu szynowego niezbędne jest określenie charakterystyk bezmasowych elementów sprężysto-tłumiących. Większość z nich wykazuje własności nieliniowe (zwykle progresywne), jak na przykład sprężyny gumowo-metalowe, elastyczne odbijaki, elementy usprężynowania pneumatycznego II. stopnia czy amortyzatory. Własności nieliniowe wykazują również siły kontaktu pomiędzy kołami jezdnyymi a szynami powstające w wyniku ich wzajemnych poślizgów oraz w efekcie kontaktu obrzeża koła z szyną. Wówczas, odpowiednie współczynniki macierzy tłumienia **C** i sztywności **K** w układzie równań ruchu (2.17) są wyznaczane jako zmienne funkcje odpowiedzi dynamicznej badanego obiektu. W związku z powyższym, rozwiązanie tych równań jest możliwe w sposób numeryczny i konieczne jest zastosowanie w tym celu metody bezpośredniego całkowania, na przykład metody Runge'go-Kutty, Newmarka, Adamsa i innych. Za pomocą każdej z nich, dobierając odpowiednio długość kroku czasowego i parametrów procesu całkowania, można osiągnąć wymaganą dokładność odpowiedzi dynamicznej badanego układu w postaci przebiegów przemieszczeń, prędkości, przyspieszeń, czy sił wewnętrznych, w tym sił kontaktu koło-szyna.

2.6. Siły kontaktu między kołem jezdnym a szyną

Istotą badań symulacyjnych pojazdów szynowych jest wyznaczanie chwilowych przemieszczeń, prędkości oraz przyspieszeń poszczególnych brył sztywnych tworzących model dyskretny pojazdu szynowego oraz obliczanie sił oddziaływania pomiędzy nimi jeszcze przed wykonywaniem badań doświadczalnych projektowanego rzeczywistego pojazdu szynowego. Jest to szczególnie ważne z punktu widzenia kosztów jego budowy oraz warunków i bezpieczeństwa jego eksploatacji.

Podczas przeprowadzania w ten sposób symulacji ruchu pojazdu szynowego na dokładność wyników szczególnie wpływa właściwe uwzględnienie sił kontaktu koło-szyna. W przypadku jednopunktowego kontaktu koła z szyną w warunkach quasi-statycznych (tj. z pomijalnym wpływem siły wzdłużnej) można zastosować wzory opracowane przez Nadalą [43] na podstawie kształtu geometrycznego powierzchni styku przedstawionej na rys. 2.7.



Rys. 2.7. Siły w jednopunktowym kontakcie koło-szyna według Nadala.
(opracowano na podstawie [64,65])

$$\begin{aligned} Y &= N \sin \gamma - \mu N \cos \gamma, \\ Q &= N \cos \gamma + \mu N \sin \gamma, \end{aligned} \quad (2.18)$$

$$\frac{Y}{Q} = \frac{\tan \gamma - \mu}{1 + \mu \tan \gamma}. \quad (2.19)$$

gdzie:

W to siła oddziaływania koła na szynę [N],

Y oznacza składową poziomą siły oddziaływania W koła na szynę [N],

Q stanowi składową pionową siły oddziaływania W koła na szynę [N],

N to siła normalna oddziaływania koła na szynę [N],

μ stanowi współczynnik tarcia pomiędzy obrzeżem koła a szyną [-], natomiast

γ to kąt pomiędzy wektorem siły normalnej N a płaszczyzną pionową, czyli kąt pochylenia obrzeża koła [°].

Powyższy wzór (2.19) jest nazywany formułą Nadala i bywa wykorzystywany jako wskaźnik przy ocenie poziomu bezpieczeństwa przeciw wykolejeniu. Szczegóły dotyczące wartości tego wskaźnika zostaną podane w rozdziale 4. dotyczącym rzeczywistych badań warunków bezpieczeństwa przeciw wykolejeniu.

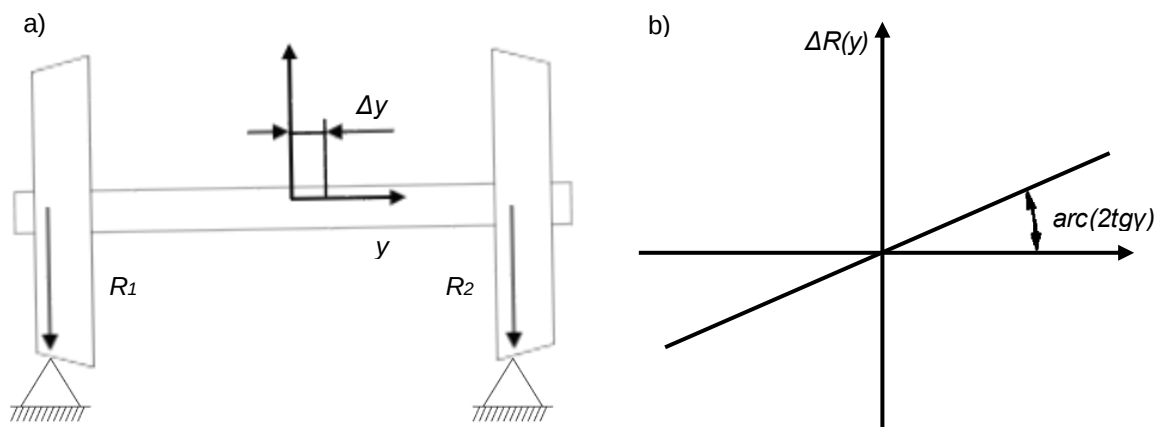
Kryterium Nadala zakłada natychmiastowe wykolejenie po przekroczeniu określonego wskaźnika, zależnego od współczynnika tarcia pomiędzy kołem a szyną oraz od kąta pochylenia obrzeża koła. W rzeczywistości koło potrzebuje odpowiedniego czasu, aby wspiąć się na szynę, wjechać na powierzchnię toczną główki szyny i następnie z niej zjechać. Mechanizm wykolejenia pojazdów szynowych został opisany szerzej w pracy [40].

W pracy [17] udowodniono przy wykorzystaniu teorii Kalkera, że formuła Nadala obowiązuje dla najniekorzystniejszego przypadku jazdy, kiedy kąt nabiegania koła jest duży, a poślizg wzdłużny niewielki.

Współczynnik tarcia pomiędzy kołem a szyną może zawierać się w przedziale od 0,1 (w przypadku szyny mokrej lub poddanej niekorzystnym efektom stosowania układów smarowania) do wartości 0,60 w przypadku szyny suchej [24].

2.7. Stożkowatość ekwiwalentna

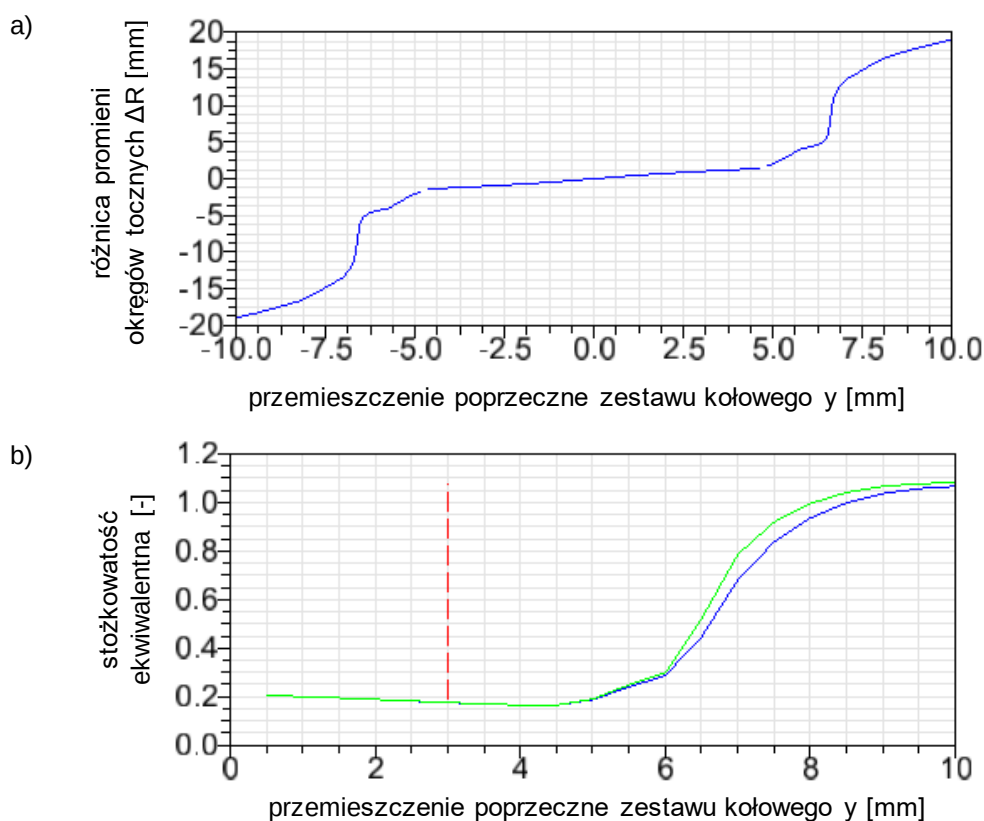
Przy opisie kontaktu koła pojazdu szynowego z szyną istotnym pojęciem jest stożkowatość ekwiwalentna. Do wyjaśnienia tego pojęcia niech posłuży zestaw kołowy o profilu stożkowym przedstawiony na rys. 2.8.



Rys. 2.8. Zestaw kołowy o profilu stożkowym (a). Wykres zależności różnicy promieni kół od przemieszczenia poprzecznego zestawu kołowego (b).

Promienie okręgów toczych zestawu kołowego w danej chwili wynoszą R_1 oraz R_2 przy założeniu przemieszczenia poprzecznego zestawu y względem położenia środkowego. Jednostkowe przemieszczenie poprzeczne powoduje proporcjonalny wzrost różnicy promieni ΔR . Stożkowatość ekwiwalentna stanowi tangens kąta pochylenia wykresu funkcji różnicy promieni okręgów toczych względem wartości przemieszczeń poprzecznych y .

Rzeczywiste kształty profili kół jezdnych pojazdów szynowych odbiegają od czystej stożkowatości, przez co w tym sensie charakteryzują się geometryczną nieliniowością, podobnie jak profile główek szyn. W związku z tym, również funkcja różnicy promieni okręgów toczych kół będzie nieliniowa. Przykładową funkcję różnicy promieni okręgów toczych oraz stożkowatość ekwiwalentną w funkcji przemieszczenia poprzecznego w przypadku współpracy profilu koła kolejowego S1002 z szyną UIC60 przedstawiono na rys. 2.9.



Rys. 2.9. Charakterystyki geometryczne współpracy koła o profilu S1002 z szyną o zarysie profilu UIC60: (a) różnica promieni okręgów toczych w funkcji przemieszczenia poprzecznego zestawu kołowego, (b) stożkowatość ekwiwalentna w funkcji przemieszczenia poprzecznego zestawu kołowego.

Bezwymiarowa wartość stożkowatości ekwiwalentnej zwykle podawana jest dla przypadku przemieszczenia poprzecznego y zestawu kołowego w granicach ± 3 mm, przyjmowanych zazwyczaj jako ruchy poprzeczne zestawu w trakcie normalnej eksploatacji pojazdu szynowego na torze prostym. Metoda określania stożkowatości ekwiwalentnej dowolnego profilu koła pojazdu szynowego i zarysu główki szyny przedstawiona jest w normie [12].

3. BADANIA WARUNKÓW BEZPIECZEŃSTWA PRZECIW WYKOLEJENIU

Badania warunków bezpieczeństwa przeciw wykolejeniu taboru kolejowego są jednym z etapów procesu homologacji nowych typów pojazdów szynowych. Bez pozytywnego wyniku takiego badania nie jest możliwym wykonywanie przejazdów pomiarowych z aparaturą badawczą na szlakach kolejowych, co stanowi kolejny krok w dopuszczeniu nowego typu pojazdu do ruchu.

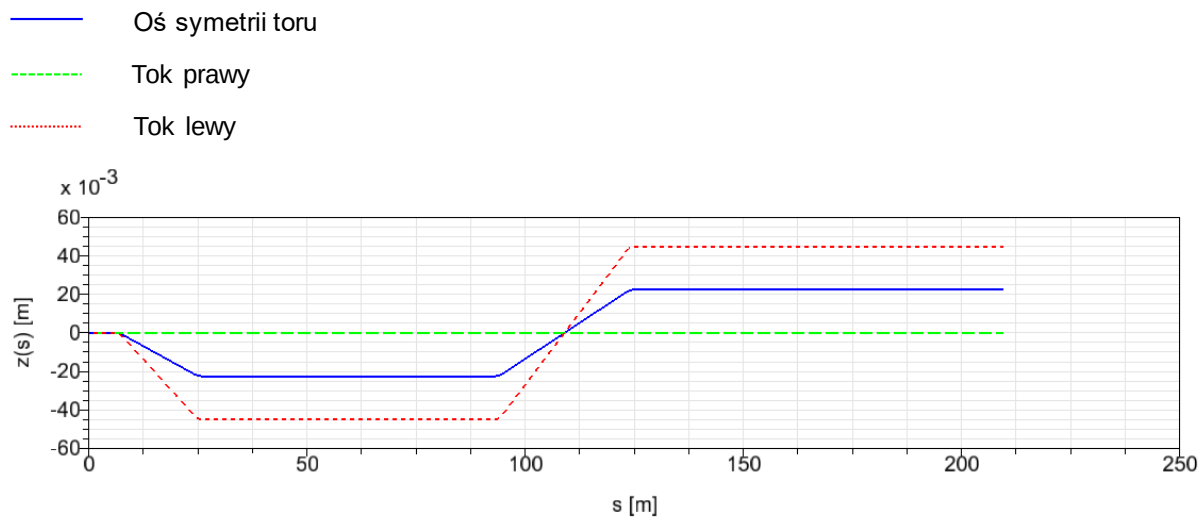
Zakres badań pojazdów kolejowych wykonywanych przed ich dopuszczeniem do eksploatacji określa norma EN 14363 [11]. Jako jedno z pierwszych badań nowego pojazdu szynowego wykonywany jest test spełnienia warunków bezpieczeństwa przeciw wykolejeniu. Norma [11] określa trzy możliwe metody przeprowadzenia takiego badania. Zostały one opisane w niniejszym rozdziale.

Zgodnie z [11], do badania warunków bezpieczeństwa przeciw wykolejeniu powinien zostać przesłany pojazd reprezentatywny dla całej serii produkcyjnej tego typu pojazdów. Te badania są wykonywane w stosunku do pojazdu w stanie pustym (tzn. o masie eksploatacyjnej tego pojazdu w stanie gotowości do pracy, zgodnie z normą EN 15663). Jeśli badany pojazd wyposażony jest w elementy usprężynowania o progresywnej charakterystyce, wówczas konieczne jest zastosowanie dodatkowego obciążenia, aby punkt pracy usprężynowania znajdował się na początku odcinka charakterystyki sprężystej o większej sztywności.

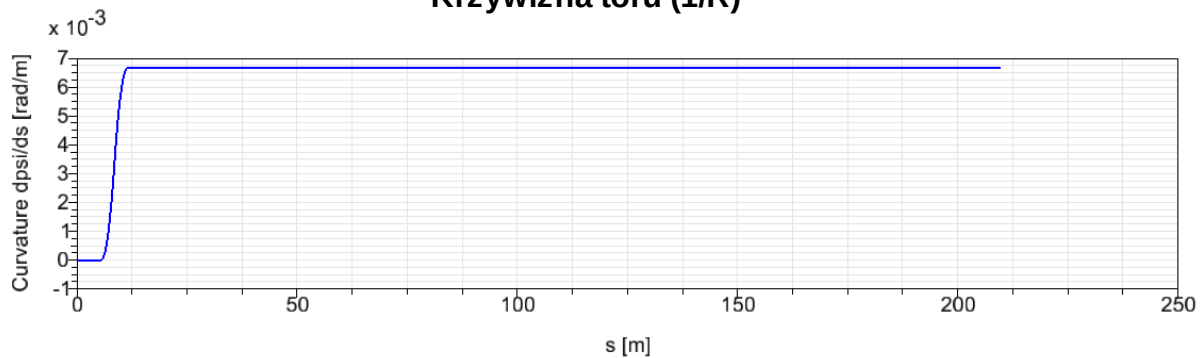
3.1. Metoda 1: stopień bezpieczeństwa przeciw wykolejeniu na łuku toru z odcinkiem zwichrowanym

W celu potwierdzenia spełnienia warunku bezpieczeństwa przejazdu pojazdów kolejowych przez łuki o małym promieniu wykonuje się pomiar współczynnika bezpieczeństwa przeciw wykolejeniu Y/Q oraz uniesienia koła prowadzącego D_z , gdzie Y oznacza wartość siły poprzecznej, a Q – siły pionowej działających na zestaw kołowy. Przejazdy badawcze przeprowadza się na torze o promieniu $R = 150$ m z odcinkiem wichrowatym o wartości wichrowatości 3‰ (tj. o zmianie wysokości szyny zewnętrznej z 45 mm ponad poziom szyny wewnętrznej do 45 mm poniżej poziomu szyny zewnętrznej na odcinku 30 metrów). Zgodnie z normą EN 14363, wichrowatość jest realizowana poprzez zmianę wysokości położenia szyny zewnętrznej. Na odcinku badawczym stosuje się typowy profil szyny UIC60. Jednym z miejsc, gdzie w kraju badane są warunki bezpieczeństwa przeciw wykolejeniu zgodnie z Metodą 1 jest tor badawczy zlokalizowany na terenie Centrum Pojazdów Szynowych Poznańskiego Instytutu Technologicznego. Został on opisany w pracy [25]. Parametry przykładowego toru z odcinkiem wichrowatym zostały przedstawione na rys. 3.1.

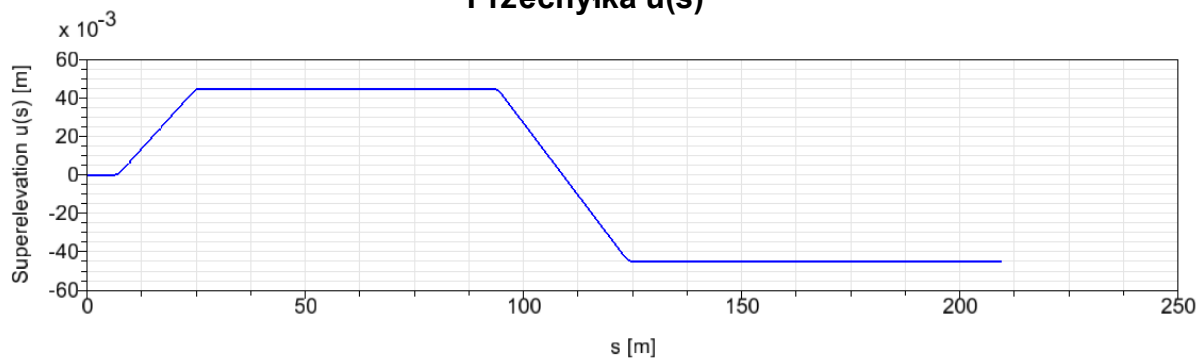
Wysokość toku szynowego



Krzywizna toru ($1/R$)



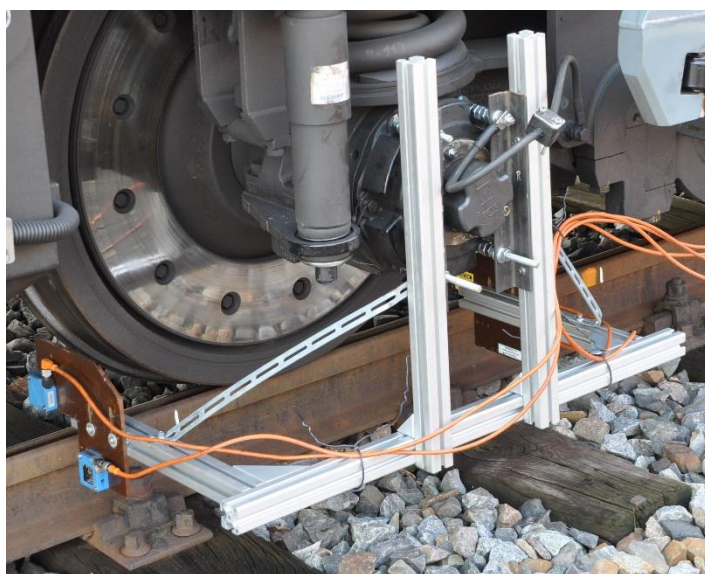
Przechyłka $u(s)$



Rys. 3.1. Parametry przykładowego toru do symulacji numerycznych warunków bezpieczeństwa przeciw wykołnieniu.

Norma [11] zaleca, aby badania warunków bezpieczeństwa przeciw wykolejeniu przeprowadzać na torze o rozstawie szyn 1440-1465 mm. Do określenia poprawności przeprowadzonego badania konieczne jest wyznaczenie współczynnika tarcia suchego τ_{dry} , którego wartość jest zależna od wartości siły pionowego nacisku danego koła na szynę oraz od kąta nabiegania zestawu kołowego w trakcie przejazdu przez łuk badawczy. Minimalny współczynnik tarcia koło-szyna, dla którego badanie warunków bezpieczeństwa przeciw wykolejeniu jest ważne wynosi 80% wartości tarcia suchego τ_{dry} . W przypadku wyznaczenia współczynnika tarcia koło-szyna o mniejszej wartości badanie to należy powtórzyć. Jeśli współczynnik osiągnie wartość większą, a uniesienie koła przekroczy wartość graniczną to badanie można powtórzyć. Przejazdy badawcze przeprowadza się co najmniej trzykrotnie. Instrukcja spółki Deutsche Bahn Regio dotycząca symulacji numerycznych warunków bezpieczeństwa przeciw wykolejeniu [5] zaleca przyjęcie do analiz współczynnika tarcia koło-szyna równego 0,40. Dla pojazdów konwencjonalnych maksymalna wartość tarcia suchego τ_{dry} osiąga zwykle większe wartości. W związku z tym, wartość tam podana nie jest wartością krytyczną.

Na rys. 3.2. przedstawiono przykładowy, laserowy przyrząd pomiarowy do określania kąta nabiegania oraz uniesienia koła nabiegającego.



a)



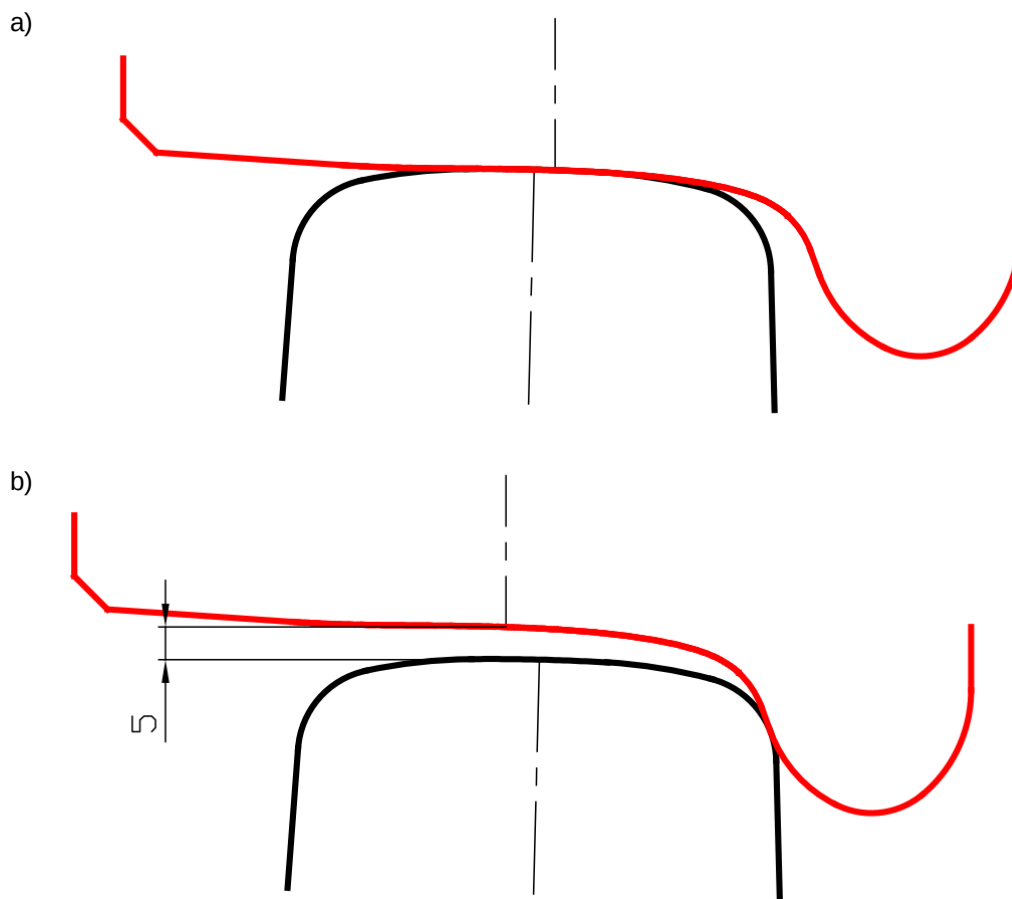
b)

Rys. 3.2. Przyrząd do pomiaru uniesienia koła i kąta nabiegania zestawu kołowego wykorzystywany w 1. metodzie pomiarowej do badania warunków bezpieczeństwa przeciw wykolejeniu:

- a) widok ogólny przyrządu,
- b) widok na laserowe czujniki pomiarowe.

Zgodnie z normą [11], wprowadza się również dodatkowe zwichrowanie wózków oraz nadwozi, realizowane poprzez dodatkowe podkładki stalowe w I. oraz w II. stopniu usprężynowania. Wysokości podkładek dobiera się zgodnie z wytycznymi załącznika A normy [11]. W każdym przypadku badawczym dodatkowemu zwichrowaniu poddaje się jeden z wózków w danym kierunku jazdy.

W Metodzie 1. ocenie podlega uniesienie koła prowadzącego. Graniczną wartość uniesienia stanowi $D_z \leq 5$ mm w przypadku standardowego profilu koła kolejowego z rodziny S1002. Porównanie kontaktu koła z szyną w środkowym położeniu zestawu kołowego oraz przy granicznym uniesieniu koła $D_z = 5$ mm przedstawiono na rys. 3.3.



Rys. 3.3. Widok kontaktu koła o profilu S1002 z szyną w przypadku:
a) środkowego położenia zestawu kołowego,
b) granicznego uniesienia koła $D_z = 5$ mm.

Na rys. 3.3 a) zestaw kołowy znajduje się w pozycji środkowej, a koło styka się w jednym punkcie z szyną na powierzchni tocznej zarysu zewnętrznego. Po skasowaniu luzu poprzecznego pomiędzy obrzeżem koła a szyną wystąpi styk dwupunktowy, a przy dalszym napieraniu poprzecznym zestawu kołowego na szynę pojawi się uniesienie koła i styk koła z szyną na obrzeżu. Uniesienie koła D_z osiągnie wartość 5 mm w chwili, gdy punkt styku osiągnie położenie, w którym część obrzeża o pochyleniu 70° przechodzi w zaokrąglenie wierzchniej jego części. Po przekroczeniu uniesienia koła o wartości 5 mm ryzyko wykolejenia znacząco rośnie z racji położenia punktu styku na krzywiznie obrzeża koła jeźdnego.

3.2. Metoda 2: stopień bezpieczeństwa przeciw wykolejeniu na łuku toru bez wichrowatości

Badanie warunków bezpieczeństwa przeciw wykolejeniu zgodnie z Metodą 2, określoną w [11] przeprowadza się dwóch etapach:

1. Pomiar odciążenia koła na stanowisku badawczym odzwierciedlającym przejazd pojazdu przez tor wichrowaty
2. Pomiar siły poprzecznej w kontakcie koło-szyna podczas przejazdu przez łuk badawczy toru

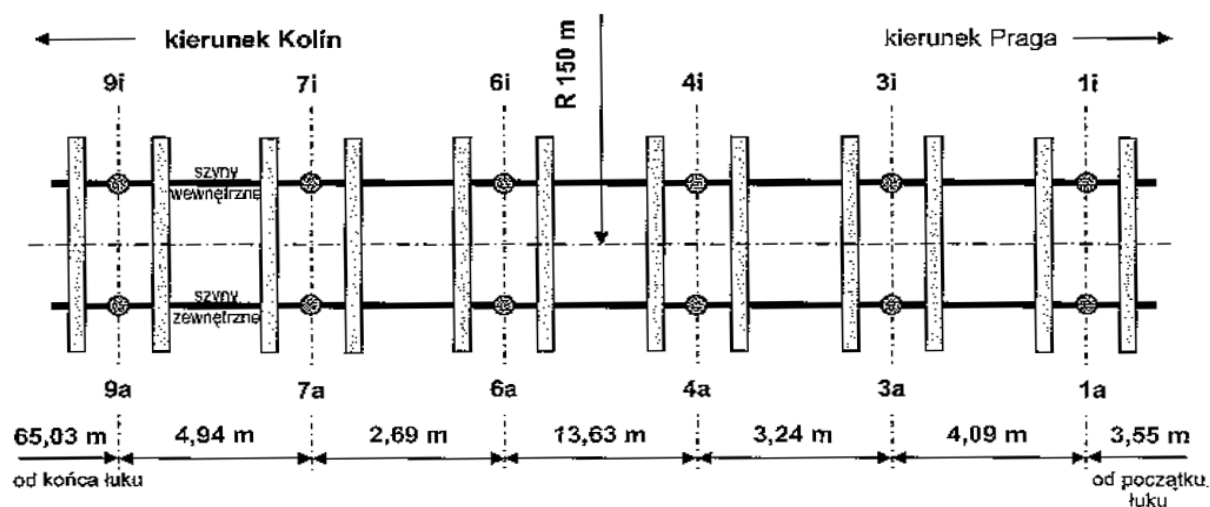
Stanowisko badawcze powinno pozwalać na podnoszenie i opuszczanie wszystkich kół co najmniej jednego z wózków badanego pojazdu. Przykładowe, przenośne stanowisko badawcze do pomiaru odciążenia kół wózka przedstawiono na rys. 3.4.



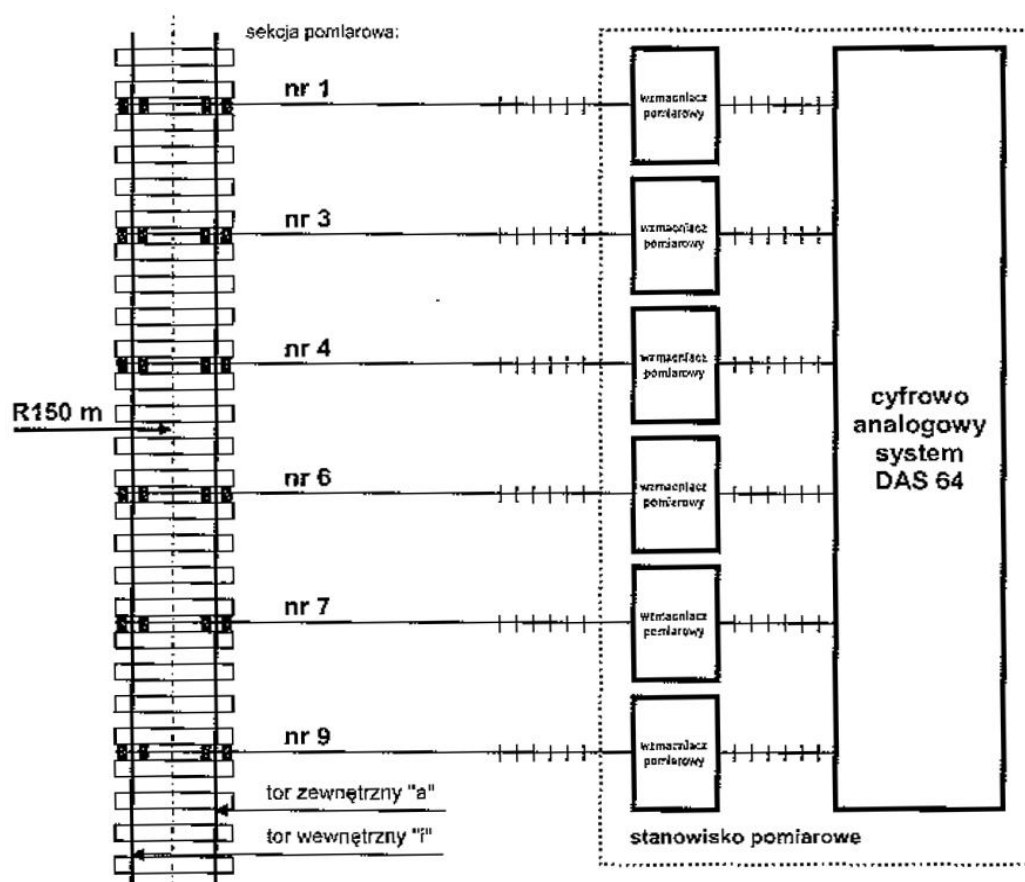
Rys. 3.4. Przenośne stanowisko badawcze do pomiaru odciążenia kół wózka.

Pomiar siły poprzecznej przeprowadzany jest na łuku toru o promieniu $R = 150$ m. Tor nie może posiadać wichrowatości, przechyłki ani również krzywej przejściowej łączącej odcinek prosty z łukiem kołowym. Nominalny rozstaw szyn powinien zawierać się w przedziale 1440 – 1465 mm na całym odcinku łuku. Kierunek jazdy pojazdu powinien być tak dobrany, aby koło o najmniejszej wartości siły pionowego nacisku na szynę było kołem prowadzącym (w pierwszym zestawie kołowym badanego wózka w kierunku jazdy po zewnętrznej stronie łuku toru). W niektórych przypadkach może zająć konieczność zastosowania podkładek w usprężynowaniu w celu zmiany rozkładu sił pionowego nacisku kół na szynę. Maksymalna prędkość jazdy po łuku nie powinna być większa niż 10 km/h. Pomiar sił

poprzecznych przeprowadza się co najmniej trzykrotnie. Wartości sił mierzone są za pomocą aparatury zamontowanej na pojeździe lub najczęściej w torze. Przykład realizacji układu pomiarowego w torze przedstawiono na rys. 3.5. oraz 3.6.



Rys. 3.5. Pozycje punktów pomiarowych siły poprzecznej koło-szyna w torze badawczym w ośrodku VUZ w Velimiu, Czechy [22].



Rys. 3.6. Schemat układu pomiarowego toru w ośrodku VUZ w Velimiu, Czechy [22].

W układzie tym szyny toru badawczego w poszczególnych sekcjach oklejone są tensometrami. Przejazd pojazdu przez daną sekcję powoduje odkształcenie szyn, zmianę stanu naprężenia tensometrów i zmianę napięcia prądu elektrycznego, która poprzez wzmacniacz pomiarowy kierowana jest do systemu cyfrowo-analogowego, który z kolei przetwarza ją na wynikową wartość siły poprzecznej koła pierwszego wózka działającej na szynę od strony kierunku jazdy.

Po wykonaniu pomiarów, w ostatnim kroku określany jest wskaźnik bezpieczeństwa przeciw wykolejeniu $(Y/Q)_{j,a}$, który porównywany jest z wartością graniczną. W przypadku koła o zarysie z rodziny S1002 i pochyleniu obrzeża 70° wartość graniczna wskaźnika bezpieczeństwa przeciw wykolejeniu jest równa 1,2 (jak dla warunku Nadala). Z kolei, wskaźnik bezpieczeństwa przeciw wykolejeniu wyznacza się zgodnie ze wzorem (3.1).

$$\left(\frac{Y}{Q}\right)_{j,a} = \frac{Y_{j,a,mean}}{Q_{jk,min} + \Delta Q_{j,H}}, \quad (3.1)$$

gdzie:

$Y_{j,a,mean}$ oznacza największą wartość siły poprzecznej wyznaczoną w trakcie przejazdu przez tor bez wichrowatości,

$Q_{jk,min}$ jest najmniejszą wartością siły pionowej wyznaczonej w trakcie pomiaru odciążenia koła badanego pojazdu, a

$\Delta Q_{j,H}$ oznacza zmianę siły pionowej wskutek działania momentu sumy sił poprzecznych kół, która z kolei wyraża się wzorem (3.2):

$$\Delta Q_{j,H} = (Y_{j,a} + Y_{j,i}) \cdot \frac{h}{2b_A}, \quad (3.2)$$

gdzie:

h jest efektywną wysokością I. stopnia usprężynowania względem poziomu główki szyn, a

$2b_A$ oznacza poprzeczną odległość punktów styku kół zestawu kołowego z torem, która w przypadku toru normalnego jest równa $2b_A = 1500$ mm.

3.3. Metoda 3: określenie stopnia bezpieczeństwa przeciw wykołaceniu na stanowisku badawczym oraz na stanowisku do badania momentu oporowego wózka

Badanie warunków bezpieczeństwa przeciw wykołaceniu wykonane Metodą 3, zgodnie z [11] jest podzielone na dwie części:

1. Pomiar odciążenia koła na stanowisku badawczym odzwierciedlającym przejazd pojazdu przez tor wchrowaty;
2. Pomiar momentu oporowego wózka odzwierciedlający przejazd po łuku poziomym o najmniejszym promieniu, do przejazdu którego badany pojazd jest konstrukcyjnie przystosowany.

Norma [11] dopuszcza również stosowanie zwalidowanych modeli komputerowych pojazdu szynowego w przypadku, gdy nie jest możliwe fizyczne badanie tego pojazdu. Warunki takie mogą wystąpić w przypadku pojazdu przegubowego o znacznej długości, gdy sąsiednie wagony opierają się na wspólnym wózku Jakobsa i nie ma możliwości rozdzielenia tych wagonów poza halą obsługową. Pomiar momentu oporowego wózka odbywa się na stanowisku, do którego prowadzi tor o skończonej długości, co dla wyżej wymienionego aspektu długiego pojazdu może stanowić ograniczenie uniemożliwiające fizyczny pomiar tego parametru.

Pomiar momentu oporowego należy przeprowadzać ze średnią prędkością 1°/s w przeciągu co najmniej 75% amplitudy maksymalnego kąta obrotu wózka. Moment oporowy mierzony jest w obu kierunkach obrotu wózka i powinien być rejestrowany do maksymalnej wartości kąta obrotu równej maksymalnemu konstrukcyjnemu kątowi obrotu wózka względem nadwozia powiększonym o kąt wynikający z 20 mm luzu poprzecznego pomiędzy zestawem kołowym a torem, zgodnie ze wzorem (3.3):

$$\Delta\psi_{test}^* = \frac{2a^*}{2R_{min}} + \frac{0,020}{2a^+}. \quad (3.3)$$

gdzie:

$\Delta\psi_{test}^*$ oznacza maksymalny kąt obrotu wózka w trakcie pomiaru jego momentu oporowego,

$2a^*$ to odległość pomiędzy osiami obrotu wózków danego wagonu,

$2a^+$ jest odległością pomiędzy zestawami kołowymi w danym wózku, a

R_{min} oznacza minimalny promień łuku, dopuszczalny konstrukcyjnie dla ocenianego pojazdu.

Każdą część pomiarów ocenia się oddzielnie. Do oceny próby odciążenia kół wykorzystuje się stosunek różnicy siły pionowego nacisku względem średniej wartości siły nacisku danego zestawu kołowego ΔQ do średniej wartości siły nacisku danego zestawu kołowego Q_{F0} (mierzone w niutonach):

$$\frac{\Delta Q}{Q_{F0}} \leq 0,6. \quad (3.4)$$

W celu oceny badań wartości momentu oporowego wózka względem nadwozia konieczne jest wyznaczenie współczynnika X , zgodnie ze wzorem (3.5):

$$X = \frac{M_{z,Rmin}}{2a^+ \cdot P_{F0}}, \quad (3.5)$$

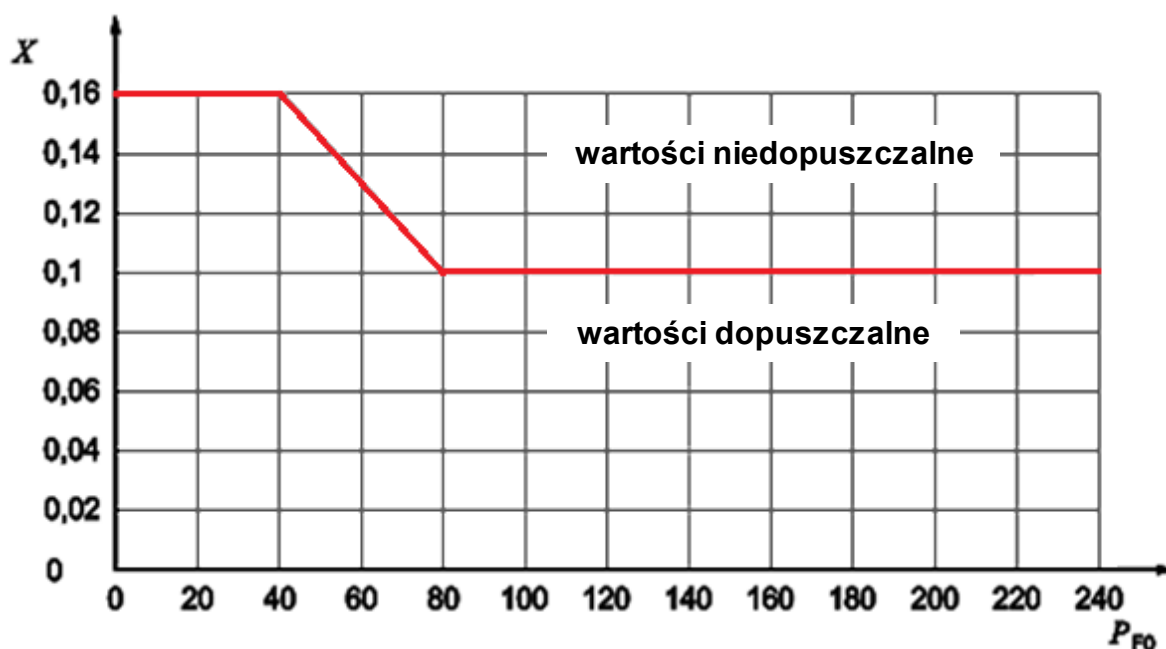
gdzie:

$M_{z,Rmin}$ jest momentem oporowym wózka względem nadwozia, wyznaczonym przy maksymalnej, konstrukcyjnej wartości kąta obrotu wózka względem nadwozia (z pominięciem dodatkowego luzu 20 mm pomiędzy zestawem kołowym a szyną), a P_{F0} oznacza statyczną wartość siły pionowego nacisku danego zestawu kołowego na tor (mierzoną w niutonach).

Graniczną wartością współczynnika X dla pojazdów pasażerskich oraz lokomotyw jest:

$$X \leq 0,1. \quad (3.6)$$

Dla wagonów towarowych dopuszczalna wartość współczynnika X jest zależna od statycznej siły pionowego nacisku zestawu kołowego na tor P_{F0} i określa ją wykres przedstawiony na rys. 3.7.

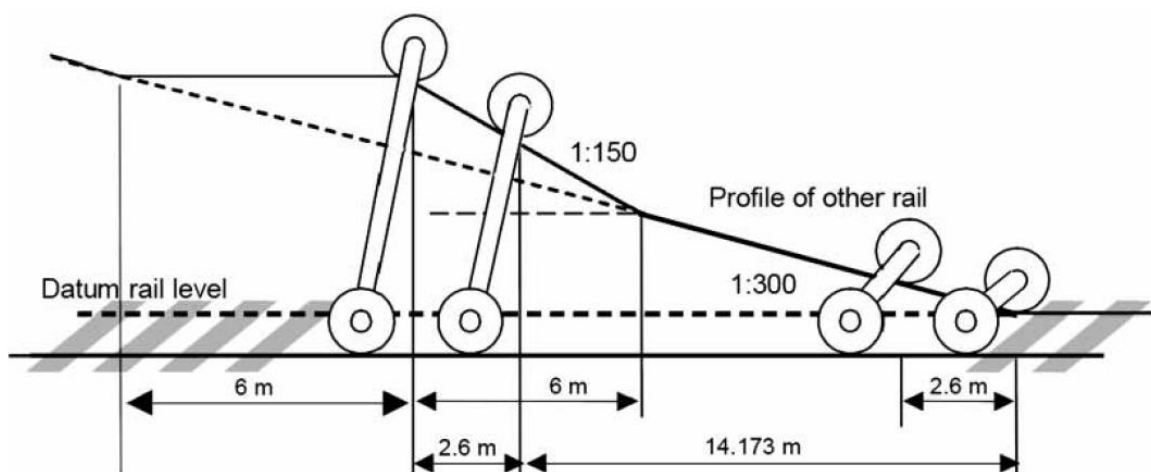


Rys. 3.7. Maksymalna dopuszczalna wartość współczynnika X dla wagonów towarowych.
(opracowano na podstawie [11]).

Stosowanie Metody 3 jest ograniczone wyłącznie do pojazdów wykonanych w konwencjonalnej technologii, tzn. wyposażonych w wózki dwuosiowe i w koła z obrzeżami o kącie nachylenia 68-70°. Przykład zastosowania Metody 3. został przedstawiony w pracy [36].

3.4. Badania warunków bezpieczeństwa przeciw wykolejeniu w Wielkiej Brytanii

Pomimo opuszczenia przez Wielką Brytanię Unii Europejskiej, nadal obowiązują w niej normy mające status normy europejskiej, w tym także norma [11] dotycząca badań pojazdu przed dopuszczeniem do ruchu. Pomimo tego, ten kraj ma również swoje własne przepisy dotyczące badań warunków bezpieczeństwa przeciw wykolejeniu. Temat regulowany jest przez normę [63]. W dokumencie tym opisano proces badania tego zjawiska na stanowisku, którego schemat przedstawiono na rys. 3.8.



Rys. 3.8. Przykładowe stanowisko do badań warunków bezpieczeństwa przeciw wykolejeniu zgodnie z brytyjskimi przepisami [63] na podstawie [74].

Na rys. 3.8. przedstawiono schemat przeprowadzanej próby w stosunku do szynowego pojazdu wózkowego o odległości pomiędzy środkami obrotu wózków równej 14,173 m oraz o bazie wózka równej 2,6 m. Próbę tę należy przeprowadzać na odcinku o wchrowatości 1:300 w odniesieniu do bazy analizowanego wagonu wraz z dodatkową wchrowatością 1:150 na długości 6 m. W praktyce badanie przeprowadza się za pomocą podnośników unoszących koła badanego pojazdu na wymaganą wysokość wraz z pomiarem siły na poszczególnych kołach. Badanie wykonywane jest kilkakrotnie do chwili określenia wpływu histerezy usprężynowania. Jako wartość graniczną przyjęto maksymalne odciążenie koła równe 60%. Dopuszczalne jest również wykorzystanie symulacji numerycznych przy zastosowaniu wiarygodnego, odpowiednio zwalidowanego modelu pojazdu szynowego.

3.5. Badania warunków bezpieczeństwa przeciw wykolejeniu w Japonii

Koleje Japońskie wymagają wykonania prób na obiekcie rzeczywistym lub za pomocą symulacji komputerowych mających na celu wyznaczenie wskaźnika wykolejenia Y/Q [74]. Przeprowadzono badania poligonowe i dla dużych prędkości jazdy uznano, że rozsądnym jest przyjmowanie wskaźnika Y/Q z racji braku realnych możliwości pomiaru uniesienia koła [23].

3.6. Badania warunków bezpieczeństwa przeciw wykolejeniu w USA

Do oceny bezpieczeństwa przeciw wykolejeniu wagonów towarowych w USA głównym ocenianym parametrem jest stosunek siły poprzecznej do siły pionowego nacisku danego koła na szynę, czyli wskaźnik Y/Q . Stowarzyszenie AAR (The Association of American Railroads) zaleca, by maksymalne wartości tego wskaźnika nie przekraczały wartości podanych w tabeli 3.1.

Tabela 3.1. Kryteria oraz wartości graniczne do oceny bezpieczeństwa przeciw wykolejeniu wagonów towarowych zgodnie z zaleceniami AAR.

Kryterium	Wartość graniczna	Uwagi
Maksymalne Y/Q dla koła	1,0 wg [39] 0,8 wg [38]	---
Maksymalna suma Y/Q dla koła prawego i lewego danego zestawu kołowego	0,8 wg [39]	---
95. centyla wartości Y/Q dla danego koła	0,8 wg [39]	---
Maksymalna wartość Y/Q dla strony danego wózka	0,6 wg [39] 0,5 wg [38]	Wartość graniczna nie może zostać przekroczona na odcinku dłuższym niż 6 stóp (1,82 m)
Minimalna wartość siły pionowego nacisku koła na szynę (% obciążenia statycznego)	10% wg [39] 25% wg [38]	Wartość mierzona nie może spaść poniżej wartości granicznej w ciągu 50 ms i na odcinku dłuższym niż 3 stopy (0,91 m)

Obowiązujący w USA dokument [38] dotyczy badań wagonów przeznaczonych do transportu materiałów promieniotwórczych. Kryteria oceny bezpieczeństwa przed ich wykolejeniem zostały w tym przypadku zastrzeżone.

3.6.1. Wymagania dla pojazdów pasażerskich poruszających się z maksymalną prędkością mniejszą niż 90 mil/h (144 km/h)

Pojazdy pasażerskie w USA obwarowane są mniejszą liczbą obowiązujących standardów niż wagony towarowe. APTA (American Public Transit Association) publikuje zestawienie rekomendowanych praktyk. W dużej mierze to właśnie przewoźnicy zamawiający pojazdy pasażerskie określają wymogi dotyczące własności dynamicznych oraz wymaganego poziomu bezpieczeństwa nowego taboru. Do bezpieczeństwa przeciw wykolejeniu pojazdów poruszających się z prędkością mniejszą niż 90 mil/h w bezpośredni sposób odnosi się dokument [66], określający minimalną wartość siły pionowego nacisku koła na szynę względem siły pionowego nacisku statycznego tego koła, co przedstawiono w tabeli 3.2.

Tabela 3.2. Minimalna wartość siły pionowego nacisku koła na szynę względem siły pionowego nacisku statycznego w trakcie badania warunków bezpieczeństwa przeciw wykolejeniu zgodnie z [38,39,66].

Warunki badania	Podnoszenie / opuszczanie koła o wartość: [mm]		
	50,8 mm	63,5 mm	76,2 mm
APTA klasa G [66]	---	35%	> 0%
APTA klasa R [66]	35%	> 0%	---
[39]	---	40%	40%
[38]	60%	---	40%

3.6.2. Wymagania dla pojazdów poruszających się z maksymalną prędkością większą niż 90 mil/h (144 km/h)

Pojazdy poruszające się z maksymalną prędkością większą niż 90 mil/h podlegają federalnym wymaganiom bezpieczeństwa zestawionym w dokumencie [1]. Badania dotyczące spełnienia tych wymagań wykonywane są przy wykorzystaniu pomiarowych zestawów kołowych podczas jazd na torach szlakowych. Kryteria oraz wartości graniczne odpowiadające tym wymaganiom zgodnie z [1] podano w tabeli 3.3.

Tabela 3.3. Wskaźniki bezpieczeństwa przeciw wykolejeniu zgodnie z [1].

Kryterium	Wartość graniczna
Minimalna wartość siły pionowego nacisku koła na szynę (% obciążenia statycznego)	$\geq 10\%$
Wskaźnik Y/Q dla pojedynczego koła, gdzie δ jest kątem pochylenia obrzeża, a μ – współczynnikiem tarcia koło-szyrna o wartości 0,5	$\leq \frac{\tan \delta - 0,5}{1 + 0,5 \tan \delta}$

3.7. Badania warunków bezpieczeństwa przeciw wykolejeniu zgodnie z GOST 33796-2016

Sprawdzenie bezpieczeństwa przeciw wykolejeniu w Rosji oraz w krajach byłych republik radzieckich eksploatujących tor szeroki realizowane jest poprzez obliczeniowe wyznaczenie wskaźnika dynamicznego bezpieczeństwa przeciw wykolejeniu zgodnie z normą [18]. Dopuszcza się również wykonywanie badań symulacyjnych. Wskaźnik dynamicznego bezpieczeństwa przeciw wykolejeniu λ wyznacza się dla poszczególnych zestawów kołowych i określa się go według wzorów (3.7)-(3.9):

$$\lambda = \frac{c_1}{Y_p l + c_2 \mu^{HH} (1 + 0,5 \cdot \mu^H \cdot \sin 2\beta) + c_1 \mu^H \cos^2 \beta} \cdot \frac{1}{\operatorname{ctg} \beta + \mu^H} \geq 1,4, \quad (3.7)$$

przy czym:

$$c_1 = 2Q(b - a_2) - P_{Z1-HK}(l + a_1) + P_{Z1-HHK} \cdot a_2 + Y_p r + q_{H\Pi}(b - a_2), \quad (3.8)$$

$$c_2 = 2Q(b - a_1) - P_{Z1-HHK}(l + a_2) + P_{Z1-HK} \cdot a_1 - Y_p r + q_{H\Pi}(b - a_1), \quad (3.9)$$

Odległość pomiędzy punktami styku na obrzeżach określona jest wzorem (3.10):

$$l = 2b - (a_1 + a_2). \quad (3.10)$$

W przypadku gdy dynamiczna nadwyżka będzie mniejsza od statycznej siły w danym węźle I. stopnia usprężynowania, to wartości P_{Z1-HK} / P_{Z1-HHK} uważa się za dodatnie. Ponadto przyjmuje się, że:

$$\mu^H = \mu^{HH} = 0,25, \quad (3.11)$$

$$a_1 = 0,264 \text{ m}, \quad (3.12)$$

$$a_2 = 0,219 \text{ m}, \quad (3.13)$$

gdzie kolejne symbole oznaczają:

μ^H	współczynnik tarcia obrzeża koła – szyna [-];
μ^{HH}	współczynnik tarcia powierzchnia toczna koła – szyna [-];
β	kąt pochylenia obrzeża [°];
Y_p	siłę prowadzącą [kN];
Q	ciężar usprężynowanej części wagonu na dany zestaw kołowy (z uwzględnieniem odpowiedniego stanu załadowania) [kN];
q_{HH}	ciężar nieusprężynowanej części wagonu na dany zestaw kołowy [kN];
$P_{Z1-HK} /$ P_{Z1-HHK}	dynamiczne siły pionowe w danym węźle I. stopnia usprężynowania dla koła najazdowego / nienajazdowego [kN];
$2b$	poprzeczny rozstaw osi sprężyn I. stopnia usprężynowania w korpusach łożysk [m];
a_1	odległość poprzeczną pomiędzy osią sprężyny I. stopnia usprężynowania i punktem styku na obrzeżu dla koła najazdowego [m];
a_2	odległość poprzeczną pomiędzy osią sprężyny I. stopnia usprężynowania i punktem styku na obrzeżu dla koła nienajazdowego [m];
r	promień okręgu tocznego koła [m];
l	odległość pomiędzy punktami styku na obrzeżach [m].

4. ROZWIĄZANIA TECHNICZNE UKŁADÓW JEZDNYCH TRAMWAJÓW

4.1. Historia

Pierwszy tramwaj z przeznaczeniem do przewozów pasażerskich został uruchomiony w Nowym Jorku w 1832 r. Poruszał się po szynach wbudowanych w jezdnię, a ciągnięty był przez konie. Przez kolejne lata nowe systemy transportu miejskiego oparte na wagonach powstawały w kolejnych miastach, a w latach 60. XIX wieku stały się popularne w Europie. W części miast konie zostały zastąpione lokomotywami parowymi specjalnie skonstruowanymi do potrzeb eksploatacji w zabudowie miejskiej.

Prawdziwym przełomem stało się wprowadzenie do eksploatacji tramwaju zasilanego energią elektryczną. Prototyp tramwaju elektrycznego został zaprojektowany przez Wernera Siemens'a i testowany w Gross-Lichtenfelde (obecnie jedna z dzielnic Berlina) do 1881 r. Dziesięć lat później w Halle (Saale) uruchomiono pierwszą sieć tramwajów elektrycznych. Dzięki silnikowi elektrycznemu zapewniającemu dużo bardziej efektywną eksploatację tramwaj stał się atrakcyjnym pojazdem transportu masowego w miastach. Progres systemów tramwajowych ograniczony został jednak przez gwałtowny rozwój indywidualnej motoryzacji. Doprowadziło to niemal do całkowitej likwidacji sieci tramwajowych w miastach Stanów Zjednoczonych oraz ograniczyło eksploatację w Europie. Kryzys naftowy z 1973 r., (będący następstwem wojny Jom Kippur Izraela z koalicją Egiptu i Syrii), skutkujący drastycznym wzrostem cen ropy naftowej, odmienił postrzeganie transportu miejskiego. Rozpoczęto projekty nowych sieci tramwajowych w kolejnych miastach. Jednym z nich było francuskie Grenoble, które w 1987 r. zbudowało od podstaw sieć tramwajową. Jednocześnie wprowadzone zostały tam do eksploatacji po raz pierwszy na świecie tramwaje z niską podłogą na poziomie 350 mm względem główki szyny. Dzięki temu, tramwaje stały się bardziej dostępne również dla osób z ograniczoną możliwością poruszania się, czyli osoby na wózkach inwalidzkich, starsze lub z wózkami dziecięcymi. Od tego czasu trwa nieustanny rozwój konstrukcji tramwajów zapewniający coraz większy udział niskiej podłogi w długości całkowitej tramwaju, co wymusza nowe rozwiązania układów jezdnych.

Systemy tramwajowe w poszczególnych krajach, a nawet w poszczególnych miastach danego kraju, charakteryzują się dużą różnorodnością infrastruktury torowej oraz przystankowej (np. wysokości powierzchni peronu względem toru), odmiennymi wartościami maksymalnych potoków pasażerskich, czy także wielkością budżetu organizatorów szynowego transportu publicznego. Ma to swoje odzwierciedlenie w mnogości konfiguracji wagonów i wózków pojazdów tramwajowych oferowanych przez producentów. Część operatorów zamawia tramwaje krótsze i mniej pojemne, dopasowując je do liczby przewożonych osób w swoim systemie. Oszczędzając w ten sposób środki, mogą zakupić większą liczbę pojazdów mniej pojemnych. Część operatorów decyduje się na tramwaje częściowo niskopodłogowe ze względu na

niższe koszty ich zakupów. Wszystko to powoduje niemal nieograniczoną liczbę możliwych konfiguracji pojazdów tramwajowych.

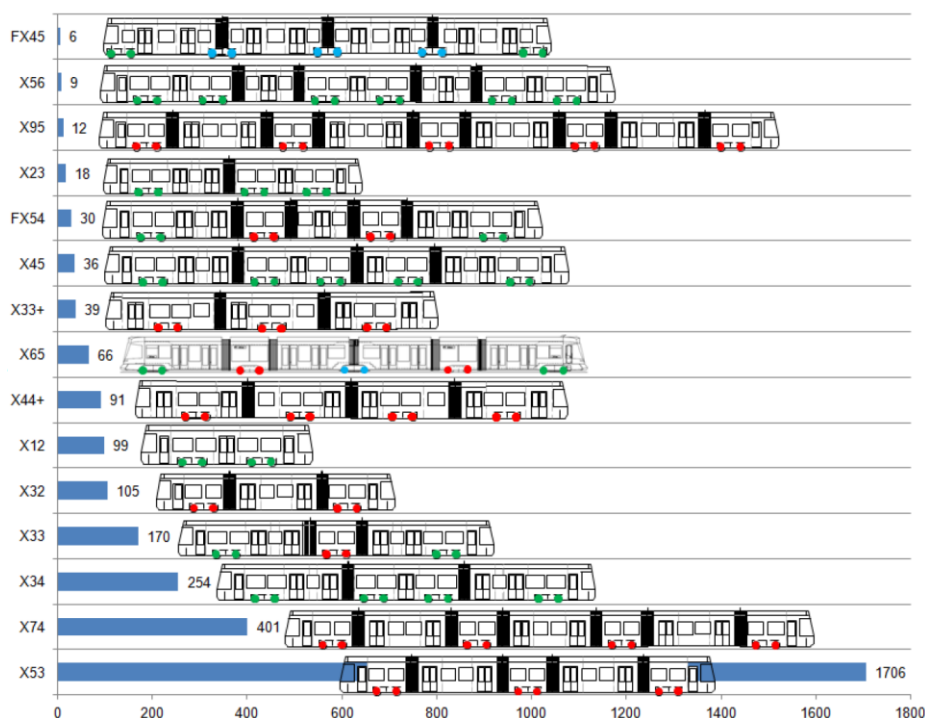
4.2. Sposoby realizacji obniżonej podłogi w pojazdach tramwajowych

Wózki pojazdów tramwajowych są podzielone na dwa główne rodzaje:

- wózki obrotowe (ang. *swiveling bogie*)
- wózki nieobrotowe (ang. *non-swiveling bogie*)

Każdy z powyższych typów wózków może zostać wykonany jako wózek napędowy, tj. wyposażony w silniki trakcyjne oraz przekładnie, lub jako wózek toczny. Wózki napędowe różnią się pomiędzy sobą sposobem budowy układu napędowego. Najczęściej znajduje się on pomiędzy wewnętrznymi stronami kół zestawów kołowych lub umieszczony jest na zewnątrz zestawów kołowych, na bocznych stronach ramy. Napęd umieszczony na zewnątrz ramy wózka umożliwia obniżenie podłogi wagonu znajdującego się nad tym wózkiem. Istnieją również inne, nietypowe rozwiązania, np. wbudowanie silników trakcyjnych w koła zestawu kołowego. Wiąże się to ze wzrostem masy nieusprężynowanej, która powoduje zwiększone oddziaływanie na tor, przez co jest rzadko zamawiana przez operatorów komunikacji miejskiej.

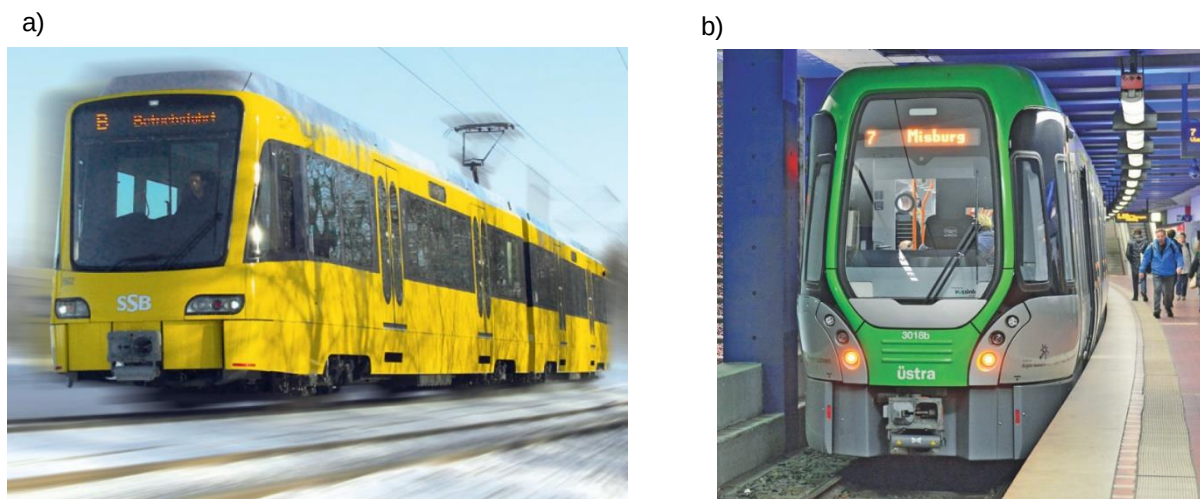
Mnogość stosowanych konfiguracji nadwozi oraz wózków bardzo dobrze ilustruje diagram prezentujący portfel produkcyjny firmy Škoda Transportation na lata 2009-2014, co pokazano na rys. 4.1.



Rys. 4.1. Portfel produkcyjny konfiguracji tramwajów firmy Škoda Transportation na lata 2009-2014 [60].

Na rys. 4.1. na osi pionowej znajdują się oznaczenia typu danej konfiguracji tramwaju, natomiast na osi poziomej liczba zakontraktowanych sztuk na dostawę danego typu konfiguracji. Na schematach kolorem zielonym oznaczono wózki obrotowe, a kolorem czerwonym – wózki nieobrotowe. Jak widać na przedstawionym rysunku, największą popularnością wśród zamawiających cieszyły się tramwaje wyposażone wyłącznie w wózki nieobrotowe.

Wózki obrotowe charakteryzują się dużo większym zakresem rotacji względem nadwozia niż wózki nieobrotowe (tj. kilka- lub kilkunastokrotnie większym). Wózek nieobrotowy obraca się względem nadwozia maksymalnie o kilka stopni na jedną stronę, natomiast obrót wózka obrotowego może wynieść kilkanaście lub więcej stopni na stronę nadwozia. Decyzja o zastosowaniu danego wózka podyktowana jest wymaganiami operatorów komunikacji miejskiej w danym mieście związanymi z długością i poziomem niskiej podłogi w zamawianych pojazdach. W miastach wyposażonych już w infrastrukturę transportu szynowego jest ona często uwarunkowana historycznie, jak np. w niemieckich miastach Stuttgart i Hannover, gdzie przystanki wyposażone są w wysokie perony, do których prowadzą schody i pochylnie dla osób ograniczonych ruchowo. Eksploatowane tam pojazdy tramwajowe również charakteryzują się wysoką podłogą o równej wysokości na całej długości pojazdu. Zaletą takiego rozwiązania jest identyczny poziom podłogi peronu i pojazdu. Przykładowe pojazdy eksploatowane w Stuttgarcie (zbliżony układ wagonów i wózków zastosowano w konfiguracji 1W, przyjętej do weryfikacji symulacyjnej przedstawionej w rozdziale 6.3 niniejszej pracy) i Hannoverze, przedstawiono na rys. 4.2.

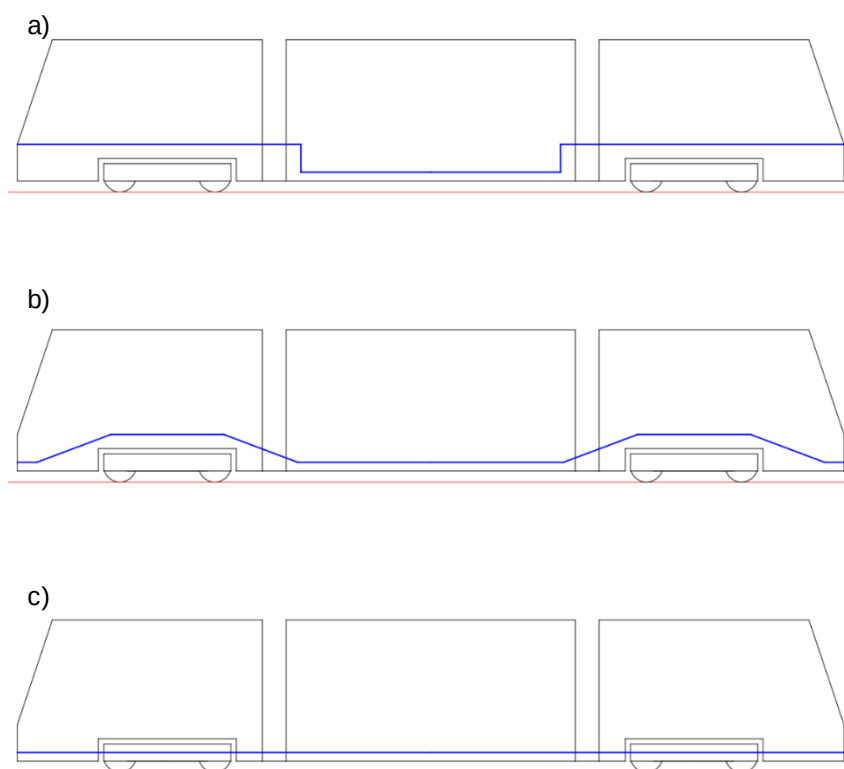


Rys. 4.2. Widok tramwajów wysokopodłogowych eksploatowanych w (a) Stuttgarcie [61] oraz w (b) Hannoverze [58].

Koszt przekształcenia infrastruktury torowej na perony o mniejszej wysokości wraz z wymianą całego eksploatowanego na niej taboru byłby ogromny. W związku z tym, rozbudowa linii wykonywana jest już w istniejącym standardzie i kupowany jest do niej tabor zgodny z tą infrastrukturą torową. Innym rozwiązaniem jest budowa nowych linii tramwajowych wydzielonych z dotychczasowej struktury. Jednak takie rozwiązanie czyni eksploatowany na niej tabor niekompatybilny z pozostałą siecią.

W krajowych sieciach tramwajowych wysokość powierzchni peronu względem główki szyny waha się od 170 mm (jest to wysokość zgodna z normą PN-K-92009:1998) do nawet 320 mm (na części przystanków w Elblągu). Zrównanie wysokości podłogi we wnętrzu tramwaju z wysokością peronów w danym mieście wiązałoby się w większości przypadków z projektowaniem nowych nadwozi oraz pasujących do nich wózków. W związku z tym, racjonalnym jest minimalizacja liczby możliwych konfiguracji podłogi w pobliżu wejść do wagonów i ustalenie jej na takiej wysokości, aby dostęp z peronu był wygodny dla wszystkich osób (w tym również osób ograniczonych ruchowo) i nie było konieczne stosowanie schodów. Taki trend obecny jest również w innych, zagranicznych sieciach tramwajowych. Jako niską podłogę przyjęto poziom względem poziomu główki szyn (pgs) nie więcej niż 350 mm. Przytoczona wysokość poziomu wejścia do tramwaju wynika z analiz przedstawionych w literaturze [37]. Określono tam, że wysokość 150 mm ponad poziomem peronu może pokonać ok. 70% osób starszych, a wysokość 300 mm tylko 30%. Przy stosowaniu uchwytów w rejonie drzwi wejściowych odsetek osób zdolnych do wejścia do pojazdu wzrasta odpowiednio do 100% i 80%. Przyjmując poziom peronu 200 mm względem pgs, w celu umożliwienia wejścia do pojazdu większości osób starszych, konieczne staje się stosowanie wejścia do pojazdu na poziomie nie wyższym niż 350 mm względem pgs.

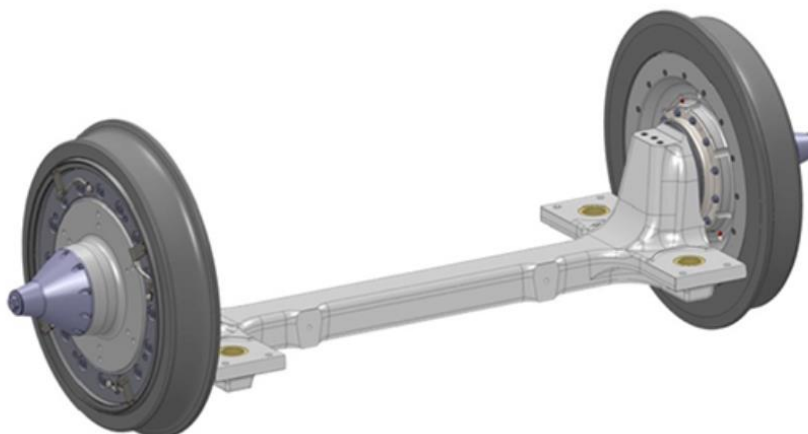
Najpopularniejsze konfiguracje rozłożenia obniżonej podłogi w pojazdach tramwajowych przedstawiono na rys. 4.3.



Rys. 4.3. Najpopularniejsze konfiguracje rozłożenia obniżonej podłogi w pojazdach tramwajowych:

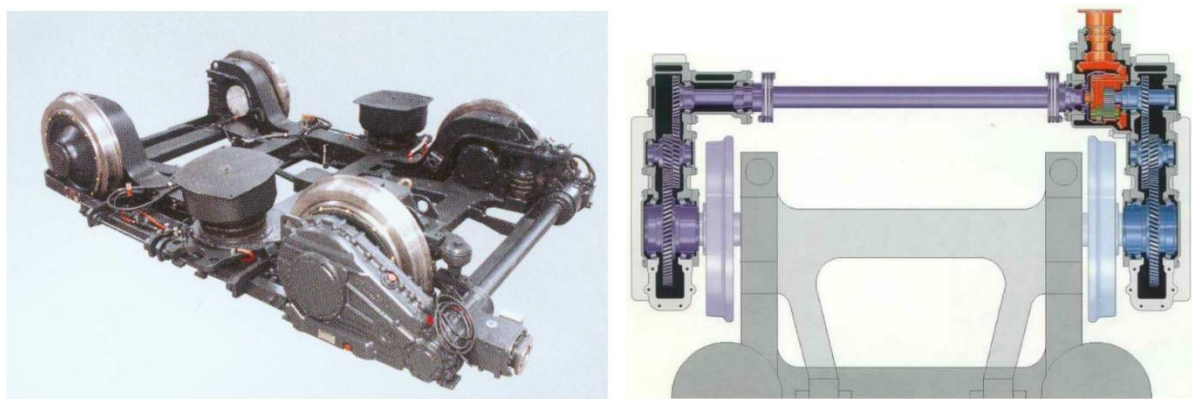
- a) obniżenie podłogi w części środkowej ze stopniem na wysoką podłogę nad wózkami,
- b) obniżenie podłogi na całej długości pojazdu ze wzniosami nad wózkami,
- c) obniżenie podłogi na całej długości pojazdu z rezygnacją z klasycznych zestawów kołowych.

W rozwiązaniach klasycznych, tzn. z zastosowaniem zestawu kołowego składającego się z dwóch kół osadzonych na osi za pomocą połączenia wciskowego, nad wózkami znajdują się podwyższenia podłogi, na które prowadzą bezstopniowe pochylnie. W celu zapewnienia jednolitego niskiego poziomu podłogi, zarówno przy wejściu do wagonu, jak i nad wózkami napędowymi i tocznymi, konieczna jest rezygnacja z klasycznego zestawu kołowego. Najpopularniejszym rozwiązaniem jest zastosowanie kół niezależnie obracających się, ułożyskowanych w osi portalowej, czego przykład przedstawiono na rys. 4.4.



Rys. 4.4. Portalowy zestaw kołowy z niezależnie obracającymi się kołami [57].

Innym sposobem na zapewnienie dodatkowego miejsca pomiędzy wewnętrznymi stronami kół jest rezygnacja z klasycznej osi oraz sprzężenie obu kół ze sobą za pomocą dwóch przekładni połączonych ze sobą wspólnym wałem w wózku napędowym. Nie można tu jednak mówić o układzie niezależnie obracających się kół, ponieważ prędkości kątowe obu kół są identyczne. Takie rozwiązanie posiada m.in. tramwaj GT8N firmy AEG dla niemieckiego miasta Brema. Zastosowano tam oś portalową łączącą oba koła i dodatkowo połączoną z ramą wózka przegubem. W wózku mocowana jest wyłącznie przekładnia. Silnik wbudowano w nadwozie i jego moment napędowy przekazywany jest na oś zestawu kołowego za pomocą przekładni zębatej i wału Cardana. Opisany układ wózka zaprezentowano na rys. 4.5.



Rys. 4.5. Układ napędowy wózka tramwaju GT8N firmy AEG [34].

4.3. Układy jezdne przykładowych pojazdów tramwajowych

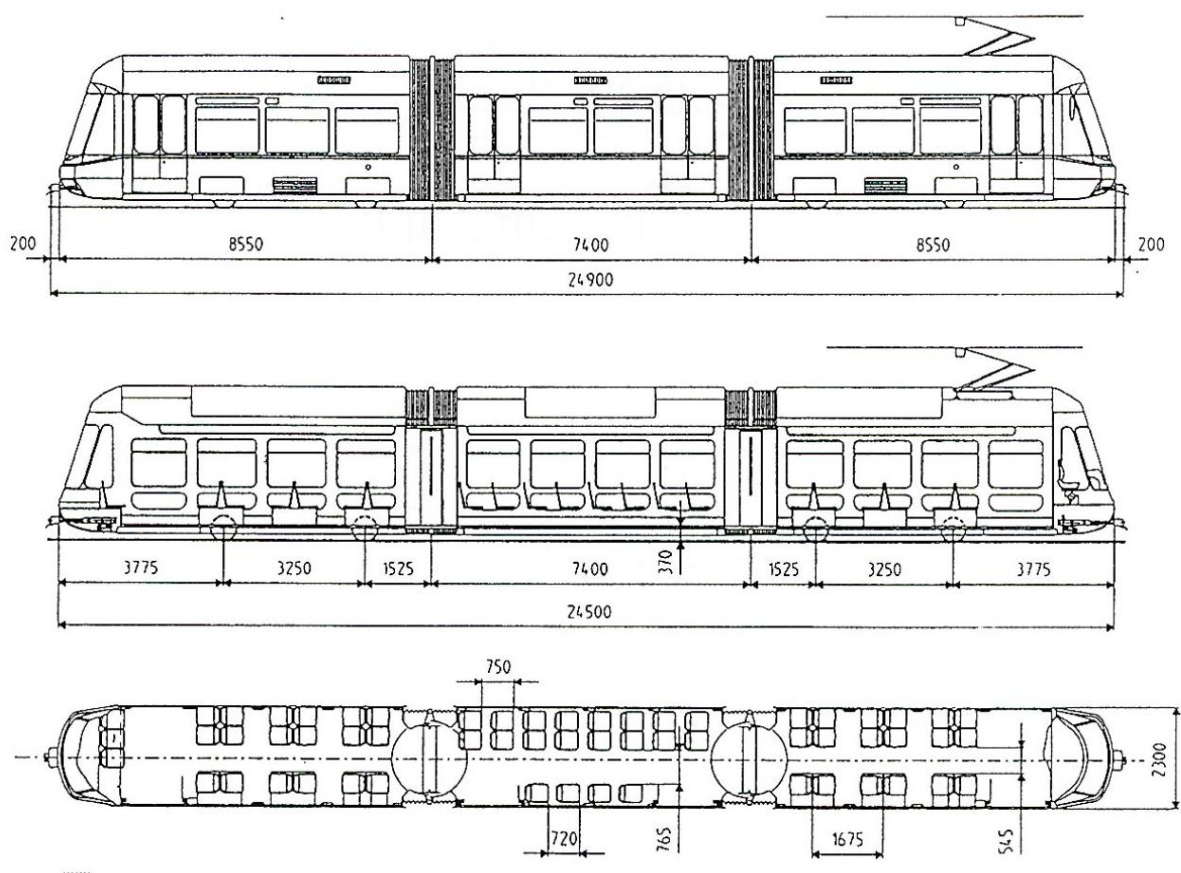
Układy jezdne pojazdów tramwajowych charakteryzują się znacznie wyższym stopniem skomplikowania niż te stosowane w pojazdach kolejowych, mimo osiągnięcia przez nie znacznie mniejszych prędkości eksploatacyjnych. Wynika to z wymagania niskopodłogowości nowoczesnych pojazdów komunikacji miejskiej. Dodatkowym aspektem jest konieczność wpisywania się w specyficzne wymagania infrastruktury danego zarządcy. W niniejszym rozdziale przedstawiono przykładowe układy jezdne nowoczesnych pojazdów tramwajowych. Celem tych opisów jest zobrazowanie dużych różnic prezentowanych układów jezdnych tramwajów względem układów jezdnych pojazdów kolejowych, co uzasadnia konieczność opracowania nowej metodyki weryfikacji poziomu bezpieczeństwa przeciw wykolejeniu.

4.3.1. Tramwaj Cobra

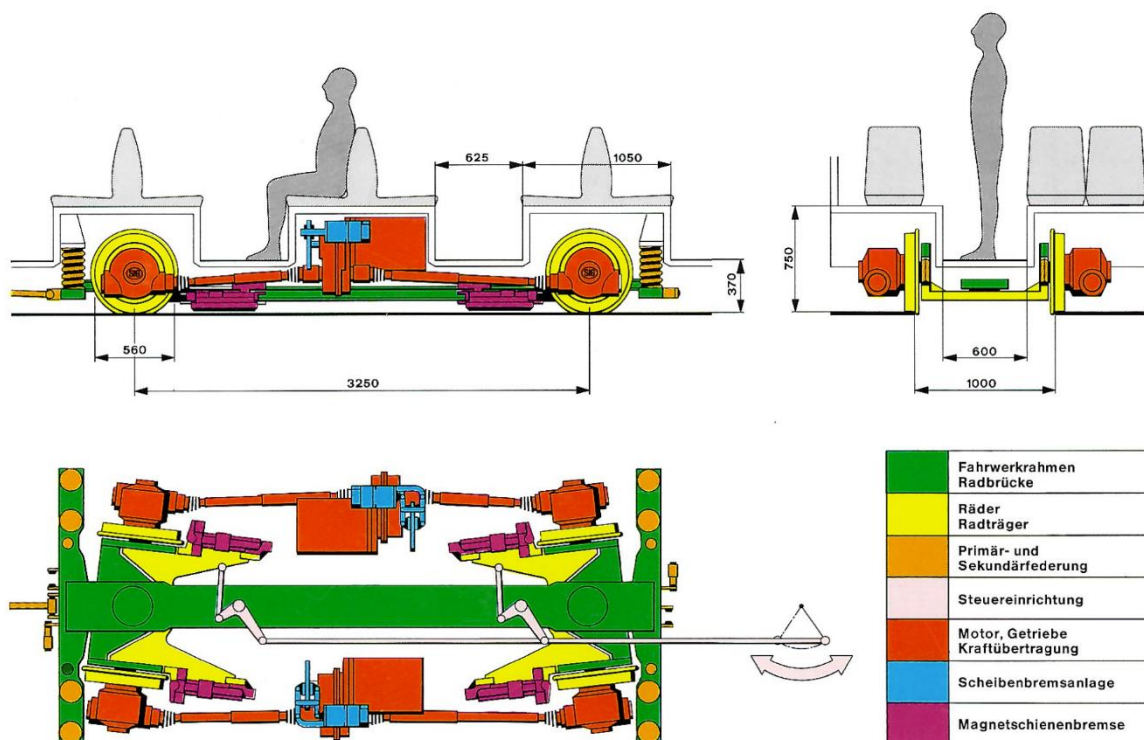
Tramwaj Cobra został opracowany poprzez konsorcjum firm Schindler (nadwozie), ABB (część elektryczna) oraz SIG (układ jezdny). Przygotowany został z przeznaczeniem do dwóch miast: Zurychu i Bazylei, charakteryzujących się bardzo małymi promieniami łuków, gdzie w Zurychu minimalny promień łuku poziomego wynosił 14 m, a w Bazylei 11,8 m. Założenie zastosowania całkowicie niskiej podłogi na całej długości pojazdu bez wzniosów nad wózkami wykluczało zastosowanie znanych dotychczas układów jezdnych. Tor w Zurychu ma rozstaw szyn 1000 mm, co jeszcze bardziej zawężyło miejsce dla wózków pod wagonami.

W związku z tym, zdecydowano się na opracowanie innowacyjnego projektu układu jezdnego składającego się z kół rozprężonych ze sobą i połączonych z portalową konstrukcją ułożyskowaną obrotowo w stalowej ramie w kształcie litery „H”, na której za pomocą sprężyn śrubowych (stanowiących II. stopień usprężynowania) było osadzone nadwozie. Rysunek przykładowej konfiguracji tramwaju Cobra w wersji 3-wagonowej zaprezentowano na rys. 4.6. Szkic układu jezdnego wraz z zobrazowaniem zasady działania przedstawiono na rys. 4.7., natomiast widok podwozia tramwaju Cobra gotowego do wbudowania w wagonie znajduje się na rys. 4.8.

Podwozie tramwaju Cobra wyposażono w układ dźwigni wprowadzający radialne ustawienie zestawów kołowych w łuku toru wymuszone obrotem przegubu między-wagonowego. Miało to na celu minimalizację siły poprzecznej kontaktu koło-szyna. Napęd zaprojektowano w sposób grupowy, tzn. moment obrotowy przekazywany był na koło przednie oraz tylne danej strony podwozia poprzez wały przegubowe Cardana.



Rys. 4.6. Widok ogólny konfiguracji 3-wagonowej tramwaju Cobra [19].



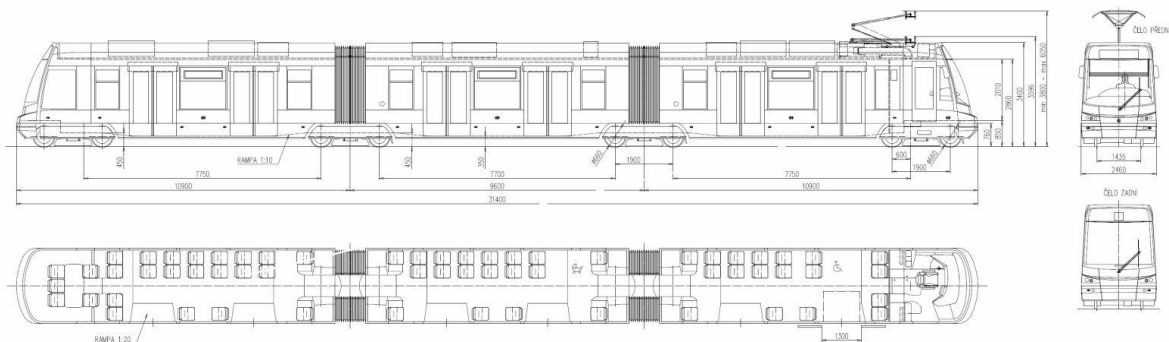
Rys. 4.7. Schemat układu jezdnego tramwaju Cobra [19].



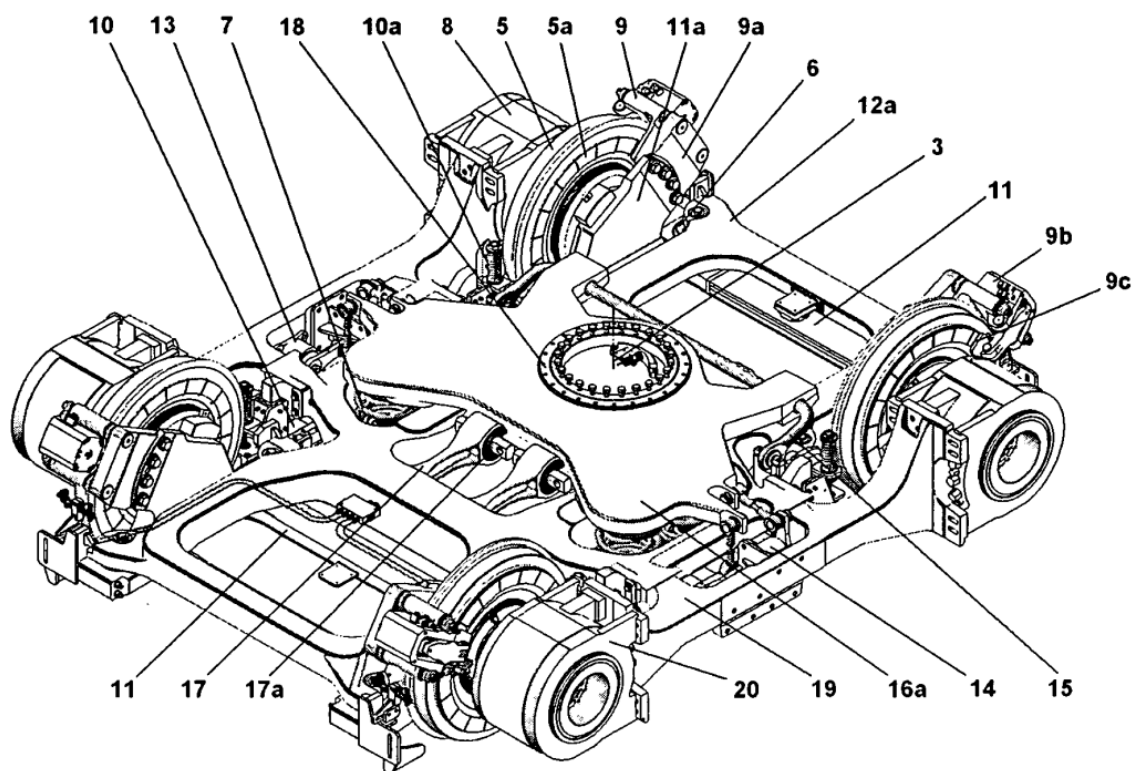
Rys. 4.8. Widok układu jezdny tramwaju Cobra gotowego do wbudowania w wagonie [19].

4.3.2. Tramwaje firmy Škoda z wózkami Jakobsa

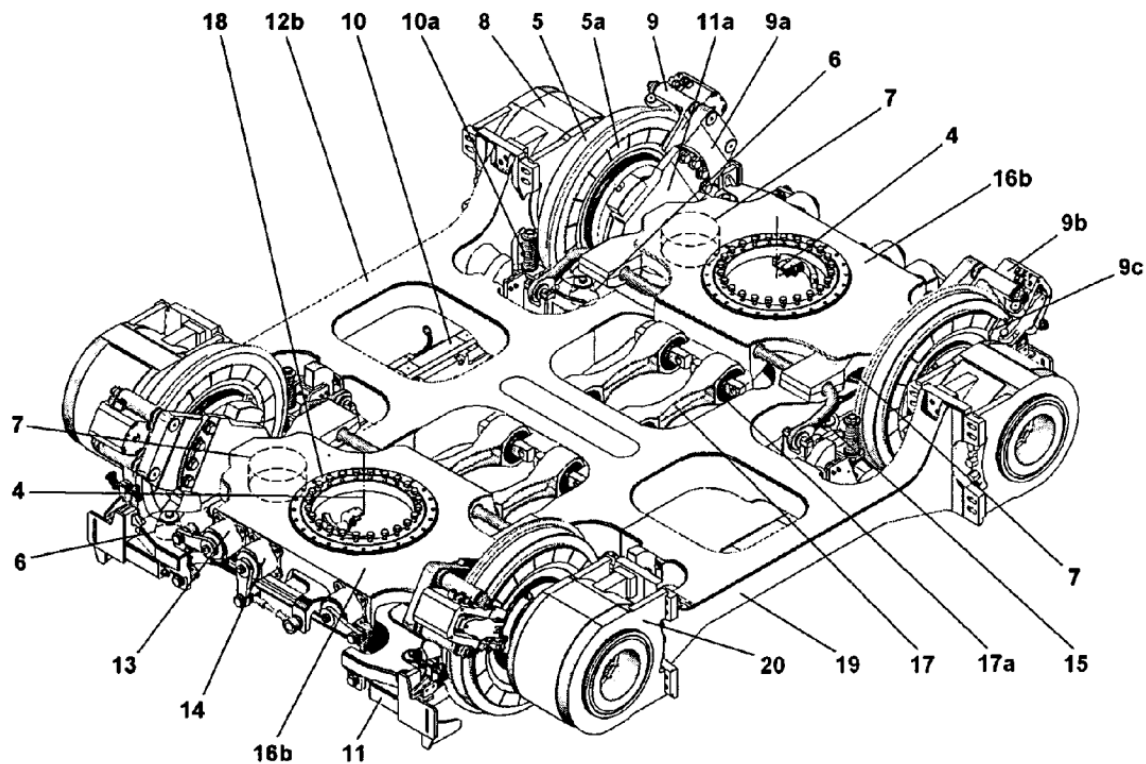
Firma Škoda Transportation przygotowała dla miasta Pragi projekt 3-wagonowego tramwaju typu 15T wyposażonego w skrajne wózki obrotowe oraz wózki pośrednie Jakobsa łączące sąsiadujące ze sobą nadwozia pojazdu. Podłoga tramwaju znajduje się na wysokości 350 mm względem pgs ze wzniosami nad wózkami do wysokości 450 mm, na które prowadzą bezstopniowe pochylnie. Widok ogólny tramwaju oraz widoki wózków skrajnego i pośredniego przedstawiono odpowiednio na rys. 4.9., 4.10. oraz 4.11. Zbliżony układ wagonów założono w konfiguracji 2WJ, zastosowanej do weryfikacji symulacyjnej przedstawionej w rozdziale 6.3 niniejszej pracy.



Rys. 4.9. Widok ogólny tramwaju Škoda 15T dla miasta Pragi [60].

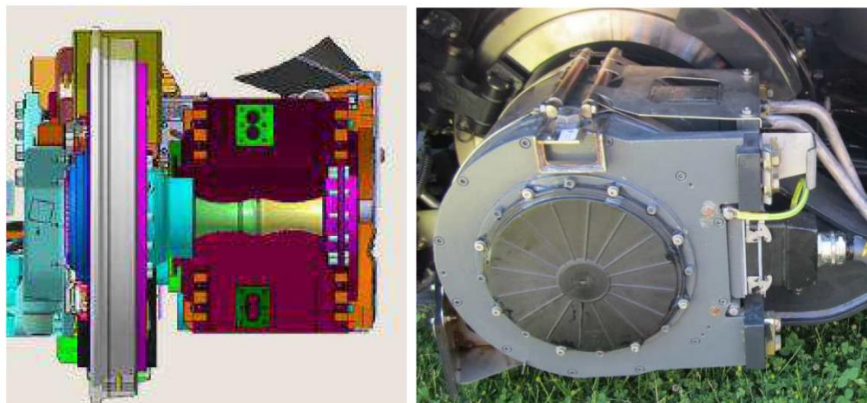


Rys. 4.10. Widok wózka skrajnego tramwaju Škoda 15T [46].



Rys. 4.11. Widok pośredniego wózka Jakobsa tramwaju Skoda 15T [46].

Wszystkie wózki tramwaju Škoda 15T, zarówno skrajne, jak i pośrednie, są wózkami napędowymi. Każdy z nich wyposażony jest w 4 silniki z magnesami trwałymi, które bez udziału przekładni przekazują moment napędowy na sprzęgnięte z nimi koło. Silniki chłodzone są wodą. Widok silnika przedstawiono na rys. 4.12.



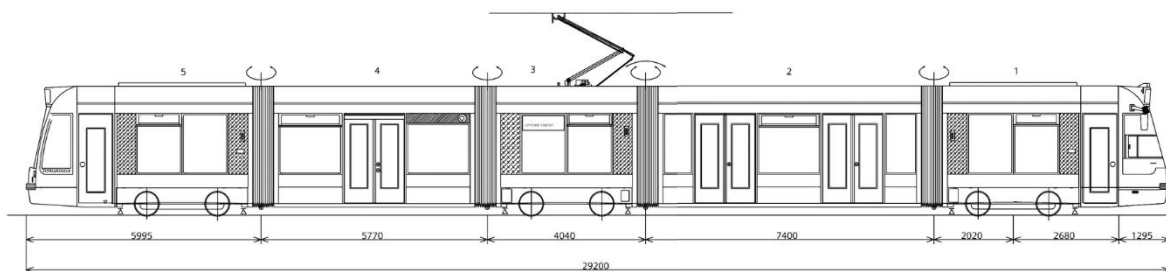
Rys. 4.12. Widok silnika trakcyjnego tramwaju Škoda 15T [34].

Każde z kół obraca się w sposób niezależny, co stwarza możliwość wprowadzenia odpowiedniego sterowania napędem. Nadwozia osadzone są na wózkach poprzez łożyska wieńcowe wbudowane w belkę bujakową. Siły pionowe przenoszone są na ramę wózka za pomocą stalowych sprężyn śrubowych. Siły rozruchu i hamowania przenosi układ prowadników. Oś obrotu skrajnych wózków względem nadwozia jest odsunięta od środka geometrycznego wózka o 350 mm do środka pojazdu. Skutkuje to mniejszym przemieszczeniem kątowym wózka względem nadwozia od strony wnętrza pojazdu i jednocześnie mniejszym zapotrzebowaniem na przestrzeń w tym obszarze.

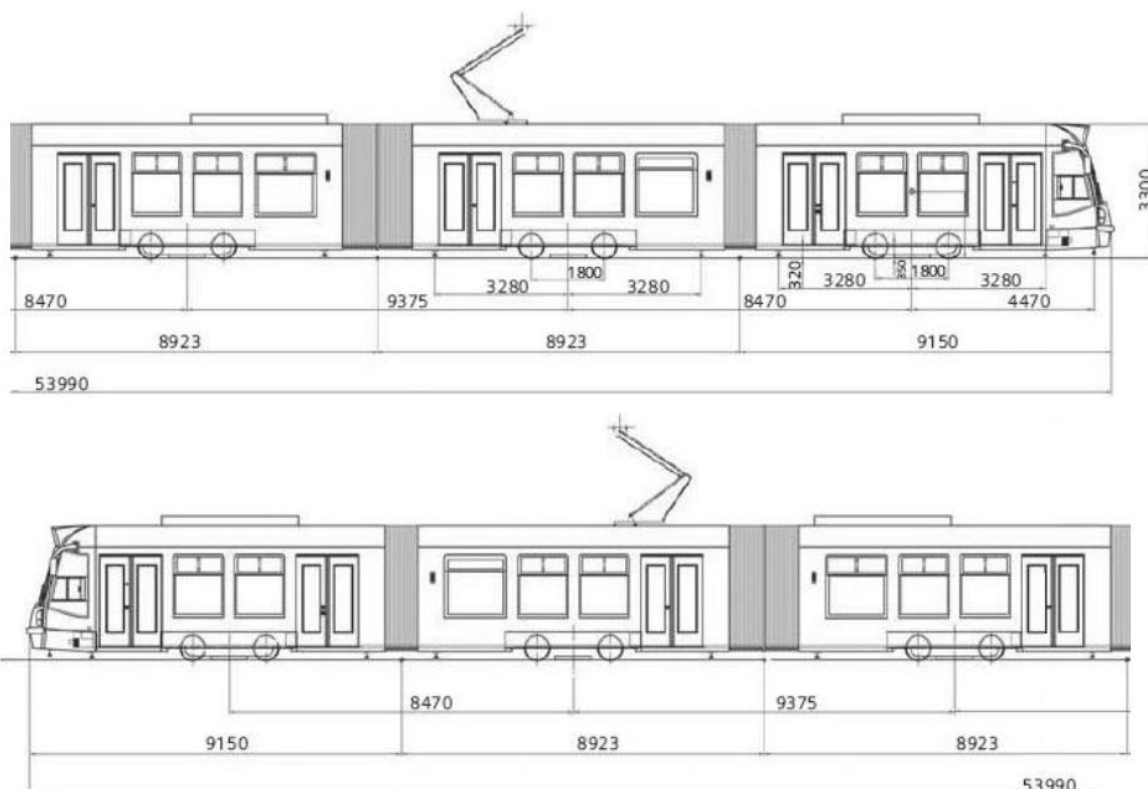
4.3.3. Tramwaje firmy Siemens

Siemens Combino

Po przejęciu niemieckiej firmy DUEWAG AG przez koncern Siemens rozpoczęto projekt nowego pojazdu tramwajowego z całkowicie niską podłogą. Efektem prac stał się tramwaj Combino Classic o klasycznym rozwiązaniu z wagonami wiszącymi oraz Combino Plus z krótkimi wagonami przegubowymi, których przykładowe konfiguracje zostały zaprezentowane na rys. 4.13 (zbieżny z układem 5W, przedstawionym w rozdziale 6.3) oraz 4.14 (zbliżony do układu 3W4, przedstawionym w rozdziale 6.3).



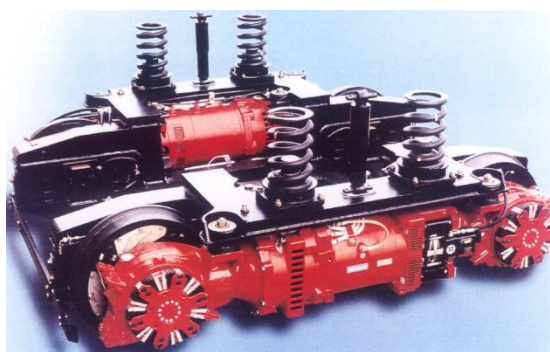
Rys. 4.13. Tramwaj Siemens Combino Classic w konfiguracji dla miasta Amsterdam [59].



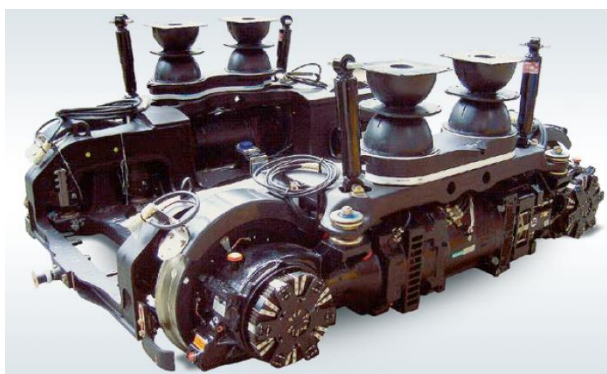
Rys. 4.14. Tramwaj Siemens Combino Plus w konfiguracji dla miasta Budapeszt [59].

Całkowicie niską i płaską podłogę w tych tramwajach zrealizowano poprzez zastosowanie w układzie jezdnym zestawów kołowych portalowych z niezależnie obracającymi się kołami. Do napędu w wózku napędowym służą dwa silniki umieszczone po zewnętrznych stronach ramy. Każdy z silników przekazuje moment napędowy poprzez przekładnie zębate na dwa koła, tj. przednie i tylne danej strony wózka, tworząc tzw. liniowy zestaw kołowy. Pozwala to na wprowadzenie sterowania położeniem wózka na torze, eliminując geometryczne prowadzenie zestawu kołowego. Układ sterowania silnikami trakcyjnymi dostosowuje ich prędkość obrotową w celu centrowania zestawu kołowego na torze. Koła bez sprzęgnięcia klasyczną osią tracą możliwość prowadzenia kinematycznego, co oznacza, że możliwa jest różnica prędkości obrotowej każdego z kół i prowadzone są one geometrycznie. Opis tego mechanizmu został podany w publikacjach [8,16] oraz w monografii [55].

Wózek toczny nie ma możliwości sterowania prędkością obrotową kół. Firma Siemens w oferowanych pojazdach stosuje tzw. „stretching” polegający na zwiększeniu przy rozruchu zadawanego momentu obrotowego silników pierwszego wózka względem momentu silników drugiego w kolejności wózka napędowego [41]. Przy hamowaniu występuje sytuacja odwrotna, tzn. moment hamujący drugiego wózka napędowego jest większy niż moment hamujący pierwszego z wózków napędowych. W wyniku takiego rozwiązania powstaje dodatkowa siła działająca w kierunku wzdłużnym pojazdu, która rozciąga wagony. Ostatecznie, powoduje to centrowanie kół portalowych zestawów kołowych wózka tocznego znajdującego się pomiędzy dwoma wózkami napędowymi. Widok wózków tramwajów Siemens Combino Classic oraz Combino Plus przedstawiono na rys. 4.15.



a)



b)

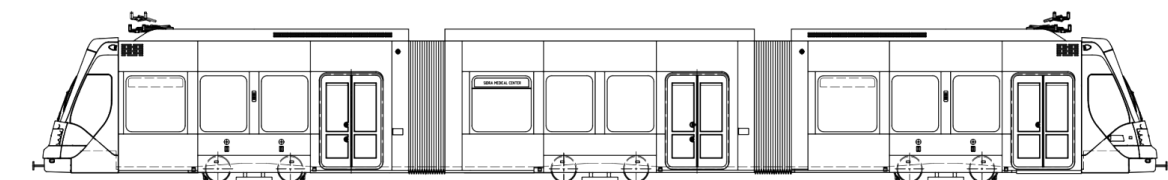
Rys. 4.15. Wózek napędowy tramwaju:

- a) Siemens Combino Classic,
- b) Siemens Combino Plus [59].

W wózkach tych w I. stopniu usprężynowania zastosowano sprężyny stożkowe gumowo metalowe. Nadwozie opiera się na wózku poprzez cztery sprężyny śrubowe lub cztery sprężyny gumowo-metalowe.

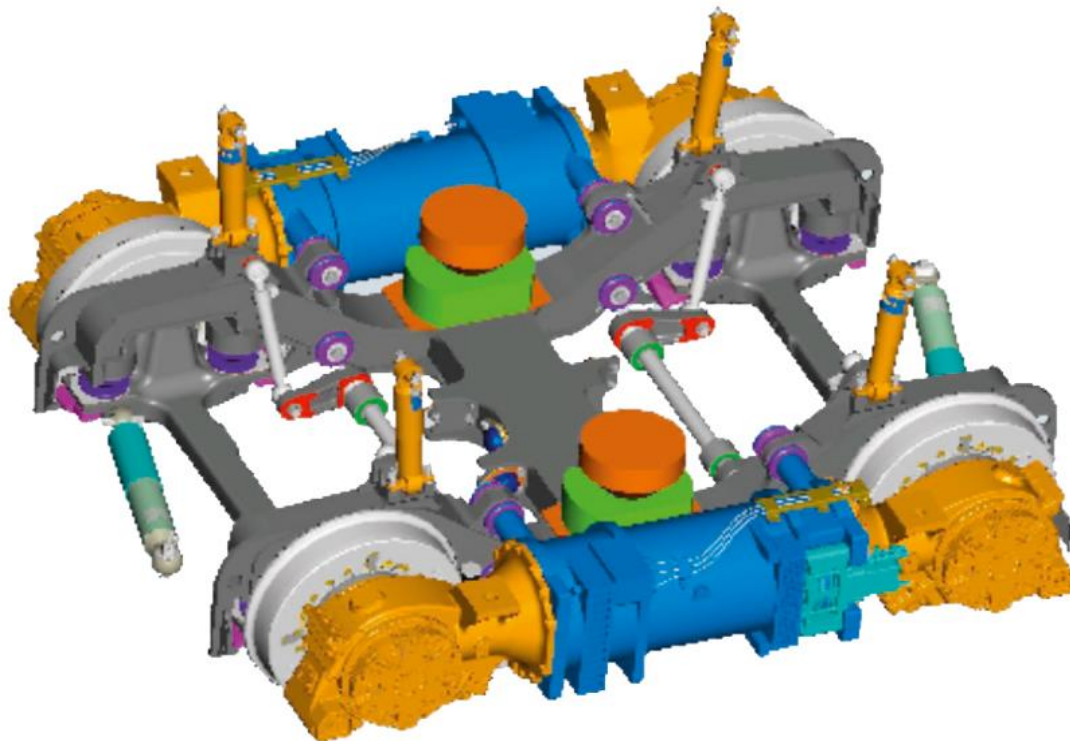
Tramwaj Siemens Avenio

Rozwinięciem konstrukcyjnym pojazdu Combino jest tramwaj Avenio, którego przykładową konfigurację przedstawiono na rys. 4.16 (zbieżny z układem 3W4, przedstawionym w rozdziale 6.3).



Rys. 4.16. Tramwaj Siemens Avenio w konfiguracji dla miasta Doha w Katarze [59].

W wózku tego tramwaju podobnie jak w Combino zastosowano portalowe zestawy kołowe z niezależnie obracającymi się kołami. W I. stopniu usprężynowania znajdują się stożkowe sprężyny gumowo-metalowe. W II. stopniu usprężynowania zastosowano sprężyny gumowo-metalowe umieszczone dużo niżej niż w tramwaju Combino. Do redukcji pochylania nadwozia służą dwa komplety stabilizatorów. Przeniesienie sił z wózka na nadwozie realizowane jest poprzez układ odbijaków wzdłużnych. Widok wózka tramwaju Siemens Avenio przedstawiono na rys. 4.17.

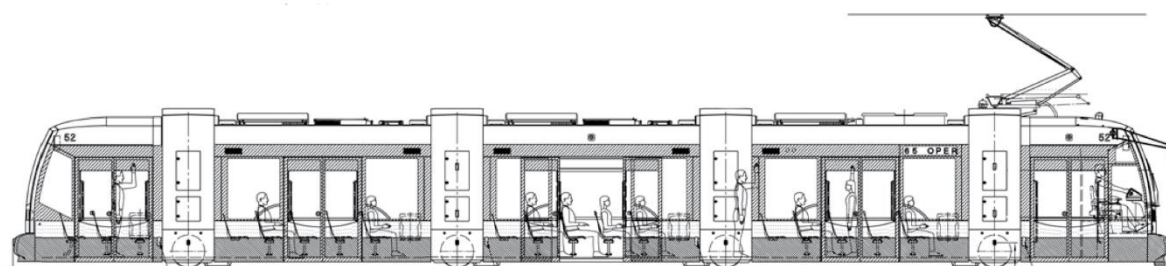


Rys. 4.17. Widok wózka napędowego tramwaju Siemens Avenio [59].

Tramwaj Siemens ULF

Pierwsze tramwaje z częścią niskopodłogową o wysokości 350 mm względem pgs dostarczone pod koniec lat 80. XX wieku do francuskiego miasta Grenoble stały się wyznacznikiem do projektowania nowych konstrukcji tego typu. Wraz z rozwojem technicznym kolejnych wersji tramwajów niskopodłogowych poziom wejścia do wagonu oraz wysokość poziomu niskiej podłogi względem pgs ustaliły się w przedziale 300-350 mm przy wykorzystaniu konwencjonalnych i znanych środków technicznych, jak np. klasycznych zestawów kołowych składających się z dwóch kół zespolonych z osią za pomocą połączenia wciskowego, czy też z wykorzystaniem podwozia wózkowego w postaci stalowej ramy osadzonej na dwóch zestawach kołowych.

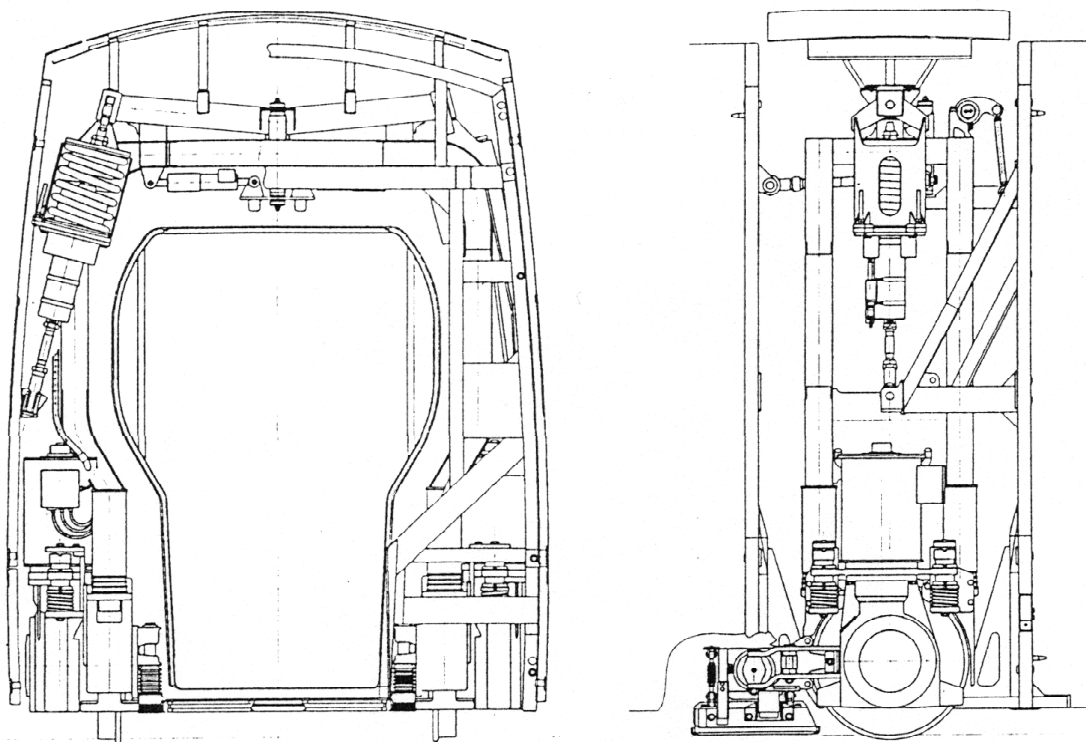
Firma Siemens poszła o krok dalej i zaprojektowała oraz wprowadziła do eksploatacji tramwaj ULF (ang. *Ultra Low-Floor*), którego poziom wejścia do wagonu znajdował się na wysokości 197 mm od pgs. Mocno różnił się on jednak od klasycznych konstrukcji pojazdów tramwajowych. Widok konfiguracji tramwaju Siemens ULF został przedstawiony na rys. 4.18.



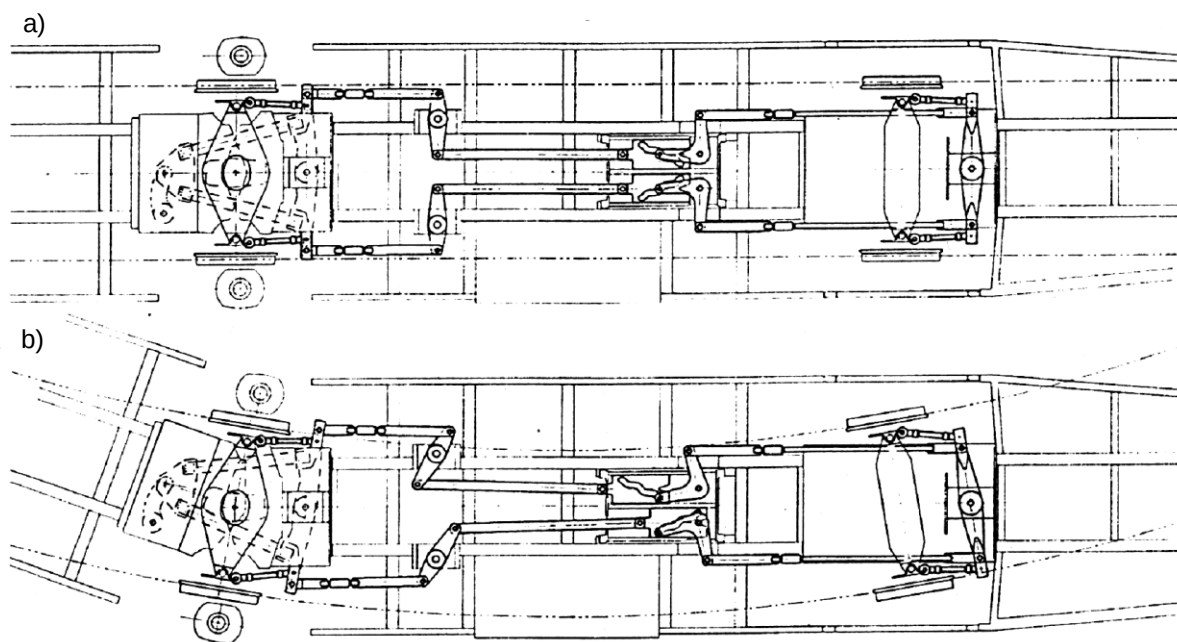
Rys. 4.18. Widok konfiguracji tramwaju Siemens ULF [59].

Pomiędzy sąsiadującymi ze sobą wagonami znajdują się jednoosiowe moduły napędowe z kołami rozprężniętymi kinematycznie. Silnik trakcyjny, oddzielny dla każdego koła, umieszczony jest pionowo. Ułożyskowane koło jest prowadzone oraz usprężynowane przy wykorzystaniu sprężyn gumowo-metalowych. Na ramie jednoosiowego wózka w kształcie portalu poprzez układ sprężyna - amortyzator hydrauliczny opierają się sąsiadujące ze sobą nadwozia. Amortyzator wyposażony jest w siłownik hydrauliczny umożliwiający dostosowanie odległości wagonu względem pgs w celu ograniczenia zapotrzebowania pojazdu na skrajnię. Widok wózka portalowego tramwaju Siemens ULF przedstawiono na rys. 4.19.

Każde dwa kolejne wózki portalowe tramwaju Siemens ULF połączone są ze sobą układem dźwigni zabudowanym pod podłogą wagonu w celu radialnego ustawiania się na łuku toru i minimalizującego siły kontaktu koło-szyna. Widok układu dźwigni tego tramwaju przedstawiono na rys. 4.20.



Rys. 4.19. Widok wózka portalowego tramwaju Siemens ULF¹.



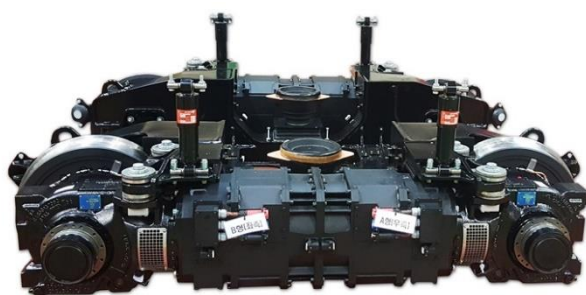
Rys. 4.20. Widok połączeń przegubowych pomiędzy sąsiadującymi wózkami tramwaju Siemens ULF na torze prostym (a) oraz na łuku toru (b)¹.

¹ źródło: materiały wykładowe z przedmiotu „Podstawy dynamiki pojazdów szynowych”, Tadeusz Piechowiak, Politechnika Poznańska 2012, niepublikowane

4.3.4. Tramwaje firmy Hyundai Rotem

Firma Hyundai Rotem opracowała wózki tramwajowe pozwalające na przejazd po łukach o minimalnym promieniu $R = 15$ m. Powstały one w ramach krajowego projektu rozwojowego pod nazwą „Development of low-depth urban railway system technology” w latach 2014-2018. Promień łuku nie został wybrany przypadkowo. Mianowicie, zastosowanie łuków o minimalnym promieniu $R = 15$ m ma pozwolić na ułożenie torów tramwajowych w warunkach gęstej zabudowy miejskiej bez ingerencji w istniejący układ budynków oraz chodników. Jak twierdzi producent, nowy wózek pozwala na ograniczenie sił poprzecznych kontaktu koło-szyna o ponad 30% w stosunku do istniejących rozwiązań [4]. Bazując na danych opublikowanych przez Koreański Instytut Badawczy Kolei (*Korea Railroad Research Institute*), żywotność koła powinna się dzięki temu zwiększyć o 60% [4].

W nowej konstrukcji wózka zastosowano indywidualny napęd i hamowanie każdego z kół w wózku napędowym (*Individual Torque Control – ITC, Individual Brake Control – IBC*) oraz aktywne sterowanie hydrauliczne portalowych zestawów kołowych w wózku tocznym (*Hydraulic Steering Control – HSC*) [2]. Zastosowane rozwiązania mają pozwolić na szybsze pokonywanie łuków o najmniejszych promieniach przy jednoczesnej redukcji zużycia koła i szyny oraz hałasu o co najmniej 3 dB. W wózku napędowym za kontrolę położenia koła względem toru odpowiada czujnik laserowy. Kąt nabiegania zestawu kołowego jest wyliczany na podstawie sygnału z żyroskopu zamontowanego na portalu zestawu kołowego. Pozycja zestawu kołowego w torze jest wyznaczana na bazie sygnału z czujników optycznych. Sygnały przekazywane są do komputera sterującego, który na ich podstawie oblicza promień łuku toru, na jakim porusza się pojazd, i przekazuje sygnały do jednostek wykonawczych. Widok opisywanego wózka napędowego wraz z pomiarowym czujnikiem laserowym został przedstawiony na rysunkach 4.21 – 4.22.

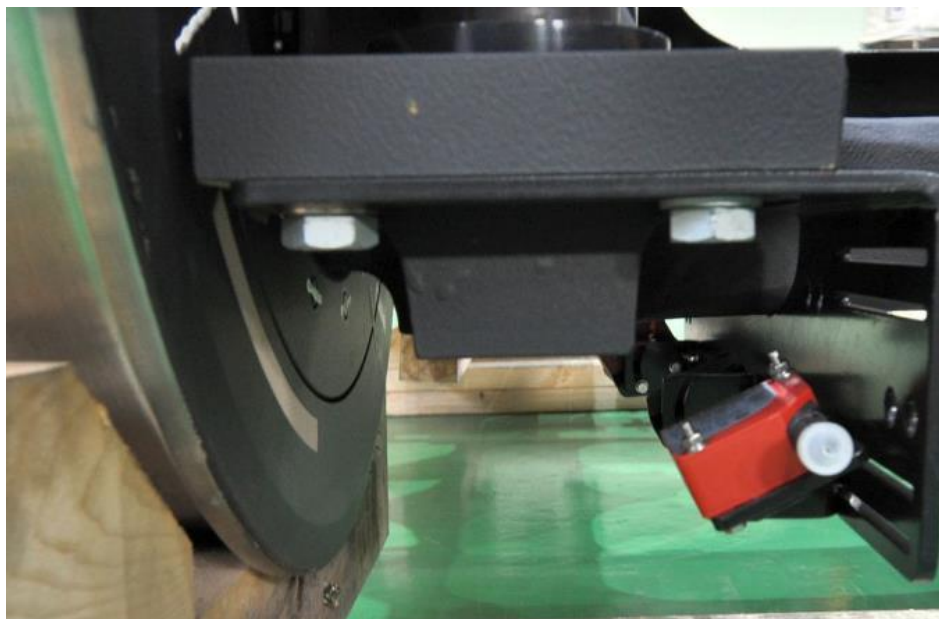


a)



b)

Rys. 4.21. Wózek napędowy tramwaju Hyundai Rotem z niezależnie napędzanymi kołami – widok z boku (a) oraz od czoła (b) [2].



Rys. 4.22. Wózek napędowy tramwaju Hyundai Rotem z niezależnie napędzanymi kołami.
Widok na laserowy układ pomiaru odległości koła od szyny [2].

Funkcjonowanie układu HSC w wózku tocznym opiera się na działaniu czterech siłowników łączących ramę wózka z portalowymi zestawami kołowymi. Sterowanie realizowane jest poprzez zmianę długości siłowników, tj. ich pary na każdy zestaw kołowy lub każdego z osobna. Zmiana długości siłowników powoduje zmianę kąta nabiegania koła na szynę, co w konsekwencji ma spowodować centrowanie się zestawu kołowego na torze. Wymagana zmiana kąta nabiegania jest obliczana na podstawie pomiaru kąta pomiędzy sąsiadującymi wagonami tramwaju. Widok wózka tocznego tramwaju Hyundai Rotem przedstawiono na rys. 4.23., z kolei ogólny schemat układu HSC oraz wizualizację sposobu wbudowania żyroskopu i czujników optycznych w portal zestawu kołowego pokazano na rys. 4.24.

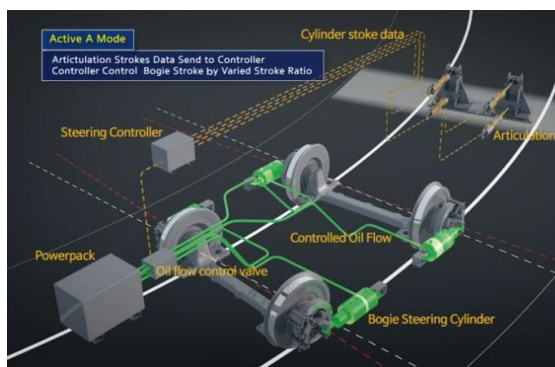


a)



b)

Rys. 4.23. Wózek toczny Hyundai Rotem z niezależnie obracającymi się kołami. Widok od czoła (a) oraz widok na siłownik hydrauliczny łączący zestaw kołowy z ramą wózka (b) [2].



a)



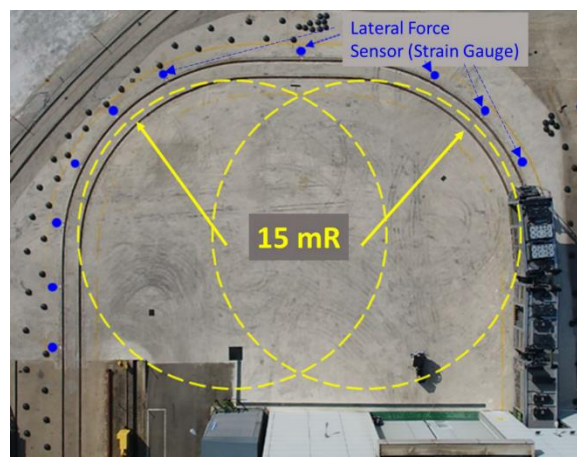
b)

Rys. 4.24. Ogólny schemat układu HSC wózku tocznym Hyundai Rotem (a) oraz wizualizacja sposobu wbudowania żyroskopu i czujników optycznych na osi portalowej zestawu kołowego wózków Hyundai Rotem [2] (b).

Na terenie fabryki Hyundai Rotem w Changwon przeprowadzono próby jezdne tramwaju z zastosowanymi wózkami nowej konstrukcji. W tym celu wybudowano specjalny odcinek toru w formie łuku koszowego o promieniu $R = 15$ m. Widok testowego tramwaju oraz nowego toru próbnego przedstawiono na rys. 4.25.



a)



b)

Rys. 4.25. Konstrukcja testowego tramwaju Hyundai Rotem wyposażonego w nowe wózki (a) oraz tor testowy w kształcie łuku koszowego o promieniu $R = 15$ m na terenie fabryki Hyundai w Changwon (b) [4].

4.3.5. Tramwaje firmy Alstom

Francuska firma Alstom posiada w swojej ofercie tramwaje „Citadis” o różnorodnych konfiguracjach i wzornictwie zewnętrznym. Konsekwentnie stara się ujednolicić układy jezdne w nich stosowane. W niniejszym rozdziale zostaną omówione współczesne typy wózków zaprojektowanych i wykonanych przez tę firmę.

Wózek „Arpège”

Projekt wózka *Arpège* (z franc. „arpeggio”, termin muzyczny) powstał pod koniec lat 90. XX wieku. Odległość pomiędzy jego osiami wynosi 1,6 m. Charakteryzuje się on prostotą wykonania, składając się z czterech głównych części: dwóch podłużnic oraz dwóch portalowych zestawów kołowych przykręcanych do podłużnic. Ogólny widok wózka *Arpège* przedstawiono na rys. 4.26.

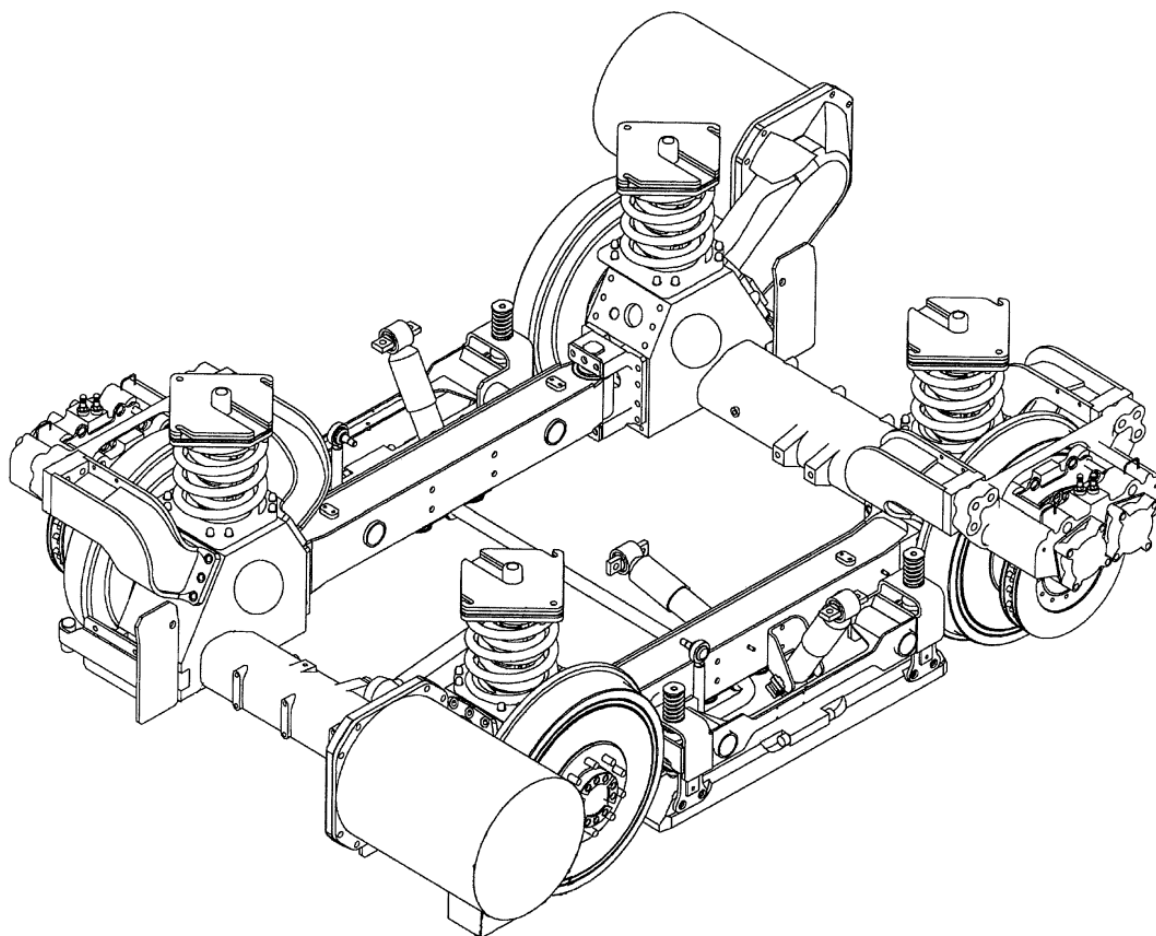
Portal wózka *Arpège* objęty jest patentem [48]. Mianowicie, na korpusach przekładni w czterech punktach umieszczono sprężyny śrubowe pełniące funkcję II. stopnia usprężynowania. Wózek wykonano jako nieobrotowy, bez belki bujakowej. Nadwozie tramwaju opiera się bezpośrednio na sprężynach II. stopnia usprężynowania.

Napęd z trójfazowych silników trakcyjnych chłodzonych wodą przekazywany jest na najbliższe koło poprzez przekładnię walcową, a następnie poprzez przekładnie stożkowe i poprzeczny wał napędowy obudowany korpusem na koło po drugiej stronie wózka. Całość pełni funkcję portalu dla zestawu kołowego z niezależnie obracającymi się kołami. Producentem tej nietypowej przekładni przedstawionej na rys. 4.27 jest firma Texelis.

W tym wózku brak jest I. stopnia usprężynowania, przez co jest on wrażliwy na nierówności toru i przez to dedykowany głównie nowym systemom tramwajowym. W stosunku do innych wózków francuskiego producenta charakteryzuje się on dużą masą nieusprężynowaną, która dla wózka napędowego/tocznego wynosi odpowiednio 700 i 470 kg, wobec mas np. wózka *Solfège* równej 320 kg czy *Corège* – 365 kg [21]. Brak I. stopnia usprężynowania rekompensowany jest poprzez pogrubione wkładki elastyczne pomiędzy kołem bosym i obręczą [41]. Siły wzdłużne przenoszone są z ramy na nadwozie poprzez pojedynczy prowadnik w osi środkowej wózka. W osi poprzecznej wózka zamontowano drążek skrętny stabilizatora do ograniczania pochylania wagonu. Obrót wózka dochodzący do 2° na stronę nadwozia jest ograniczony gumowymi odbijakami.

Wózki *Arpège* zostały zastosowane po raz pierwszy w tramwaju Alstom Citadis 302 dla miasta Lyon. Podłoga w pojeździe zarówno w rejonie wejść do wagonów, jak i nad wózkami napędowymi i tocznymi znajduje się na wysokości 350 mm względem pgs. Wózek ten wyposażono w koła z obręczami o średnicy okręgu tocznego 530 mm.

Do chwili obecnej wyprodukowano ponad 3000 wózków z serii *Arpège* [42]. Są one oferowane także w najnowszej, piątej generacji tramwajów Citadis X05.



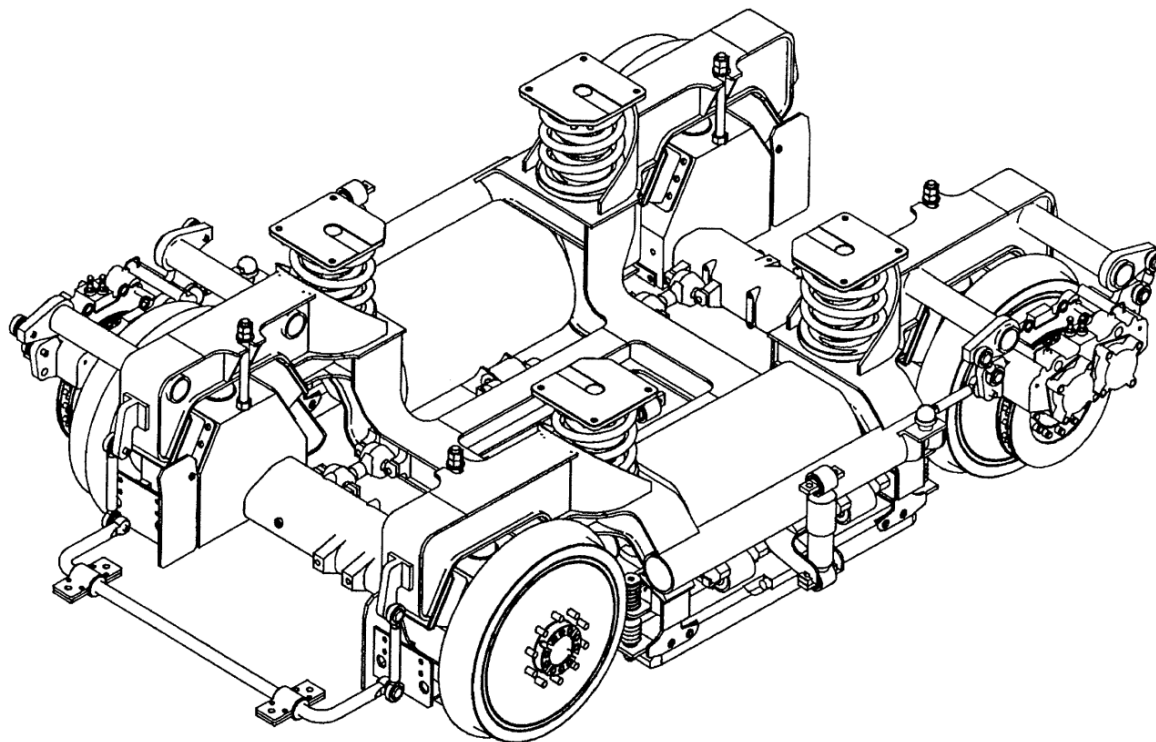
Rys. 4.26. Widok wózka Alstom Arpège [42].



Rys. 4.27. Przekładnia w portalu zestawu kołowego z niezależnie obracającymi się kołami wózka Alstom Arpège [62].

Wózek „Solfège”

Wózek Solfège jest rozwinięciem konstrukcyjnym wózka Arpège. Widok wózka przedstawiono na rys. 4.28.

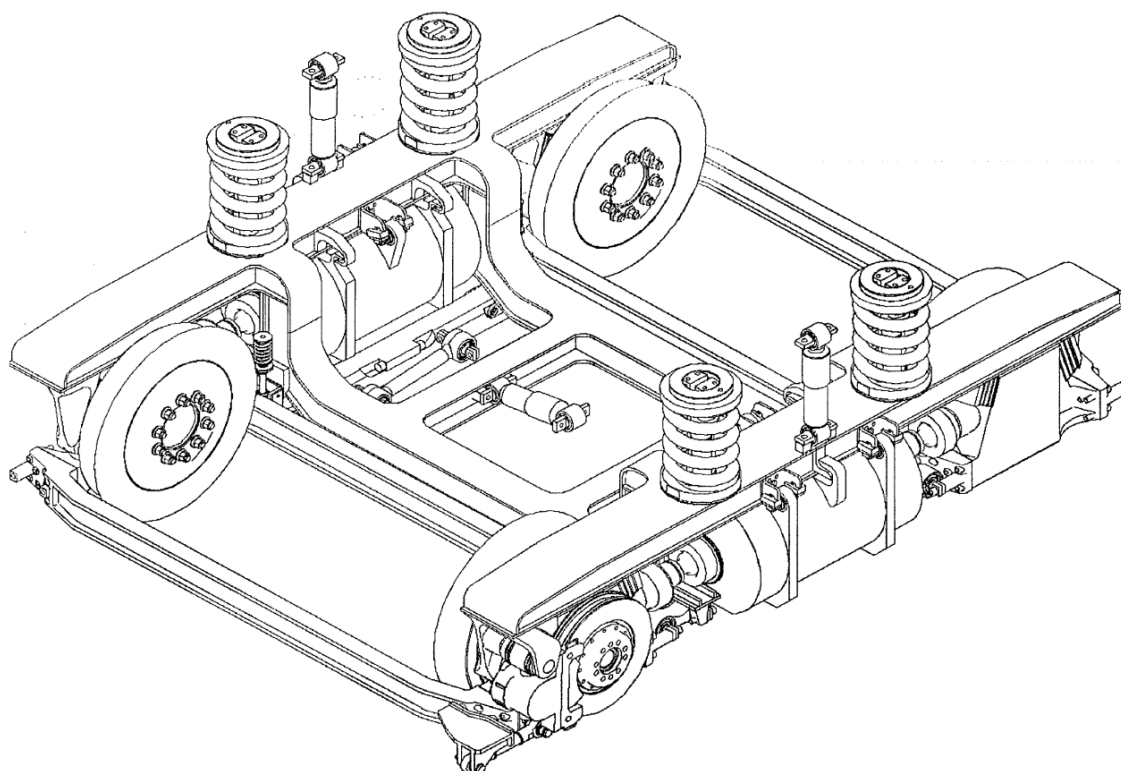


Rys. 4.28. Widok wózka Alstom Solfège [42].

Dotychczas wykorzystywane portale niezależnie obracających się kół zintegrowane z przekładniami połączono elastycznie poprzez zastosowanie I. stopnia usprężynowania w formie sprężyn gumowo-metalowych typu „chevron”. Korpusy tych portali dodatkowo połączono z ramą cięgłami przenoszącymi część sił wzdłużnych oraz pełniących funkcję drążków reakcyjnych. II. stopień usprężynowania stanowią cztery komplety stalowych sprężyn śrubowych. Siły trakcyjne z ramy wózka przenoszone są wtedy na nadwozie za pomocą cięgła trakcyjnego. Silniki trakcyjne zamontowano na bokach ramy wózka. Przekazują one napęd jednostronnie, tj. na jedno koło, z którego moment poprzez układ przekładni stożkowych i wał poprzeczny przekazywany jest na koło po przeciwnej stronie ramy wózka. Wózek ten po raz pierwszy zastosowano w tramwaju Citadis dla miasta Melbourne.

Wózek „Corège”

W wózku Corège o stosunkowo dużym rozstawie osi (bazie), równym 1,87 m, po raz pierwszy we współczesnych wózkach tramwajowych firmy Alstom zastosowano koła rozprężone kinematycznie, czyli obracające się niezależnie. Widok omawianego wózka przedstawiono na rys. 4.29.



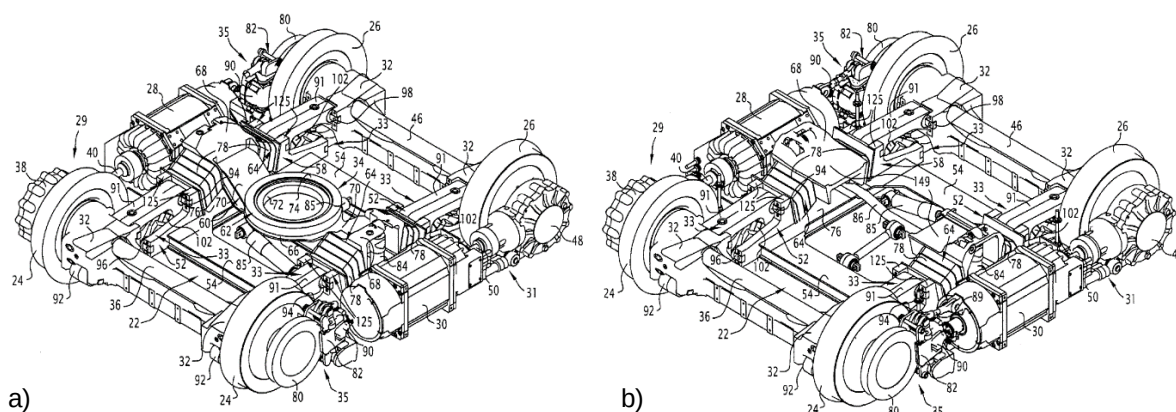
Rys. 4.29. Widok wózka Alstom Corège [42].

Zestaw kołowy tego wózka składa się z kół niezależnie obracających się, ułożyskowanych w ramie portalowej o konstrukcji skrzynkowej. Poprzecznice portalu łączą się z maźnicami poza przestrzenią pomiędzy kołami. Taka konstrukcja zmniejsza obciążenia ramy wózka od sił poprzecznych i wichrujących pochodzących od nierówności toru. I. stopień usprężynowania stanowią sprężyny gumowo-metalowe typu „chevron”. Maźnica połączona jest z ramą wózka poprzez prowadnik, przenoszący zarówno część sił trakcyjnych, jak i stanowiący drążek reakcyjny dla przekładni mocowanej do maźnicy. W II. stopniu usprężynowania zastosowano cztery komplety stalowych sprężyn śrubowych. Przeniesienie sił wzdłużnych z ramy wózka na nadwozie realizowane jest za pomocą pojedynczego prowadnika. Do napędu wózka służą dwa silniki trakcyjne, po jednym na stronę wózka. Każdy z silników przekazuje moment napędowy poprzez wały Cardana na dwie przekładnie stożkowe znajdujące się po tej samej stronie wózka jak silnik. Rezygnacja z pojedynczego portalu łączącego koła obracające się niezależnie umożliwiła dalsze obniżenie podłogi w rejonie wózka [47]. Wózek wykonano jako nieobrotowy. Jego konstrukcja jest uniwersalna, a rama podstawowa może zostać wykorzystana zarówno w wózku napędowym, jak i w wózku tocznym bez dodatkowych zmian.

Pierwszym tramwajem wyposażonym w wózki Corège był Citadis 302 dla miasta Rotterdam dostarczany od 2002 r. Wózki tego typu umożliwiają ustalenie poziomu niskiej podłogi na wysokości 360 mm względem pgs (z obniżeniem do 320 mm na poziomie wejścia do wagonu) na całej długości pojazdu bez wzniosów nad kołami jezdnyymi.

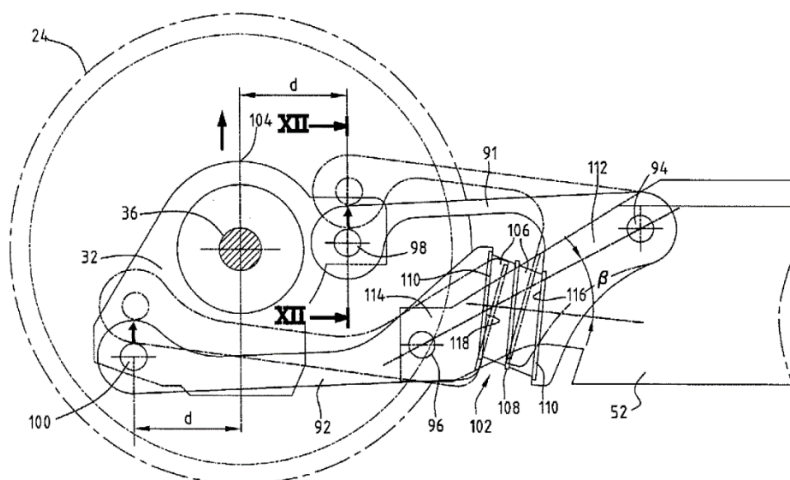
Wózek „Ixège”

Wózek z serii Ixège jest najnowszym eksploatowanym wózkiem firmy Alstom w pojazdach tramwajowych. W odróżnieniu od pierwotnego wózka Arpège, został on zaprojektowany z myślą o istniejących torowiskach tramwajowych, także tych o niższej jakości. Widoki wózka w wersjach wykonania jako wózek obrotowy oraz nieobrotowy przedstawiono na rys. 4.30.



Rys. 4.30. Widok wózka napędowego Alstom Ixège w wykonaniu jako wózek obrotowy (a) oraz jako wózek nieobrotowy (b) [45].

W konstrukcji tego wózka uwagę zwraca nietypowy zestaw kołowy składający się z klasycznego zestawu kołowego w postaci dwóch kół osadzonych na osi za pomocą połączenia wciskowego i ułożyskowanego w odlewanym portalu. Dzięki temu elementowi przejmującemu siły zginające udało się zmniejszyć średnicę osi zestawu kołowego, co w konsekwencji umożliwiło obniżenie poziomu podłogi wagonu znajdującego się nad wózkiem. Sposób prowadzenia zestawu kołowego oraz nisko osadzony I. stopień usprężynowania objęty jest patentem [49]. Przedstawiono go na rys. 4.31.



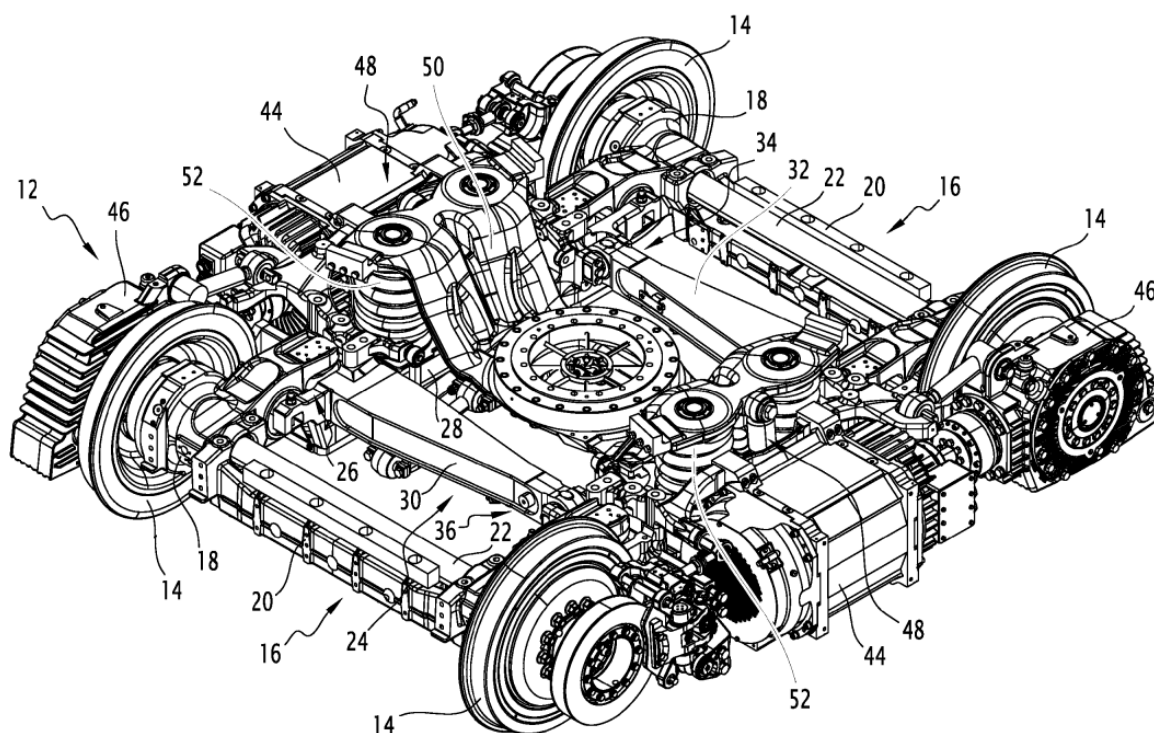
Rys. 4.31. Przekrój przez węzeł prowadzenia oraz I. stopnia usprężynowania wózka Alstom Ixège [49].

W II. stopniu usprężynowania zastosowano skośnie wbudowane warstwowe sprężyny gumowo-metalowe. Po zewnętrznych stronach ramy zamontowano silniki synchroniczne z magnesami trwałymi o kompaktowych wymiarach. Napędzają one jednostronnie zestawy kołowe poprzez sprzęgło i przekładnię stożkową.

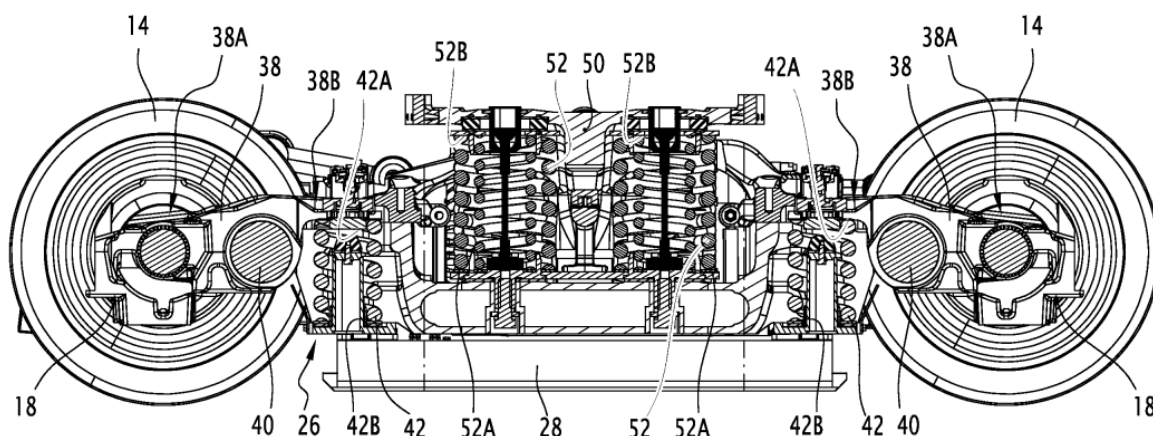
Wózek *lxège* przechodził próby eksploatacyjne z maksymalną prędkością jazdy 125 km/h. Zastosowano go w pojazdach serii Citadis X oraz Citadis Dualis, jako pojazd przystosowany do jazdy po torach kolejowych i tramwajowych. Rozwinięty konstrukcyjnie wózek *lxège* stosowany jest również we współczesnych pojazdach oferowanych przez Alstom z najnowszej serii Citadis X05 (tj. tramwajów 5. generacji) – np. jako tramwaj dla miasta Avignon.

Wózek „Iponam”

Do potrzeb pojazdów lekkiej kolei miejskiej, czyli o większych obciążeniach niż w przypadku pojazdów tramwajowych, ale poruszających się na łukach o promieniach mniejszych niż na kolei, firma Alstom opracowała nowy wózek „Iponam” bazujący na rozwiązaniach znanych z wózka „*lxège*”. Widok ogólny wózka „Iponam” oraz jego przekrój wzdłużny przedstawiono na rys. 4.32. oraz 4.33.



Rys. 4.32. Widok ogólny wózka napędowego Alstom Iponam [50].



Rys. 4.33. Przekrój wzdłużny wózka napędowego Alstom Iponam [50].

Zastosowano zestaw kołowy z dodatkowym portalem przejmującym obciążenia zginające, zbliżony do konstrukcji w wózku Ixège. Zmieniony został I. stopień usprężynowania w postaci odwróconego wahacza oraz prowadzenie zestawu kołowego. Producentem tego zestawu kołowego z dodatkowym portalem jest firma Texelis i został on przedstawiony na rys. 4.34.



Rys. 4.34. Element główny zestawu kołowego wózka Alstom Iponam [62].

Rama wózka Iponam charakteryzuje się przegubową konstrukcją. Składa się ona z dwóch elementów w kształcie litery „L” połączonych ze sobą przegubami gumowo-metalowymi. Odciąża to konstrukcję wózka podczas przejazdu przez zwichrowany odcinek torów. W II. stopniu usprężynowania zastosowano cztery komplety stalowych sprężyn śrubowych. Na tych sprężynach opiera się odlewana belka bujakowa wyposażona w łożysko wielkogabarytowe zapewniające obrót wózka względem nadwozia tramwaju. Siły z ramy wózka na belkę bujakową przenoszone są za pomocą dwóch cięgieł trakcyjnych.

5. POJAZDY TRAMWAJOWE Z NIEZALEŻNIE OBRACAJĄCYMI SIĘ KOŁAMI

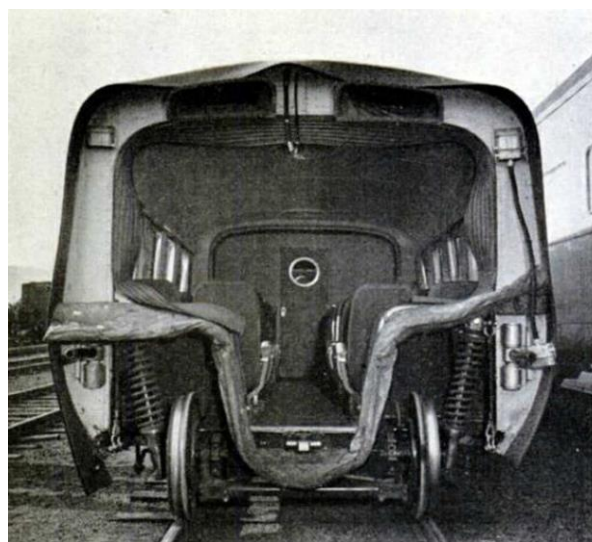
5.1. Zastosowanie niezależnie obracających się kół w kolejnictwie

Pierwsze eksperymenty z wykorzystaniem zestawów kołowych z niezależnie obracającymi się kołami (z ang. *Independently Rotating Wheels* – IRW) przeprowadzano już w XIX wieku [24]. Wyniki nie były satysfakcjonujące, gdyż pojazdy charakteryzowały się tendencją do wykolejania z racji braku mechanizmu centrującego położenie zestawu kołowego na torze.

Do idei niezależnie obracających się kół w kolejnictwie powrócono w 1941 r. Mianowicie, Hiszpański inżynier Alejandro Goicochea, jeden z założycieli spółki Talgo, opracował przegubową konstrukcję z niezależnie obracającymi się kołami, na której oparte zostały krótkie wagony. Zilustrowane to zostało na rys. 5.1.



a)



b)

Rys. 5.1. Konstrukcja zespołu Talgo z niezależnie obracającymi się kołami: [71]

- a) pierwsze próby prototypowej, przegubowej konstrukcji,
- b) widok rozłączonego zespołu trakcyjnego w punkcie oparcia na jednoosiowym wózku.

Koła niezależnie obracające się pozwoliły na obniżenie poziomu podłogi i umożliwienie lokalizacji przejścia między-wagonowego pomiędzy kołami, a nie jak w dotychczasowych konstrukcjach kolejowych – nad wózkiem. Koła rozprężnięte kinematycznie charakteryzują się brakiem wyraźnej prędkości krytycznej z racji braku efektu wężykowania zestawu kołowego [41]. Stąd nowa konstrukcja zespołów trakcyjnych charakteryzowała się wysoką prędkością jazdy jak na swoje czasy. W 1990 r. na rolkowym stanowisku testowym w Monachium zespół Talgo Pendular osiągnął prędkość jazdy 500 km/h [71].

5.2. Zastosowanie niezależnie obracających się kół w tramwajach

Pierwsze zastosowanie niezależnie obracających się kół w wózku tramwajowym miało miejsce w Mediolanie w 1984 r. Na bazie dwóch wagonów serii 1500, produkowanych jeszcze w 20-leciu międzywojennym, powstał jednoprzestrzenny pojazd, którego sąsiadujące wagony opierały się na wspólnym wózku tocznym Jakobsa nowego projektu. Skrajne wózki napędowe pozostały bez zmian. Pojazd oznaczono serią 4500 II. Widok pojazdu oraz nowego wózka tocznego z niezależnie obracającymi się kołami przedstawiono na rys. 5.2.



a)



b)

Rys. 5.2. Tramwaj serii 4500 II dla Mediolanu: [70]
a) widok ogólny tramwaju, b) widok ogólny wózka tocznego.

Nad wózkami napędowymi podłoga znajdowała się na wysokości 834 mm względem pgs, w części niskopodłogowej na poziomie 364 mm, a nad wózkiem Jakobsa na wysokości 454 mm. Na podłogę nad wózkami napędowymi prowadziły stopnie, natomiast do przestrzeni nad wózkiem pośrednim można było dostać się poprzez pochylnie.

Koła wózka tocznego charakteryzowały się średnicą 550 mm na okręgu tocznym. Rozstaw osi zestawów kołowych w wózku tocznym wynosił 1,4 m. Koła były kinematycznie rozprężnięte i zostały ułożyskowane zewnętrznie w ramie wózka. Ostatecznie nie doprowadzono do kontynuacji przebudowy kolejnych pojazdów.

Pierwszym fabrycznie nowym pojazdem z niską podłogą był tramwaj TFS-2 (akronim z franc. *tramway français standard* – francuski tramwaj standardowy) firmy Alstom (obecnie Alstom) dla francuskiego miasta Grenoble. W mieście tym od podstaw wybudowano nową infrastrukturę tramwajową. TFS-2 to tramwaj 3-wagonowy podparty na trzech wózkach. Skrajne wózki wyposażone są w napęd z klasycznymi zestawami kołowymi, natomiast wózek pod wagonem środkowym posiada zestawy kołowe z niezależnie obracającymi się kołami. Widok tramwaju TFS-2 oraz wózka środkowego tocznego z niezależnie obracającymi się kołami przedstawiono na rys. 5.3.



a)



b)

Rys. 5.3. Tramwaj TFS-2 firmy Alsthom (obecnie Alstom) dla miasta Grenoble: [72]
a) widok ogólny tramwaju, b) widok wózka tocznego.

Tramwaj TFS-2 był tramwajem częściowo niskopodłogowym – podłoga o poziomie obniżonym do 340 mm względem pgs zajmowała ok. 2/3 długości. Do przestrzeni pasażerskiej nad wózkiem napędowym prowadziły dwustopniowe schody, natomiast nad wózkiem tocznym zbudowano pochylnie.

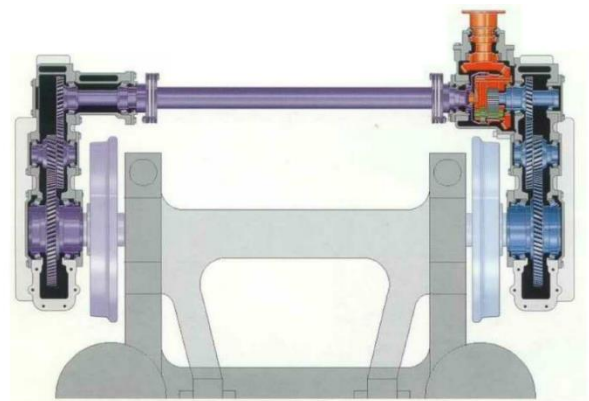
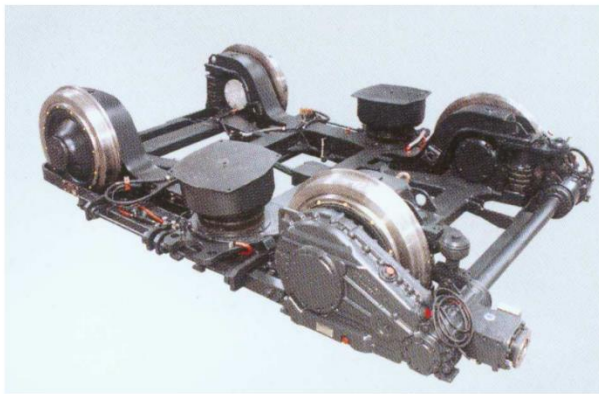
Na tramwaj w pełni niskopodłogowy przyszło czekać jeszcze kilka lat. W przygotowaniu było kilka projektów, jednak jako pierwszy została skomercjalizowana konstrukcja konsorcjum firm AEG i MAN dla niemieckiej Bremy. W 1990 r. eksploatację rozpoczął tam czterowagonowy pojazd GT8N (akronim z niem. GT – *Gelenktriebwagen* – wagon przegubowy, N – *normalspuhr* – normalnotorowy, wyposażony w 8 zestawów kołowych). Pod każdym z wagonów znajdował się pojedynczy wózek umieszczony w środku geometrycznym nadwozia. Widok tramwaju GT8N oraz jego wózka przedstawiono na rys. 5.4.

Pojazd GT8N wpisywał się w niemiecką koncepcję krótkiego wagonu przegubowego, w którym każdy wagon opiera się na pojedynczym wózku, zlokalizowanym centralnie. Powstała ona w latach 50. XX wieku. Pierwsze krótkie wagony przegubowe zastosowano w miejscowości Esslingen k. Stuttgartu. Głównym powodem ich powstania był brak możliwości wjazdu tramwajów przegubowych z wózkami wspólnymi Jakobsa do centrów miast z gęstą zabudową i dużą liczbą łuków o małym promieniu. Dotychczas centra tych miast obsługiwane były wagonami dwuosiowymi, a komunikacja podmiejska – tramwajami przegubowymi z wagonami opartymi na wspólnym wózku. Wózki sąsiadujących ze sobą wagonów połączone były przegubem ustawiającym odpowiednio wózki względem nadwozi w trakcie jazdy po łuku.

Każdy z wózków tramwaju GT8N jest identyczny. Napęd przekazywany jest tylko na jedną z jego osi. Silnik zawieszono w nadwoziu, a moment napędowy przekazywany jest do przekładni za pomocą wału Cardana. W konstrukcji wózka zrezygnowano z klasycznej osi zestawu kołowego i sprzęgnięto oba koła ze sobą za pomocą dwóch przekładni połączonych wspólnym wałem w wózku napędowym. Prędkości kątowe obu kół są identyczne. Zastosowano tu oś portalową łączącą oba koła i dodatkowo połączoną z ramą wózka przegubem.



a)



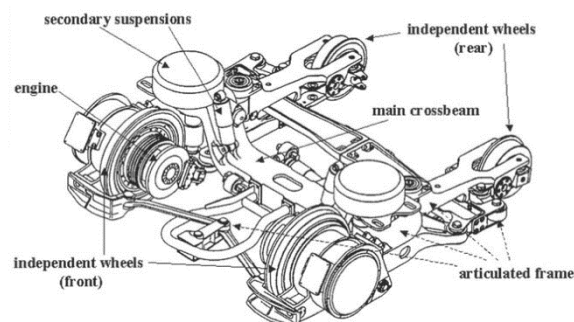
b)

Rys. 5.4. Tramwaj GT8N konsorcjum firm AEG / MAN dla miasta Bremy:
a) widok ogólny tramwaju [72], b) widok wózka oraz układu napędowego [34].

Kilka lat później, w 1993 r., firma La Brugeoise et Nivelles (obecnie Alstom) zaprezentowała pojazd „Tram 2000” dla miasta Brukseli z wózkami niesymetrycznej konstrukcji. Widok tego pojazdu oraz wózka napędowego zaprezentowano na rys. 5.5.



a)



b)

Rys. 5.5. Tramwaj Tram 2000 firmy La Brugeoise et Nivelles dla miasta Brukseli:
a) widok ogólny tramwaju [72], b) widok wózka BAS2000 [15,16].

Nadwozie tramwaju „Tram 2000” składa się z trzech wagonów opartych na trzech wózkach, z czego wózki skrajne są wózkami napędowymi. Analogiczny układ wagonów zastosowano w konfiguracji 3W3, przedstawionej w rozdziale 6.3 niniejszej pracy. Cechą charakterystyczną wózków napędowych pojazdu „Tram 2000” jest ich niesymetryczność. Wyposażono je w koła obracające się niezależnie. Koła zewnętrzne, o większej średnicy, są kołami napędowymi. Silniki wbudowano w piasty tych kół. Punkt oparcia nadwozia na wózku jest przesunięty w stronę kół napędowych. Taka konstrukcja wózka pozwoliła na zastosowanie niskiej podłogi o równym poziomie (bez wzniosów) również nad wózkami.

5.3. Wpływ niezależnie obracających się kół na współpracę zestawu z torem

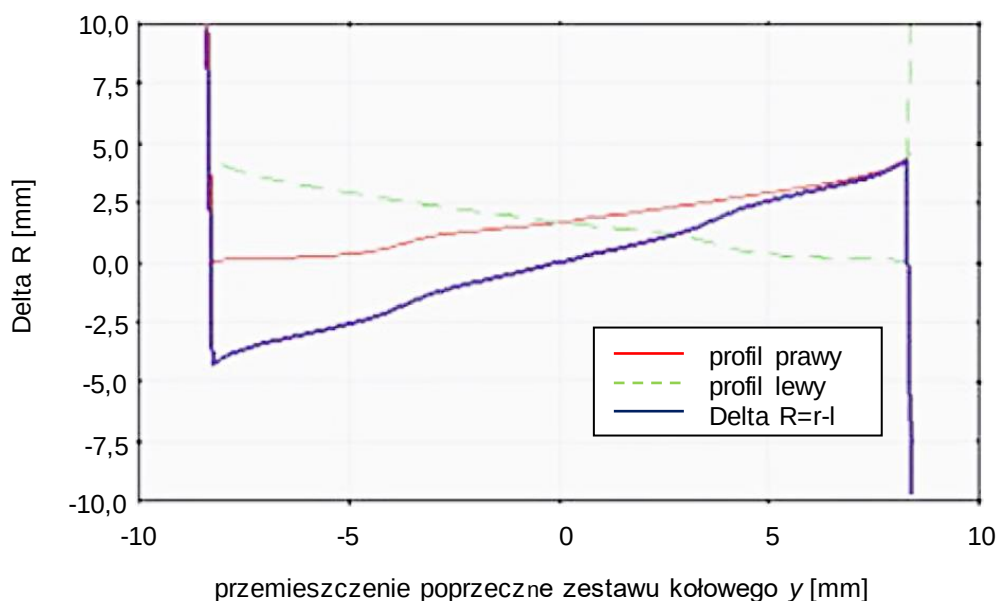
Zastosowanie zestawów kołowych z niezależnie obracającymi się kołami, poza wspomnianymi już zaletami związanymi ze zwiększeniem dostępnego miejsca we wnętrzu czy wysoką prędkością krytyczną jazdy, ma też wady. Brak ruchu wężykowego zestawu kołowego przy niesymetryczności działania sił (np. wynikających z niecentralnego położenia środka ciężkości wspartego na danym wózku wagonu) powoduje wyprowadzenie kół z centralnego położenia na torze i braku tendencji do powrotu do tej pozycji. Klasyczny zestaw kołowy po wyprowadzeniu z równowagi dąży do osiągnięcia pozycji centralnej. W przypadku kół niezależnie obracających się takiego efektu nie ma, co negatywnie wpływa na zużywanie się obręczy tych kół. Rozwiązaniem jest wprowadzenie do układu dodatkowych sił wymuszających centrowanie się zestawu kołowego i wózka w torze. W praktyce realizowane jest to poprzez zmianę momentu napędowego silnika trakcyjnego w wózku napędowym.

Takiej możliwości nie ma jednak w wózkach tocznych. W tramwajach Siemens Avenio centrowanie wózka tocznego zrealizowano poprzez „rozciąganie” przegubowego pojazdu w łuku toru. Wówczas, do kół przedniego wózka napędowego

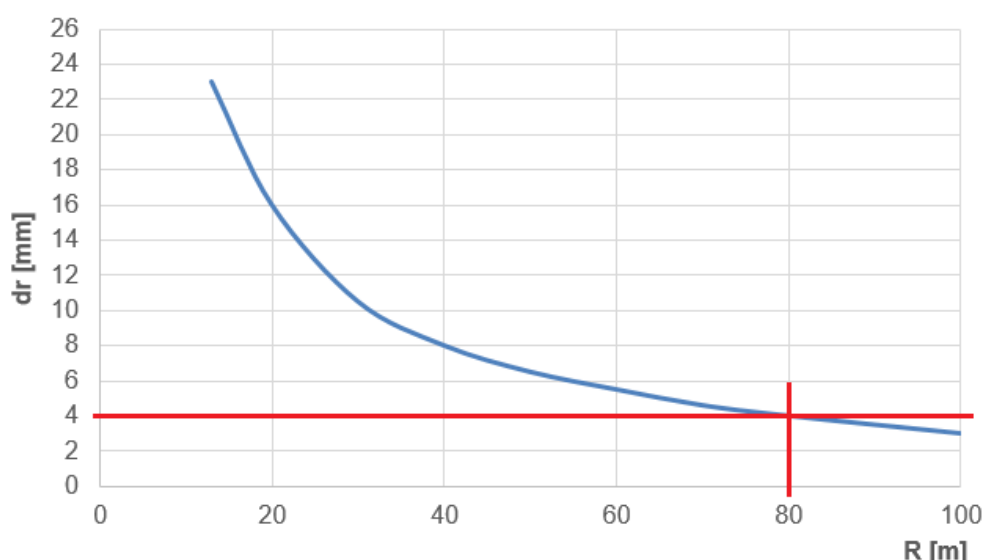
przykładany jest nieco większy moment napędowy niż do kół w tylnym wózku napędowym. Powstała w ten sposób różnica sił wzdłużnych pozwala na zbliżenie wózka tocznego do środka toru. Podobna zasada realizowana jest w przypadku hamowania, ale z przeciwnymi kierunkami działania sił wzdłużnych. Rozwiązanie takie wymaga zastosowania wózków napędowych na obu końcach pojazdu.

W wózkach z klasycznymi zestawami kołowymi każdy z zestawów napędzany jest poprzez pojedynczy zespół silnik-przekładnia. Koła niezależnie obracające się muszą być zasilane oddzielnie, tzn. grupowo lub pojedynczo. Wybór typu napędu kół ma istotne znaczenie dla kształtowania sił kontaktu koło-szyna, w szczególności siły poprzecznej, mającej istotny wpływ na zużywanie się obu współpracujących elementów, a także na poziom bezpieczeństwa przeciw wykolejeniu. Wyniki analizy porównawczej różnych układów sterowania silnikami trakcyjnymi i ich wpływ na uniesienie koła w łuku toru zostały przedstawione w artykułach [27,35].

Minimalny promień łuku toru na szlaku kolejowym wynosi $R=150$ m. Łuki o mniejszym promieniu znajdują się w przypadku torów dojazdowych do lokomotywni lub torów bocznych. Eksploatacja pojazdów kolejowych przebiega głównie na szlakach. Inaczej wygląda to w przypadku tramwajów, których infrastruktura przebiega zazwyczaj przez gęsto zabudowaną przestrzeń miejską. W takich warunkach zachodzi konieczność zastosowania łuków o promieniach znacznie mniejszych niż na szlakach kolejowych. Przy zastosowaniu klasycznego zestawu kołowego składającego się z dwóch kół osadzonych na wspólnej osi za pomocą połączenia wciskowego przy pokonywaniu łuków o małych promieniach kończy się możliwość przejazdu bez znacznego poślizgu. Im mniejszy promień łuku, tym większa różnica promieni okręgów tocznych kół zestawu kołowego jest wymagana w celu uniknięcia tego efektu. Na rys. 5.7, jako przykład, przedstawiono wymaganą różnicę promieni kół do przejazdu bez poślizgu wzdłużnego koła o profilu, którego podstawową charakterystykę pokazano na rys. 5.6.



Rys. 5.6. Zależność pomiędzy przemieszczeniem poprzecznym zestawu kołowego o danym profilu (y) a różnicą promienia koła prawego i lewego (ΔR). (Opracowano na podstawie [41]).



Rys. 5.7. Maksymalna różnica średnic kół dr , która umożliwia przejazd zestawu kołowego przez łuk o danym promieniu R bez poślizgu wzdłużnego, w przypadku kół o średnicy okręgu tocznego 600 mm i rozstawu szyn 1000 mm [41].

Praktyczna możliwość przejazdu bez znacznego poślizgu wzdłużnego wyżej określonego zestawu kołowego kończy się na łuku o promieniu 80 m, co odpowiada różnicy promieni okręgów tocznych równej 4 mm. Dla tej wartości punkt styku znajduje się w pobliżu obrzeża koła i dalsze przemieszczenie poprzeczne zestawu kołowego w poprzek względem osi toru skutkować będzie stykiem szyny z obrzeżem. Zwiększa to wartości sił kontaktowych w punkcie styku koła z szyną, powodując nadmierne zużywanie się bieżni koła oraz generuje hałas o wysokich częstotliwościach.

Wykres przedstawiony na rys. 5.6. odnosi się do koła o danym zarysie zewnętrznym i może się różnić w zależności od zastosowanego profilu. Obrazuje on jednak ogólną tendencję w zachowaniu klasycznych zestawów kołowych na łuku toru.

Rozwiązaniem wyżej opisanego problemu są właśnie zestawy kołowe z niezależnie obracającymi się kołami. Każde z kół może obracać się z odmienną prędkością kątową, podobnie jak w przypadku stosowania mechanizmu różnicowego w osiach napędowych stosowanych w pojazdach drogowych. Zmniejsza to prawdopodobieństwo wystąpienia styku dwupunktowego koła z szyną. Kontakt koło-szyna dla tramwaju z niezależnie obracającymi się kołami został szczegółowo opisany również w pracy [76].

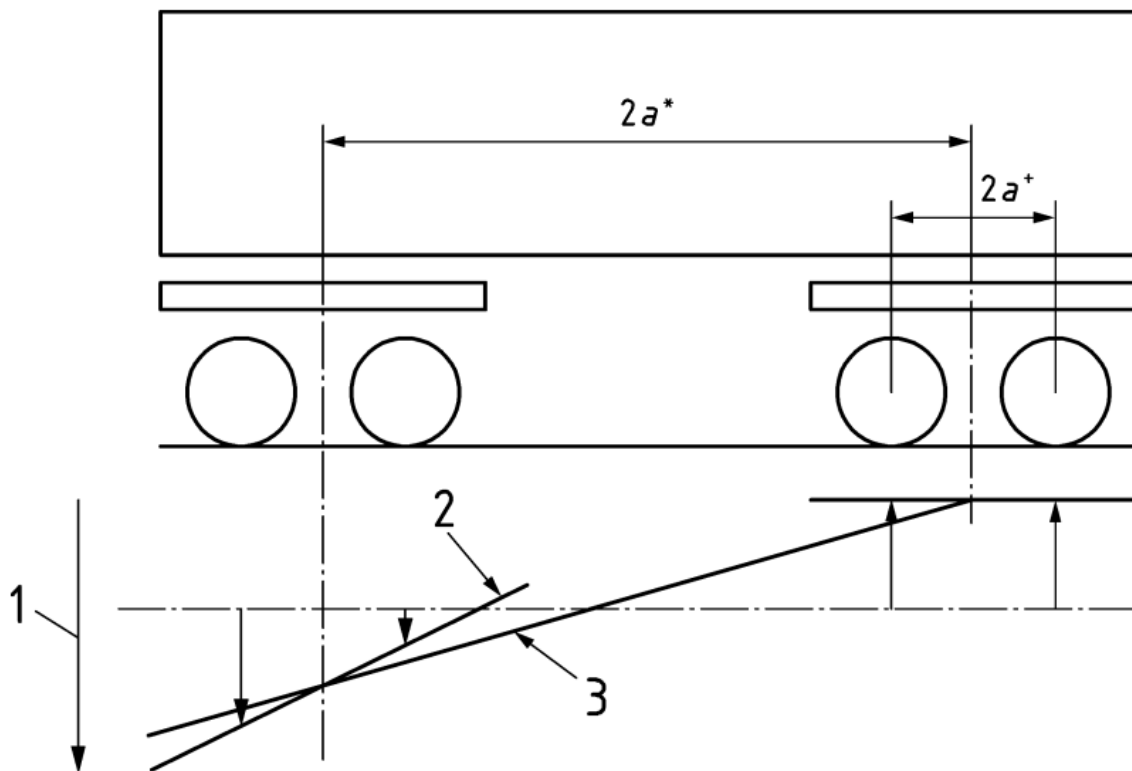
Koła niezależnie obracające się charakteryzują się większym wskaźnikiem Y/Q w trakcie jazdy na łuku toru. Brak jest tu poślizgów wzdłużnych i sił od nich pochodzących, co przekłada się na większą wartość poślizgów poprzecznych i w konsekwencji większą wartość siły poprzecznej Y z jednoczesnym wzrostem wskaźnika Y/Q [44]. Analiza porównawcza wyników symulacji przejazdu pojazdu z klasycznymi zestawami kołowymi oraz wyposażonego w niezależnie obracające się koła została przedstawiona przykładowo w pracy [6].

6. BADANIA WARUNKÓW BEZPIECZEŃSTWA PRZECIW WYKOLEJENIU TRAMWAJÓW

6.1. Stan obecny

Inaczej niż w przypadku pojazdów kolejowych, dla pojazdów tramwajowych w chwili obecnej nie istnieją normy lub inne ogółouropejskie standardy określające sposób sprawdzania poziomu bezpieczeństwa przeciw wykolejeniu takiego pojazdu.

Kwerenda literaturowa wykazała, że przy projektowaniu tramwajów często wykonawców decyduje się na przeprowadzanie symulacji komputerowych częściowo zgodnych z Metodą 1 według normy [11], jak np. w [13]. Jest to podejście niepoprawne, ponieważ tramwaje, musząc wpisać się w miejską infrastrukturę, poruszają się po łukach o promieniu mniejszym niż $R = 150$ m, wymaganym w badaniu normatywnym. Dodatkowo, norma [11] wymaga potwierdzenia bezpieczeństwa przeciw wykolejeniu dla określonej wichrowatości, będącej sumą wichrowatości pojazdu oraz toru. Wichrowatość to stosunek zmiany wysokości (toru, pojazdu) na określonej długości, wyrażony w promilach. Pojęcie to w odniesieniu do wichrowatości pojazdu dobrze ilustruje rys. 6.1.



Rys. 6.1. Schemat do określenia wichrowatości pojazdu. [11]

1 – przemieszczenie pionowe; 2 – wchrowanie na bazie wózka; 3 – wchrowanie na bazie nadwozia

Na rys. 6.1 symbol $2a^*$ oznacza rozstaw pionowych osi obrotu wózków względem ramy nadwozia pojazdu szynowego. Z kolei, $2a^+$ jest rozstawem osi obrotu zestawów kołowych w wózku. Minimalne wymagane wartości liczbowe wichrowatości bazy wózka oraz nadwozia są zależne od wartości parametrów $2a^+$ oraz $2a^*$. Przy wichrowatości bazy wózka określono minimalną wartość wichrowatości jako:

$$g_{\text{lim}}^+ = 7 \text{ [‰]} \quad \text{jeśli } 2a^+ \leq 4 \text{ m,}$$

$$g_{\text{lim}}^+ = \frac{20}{2a^+} + 2 \text{ [‰]} \quad \text{jeśli } 2a^+ > 4 \text{ m.}$$

Z kolei, w przypadku wichrowatości bazy nadwozia minimalna wartość wichrowatości wynosi:

$$g_{\text{lim}}^* = 7 \text{ [‰]} \quad \text{jeśli } 2a^* \leq 4 \text{ m,}$$

$$g_{\text{lim}}^* = \frac{20}{2a^*} + 2 \text{ [‰]} \quad \text{jeśli } 4 \text{ m} < 2a^* \leq 20 \text{ m,}$$

$$g_{\text{lim}}^* = 3 \text{ [‰]} \quad \text{jeśli } 20 \text{ m} < 2a^* \leq 30 \text{ m,}$$

$$g_{\text{lim}}^* = \frac{90}{2a^*} \text{ [‰]} \quad \text{jeśli } 2a^* > 30 \text{ m.}$$

Zgodnie z założeniami metody 1 z normy [11], pojazd przejeżdża przez odcinek zwichrowanego toru na łuku o promieniu R150 m. Wartość wichrowatości w torze wynosi 3‰ (zmiana wysokości szyny zewnętrznej o 90 mm na odcinku 30 m). Różnicę pomiędzy określoną dla danego pojazdu minimalną wartością wichrowatości a wichrowatością na odcinku badawczym toru kompensuje się podkładkami, umieszczanymi w usprężynowaniu I. oraz II. stopnia. Norma [11] w stosunku do Metody 1 przedstawia sposób doboru dodatkowych podkładek wichrujących dla dwóch możliwych konfiguracji nadwozi pojazdu kolejowego: wagonu opartego na dwóch wózkach lub dla wagonu z wózkami Jakobsa, czyli na wspólnym wózku podpierającym dwa sąsiadujące ze sobą nadwozia. Warianty konfiguracji pojazdów tramwajowych są znacznie liczniejsze. Jednak nie ma wśród nich możliwości wprowadzenia dodatkowej wichrowatości na bazie nadwozia w stosunku do tramwaju wyposażonego w wagon wiszący bez wózka, tj. opartego przegubowo na sąsiadujących wagonach z wózkami.

Związek Niemieckich Przedsiębiorstw Komunikacyjnych (niem. *Verband Deutscher Verkehrsunternehmen*) posiada opracowany zestaw dokumentów w formie tzw. „Pism” zawierających wytyczne dotyczące projektowania oraz eksploatacji pojazdów tramwajowych. Zalecenia dotyczące układów jezdnych można znaleźć w trzech Pismach: VDV 150 [51], VDV 151 [52] oraz VDV 156 [53]. Pierwsze dwa Pisma,

tj. 150 oraz 151, poświęcone są odpowiednio pojazdom kolei miejskiej oraz pojazdom kolei podziemnej. W obu dokumentach określono, że istnieje konieczność przedstawienia dowodu bezpieczeństwa przeciw wykolejeniu projektowanego pojazdu szynowego, jednak nie podano konkretnej metody jego wykonania. Jako przykład przytoczono sytuację maksymalnego odciążenia koła równego 60% przy uwzględnieniu tolerancji eksploatacyjnych toru oraz układu jezdni podczas przejazdu przez rampę przechyłkową, co oznacza, że stosunek siły pionowego nacisku danego koła w najniekorzystniejszych warunkach do siły pionowego nacisku statycznego tego koła powinien wynieść nie mniej niż 0,4. W przypadku toru prostego dokument zaleca przyjęcie mniejszej wartości odciążenia, nie precyzując ostatecznej wartości. Pisma te zwracają dodatkowo uwagę na stosowane niekiedy w II. stopniu usprężynowania sprężyny pneumatyczne. Charakteryzują się one progresywną charakterystyką. Po opróżnieniu miecha pneumatycznego z powietrza (np. w sytuacji awaryjnej) nadwozie opiera się bezpośrednio na sprężynie gumowo-metalowej (awaryjnej), której sztywność pionowa jest kilku-kilkunastokrotnie większa niż w przypadku układu z powietrzem w miechu. Dowód bezpieczeństwa przeciw wykolejeniu w takim przypadku również powinien zostać przedstawiony.

Pismo VDV 156 [53] dotyczące tramwajowych wagonów doczepnych bez własnego napędu również wymaga przedstawienia dowodu bezpieczeństwa przeciw wykolejeniu. Opisuje ono krótko przebieg badania lub dowód obliczeniowy w przypadku scenariusza powolnego wyjazdu z łuku toru z największym występującym w danej sieci tramwajowej pochyleniem rampy przechyłkowej z jednoczesnym uwzględnieniem maksymalnych dopuszczalnych tolerancji eksploatacyjnych.

Włoska norma UNI 11174 [73] również zaleca przyjęcie maksymalnego dopuszczalnego odciążenia koła, nie większego niż 60%, podczas przejazdu przez tor zwichrowany. Określa ona potrzebę weryfikacji bezpieczeństwa przeciw wykolejeniu w przypadku awarii sprężyn pneumatycznych II. stopnia usprężynowania niewypełnionych powietrzem.

Krajowe przepisy również nie precyzują, w jaki sposób producent powinien potwierdzić bezpieczeństwo przeciw wykolejeniu nowego pojazdu tramwajowego. Ogólne wymagania konstrukcyjne dotyczące pojazdu eksploatowanego w Polsce określa rozporządzenie [9], a zakres badań homologacyjnych przedstawiono w dokumencie [10].

Ogółem, w większości dostępnych dokumentów formalnych, określających wymagania konstrukcyjne dla pojazdów tramwajowych lub w specyfikacjach technicznych na zakup nowego taboru temat bezpieczeństwa przeciw wykolejeniu nie jest podejmowany. Dominują w nich tematy związane z wnętrzem pojazdu, jego wyposażeniem i podstawowym zakresem badań przed dostarczeniem do Klienta w formie pomiaru drogi hamowania, czy próby niezawodnościowej w postaci przejazdu określonej liczby kilometrów przed odbiorem przez Klienta.

Bezpieczeństwo przeciw wykolejeniu pojazdów tramwajowych jest bardzo istotnym aspektem w trakcie procesu projektowego. Głównym przeznaczeniem tramwajów są przewozy masowe w dużych zespołach miejskich. W odróżnieniu od pojazdów kolejowych, stosunek masy tramwaju obciążonego do masy pojazdu

w stanie pustym jest większy. W związku z tym, zarówno I. jak i II. stopień usprężynowania wózka musi charakteryzować się większą sztywnością niż w pojazdach kolejowych. Kolejnym ograniczeniem jest minimalny dopuszczalny prześwit pomiędzy nadwoziem tramwaju a torem, wymagany przez właścicieli danej infrastruktury. W połączeniu z wymogiem niskopodłogowości tramwaju (tj. wysokości podłogi na poziomie 350 mm względem pgs lub niższym), dodatkowo powoduje to konieczność usztywniania zawieszenia pojazdu w celu minimalizacji ruchów pionowych. Aby sprostać powyższym wymaganiom konieczne staje się stosowanie sprężyn o progresywnej charakterystyce sztywnościowej, czyli o zwiększającej się sztywności w funkcji zwiększającego się obciążenia pionowego. Warunek ten spełniają wulkanizowane elementy gumowo-metalowe, których charakterystykę można niemal dowolnie kształtować uwzględniając jedynie ograniczenia wynikające z dostępności miejsca do ich wbudowania. Innym rozwiązaniem jest stosowanie gumowo-metalowych ograniczników ruchów (tzw. odbijaków) wspólnie ze sprężynami śrubowymi.

Eksploatacja pojazdów tramwajowych dokonywana jest przez cały rok, w tym w okresie zimowym w niskich, także ujemnych temperaturach. Guma jako materiał charakteryzuje się zwiększaniem sztywności przy spadku temperatury otoczenia. Ten aspekt musi być uwzględniony przy projektowaniu układu jezdni tramwaju. Zwiększenie sztywności powoduje zmniejszenie amplitud wzajemnych ruchów elementów tramwaju połączonych usprężynowaniem pod wpływem takich samych sił obciążających. Wpływa to na właściwości jezdni pojazdu tramwajowego i może zwiększyć prawdopodobieństwo jego wykolejenia.

Warunki prowadzenia tramwajowego zestawu kołowego są całkowicie odmienne niż w przypadku pojazdu kolejowego. Tramwaje przejeżdżają przez łuki o dużo mniejszym promieniu niż szynowe pojazdy kolejowe. Dla pojazdów kolejowych minimalny promień łuku na torze szlakowym wynosi $R = 150$ m. Na łukach o takim właśnie promieniu wykonywane są badania warunków bezpieczeństwa przeciw wykolejeniu. Z kolei, promienie łuków warsztatowych, występujących najczęściej w torach dojazdowych do hal lokomotywni, mogą wynosić 80-100 m. Natomiast w przypadku pojazdów tramwajowych najmniejszy promień łuku toru na terenie zajezdni lub pętli nawrotnej może wynieść jedynie 16-18 m. Przy tak małych wartościach promieni łuków toru zamiast klasycznych szyn stosuje się szyny rowkowe zabezpieczające zsuwanie się kół tramwaju do wnętrza toru. Wówczas, pochylenie rowka szyny musi charakteryzować się większą wartością kątową niż pochylenie obrzeża profilu koła tramwaju. W trakcie przejazdu tramwaju na łuku o minimalnym promieniu część kół zaczyna stykać się z rowkiem szyny, przez co większość siły poprzecznej przenoszona jest poprzez zewnętrzną część obrzeża. Takie zjawisko nie występuje w przypadku pojazdów kolejowych z racji stosowania dla nich wyłącznie klasycznych szyn. W związku z tym, stosowanie kryterium Nadala zgodnie ze wzorem (2.20) w stosunku do obu typów pojazdów szynowych jest nieuprawnione. Parametrem jednoznacznie definiującym bezpieczeństwo przeciw wykolejeniu tramwaju powinno być uniesienie koła. Porównanie wartości otrzymanej w wyniku badania z wyznaczoną wartością graniczną przy wzajemnej kombinacji kształtu geometrycznego profilu koła i szyny da jednoznaczną odpowiedź dotyczącą zapasu bezpieczeństwa w odniesieniu

do ocenianego kryterium. Uniesienie koła ponad dopuszczalną wartość znacznie zwiększa prawdopodobieństwo wystąpienia wykolejenia, niezależnie od konfiguracji wagonów i wózków analizowanego pojazdu. W najnowszej, obowiązującej normie [11] uniesienie koła jest jedynym kryterium oceny bezpieczeństwa przeciw wykolejeniu według Metody 1. Stosunek siły poprzecznej Y do siły pionowego nacisku Q służy jedynie do oceny warunków tarcia pomiędzy kołem a szyną.

6.2. Nowa metoda wykorzystania symulacji komputerowej do określania poziomu bezpieczeństwa przeciw wykolejeniu pojazdów tramwajowych

Przeprowadzone rozeznanie informacji literaturowych oraz obowiązujących norm i przepisów dotyczących pojazdów kolejowych oraz tramwajowych pozwala stwierdzić, że stosowanie istniejących metod badania warunków bezpieczeństwa przeciw wykolejeniu pojazdów kolejowych do badań tramwajów nie jest uprawnione. Duże różnice konstrukcji oraz warunków ruchu obu typów pojazdów szynowych wymagają opracowania nowej metody określania poziomu bezpieczeństwa przeciw wykolejeniu pojazdów tramwajowych. Jest to przedmiotem niniejszego podrozdziału.

Podstawowe założenia nowej metodyki badań przeprowadzanych przy wykorzystaniu symulacji komputerowej do określenia poziomu bezpieczeństwa przeciw wykolejeniu pojazdów tramwajowych przedstawione zostały w pracy [28]. Do czasu opublikowania tego artykułu nie pojawiły się prace koncentrujące się ściśle na metodyce badań warunków bezpieczeństwa przeciw wykolejeniu tramwajów.

Założenia dla nowej metody badań symulacyjnych są następujące:

1. Brak stosowania dodatkowych podkładek wchrujących w I. oraz II. stopniu usprężynowania pojazdu.
2. Badanie przeprowadzane są na łukach toru o reprezentatywnym promieniu 18, 25, 50 oraz 150 metrów.
3. Badanie przeprowadzane są na torze o rozstawie szyn pomiędzy wartością nominalną i maksymalną dopuszczalną z gradacją co 5 mm.
4. Kombinacja profilu główki szyny oraz zarysu zewnętrznego koła zgodna ze stosowanymi w przypadkach infrastruktury torowej danej aglomeracji miejskiej.
5. Wjazd oraz wyjazd z łuku dokonywany jest poprzez rampy przechyłkowe o nachyleniu 1:150, co odpowiada wchrowatości 6,67 ‰.
6. Dodatkowa wchrowatość na wyjściu z łuku na szynie zewnętrznej równa jest 3,33 ‰, co daje łączną wchrowatość toru badawczego równą 10,0 ‰. Odpowiada to stanowi toru przeznaczonemu do remontu.
7. Dopuszcza się dwukrotne zwiększenie sztywności wszystkich zastosowanych w układzie jezdnym elementów gumowo-metalowych, odzwierciedlające oddziaływanie niskich temperatur otoczenia.

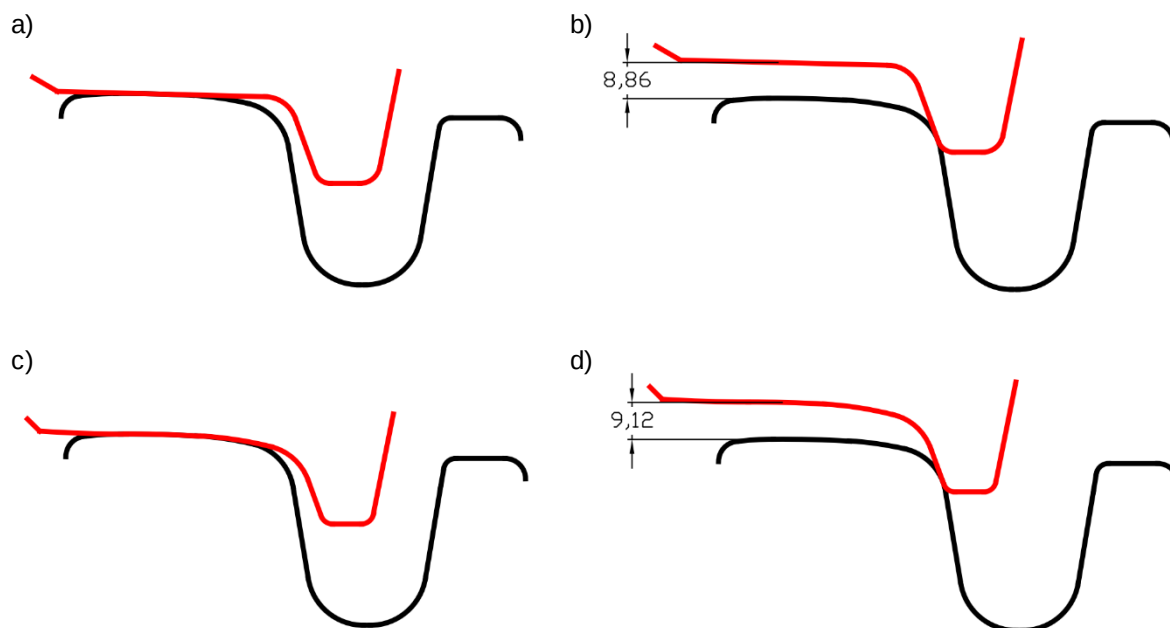
Opisana metoda jest w pełni uniwersalna i może być stosowana do pojazdów we wszystkich możliwych konfiguracjach wagonów i wózków. Wchrowatość w badanym układzie charakteryzuje wyłącznie tor i nie ma w związku z tym

konieczności stosowania dodatkowych podkładek wchrujących w usprężynowaniu pojazdu. Proponowana metoda jest skalowalna i może być wykonywana na łukach o mniejszym promieniu, jeśli w infrastrukturze torowej danej aglomeracji miejskiej takie łuki występują lub analizowany pojazd ma być do nich przystosowany.

Profil główki szyny i koła jezdnych oraz rozstaw szyn są zależne od parametrów infrastruktury torowej aglomeracji miejskiej. Przykładowo, w przypadku toru o nominalnym rozstawie szyn 1435 mm w większości systemów tramwajowych w Polsce, maksymalna dopuszczalna wartość tego rozstawu wynosi 1450 mm. W związku z tym, badania będą przeprowadzane dla rozstawów szyn: 1435 mm, 1440 mm, 1445 mm oraz 1450 mm.

Z racji mnogości stosowanych profili główek szyn oraz zarysów zewnętrznych kół jezdnych w różnych krajach, sprawdzenie wszystkich kombinacji nie jest możliwe. Dlatego, proponuje się określenie możliwych par profili koło-szyna dla zadanej sieci tramwajowej. W każdej z takich kombinacji należy określić graniczną wartość uniesienia koła, podobnie jak w przypadku wartości granicznej D_z zgodnie z Metodą 1 normy [11], opisaną szczegółowo w rozdziale 4. pt. „Badania warunków bezpieczeństwa przeciw wykolejeniu”. Jako przykład mogą posłużyć zarysy zewnętrzne kół „T” oraz „PST”, określone parametrycznie w normie [54], stosowane w większości torowych infrastruktur krajowych. W ostatnich latach były podejmowane próby opracowania nowego, optymalnego profilu koła na podstawie danych z eksploatacji [14,67,68,69]. Jednak do chwili obecnej, poza lokalnym wykorzystywaniem badawczym, nie został on znormalizowany.

Kombinacja zarysów zewnętrznych obręczy kół „T” oraz „PST” z szyną Ri60 w stanie nominalnym i przy maksymalnie uniesionym kole jezdnym przedstawiona została na rys. 6.2.



Rys. 6.2. Kombinacja zarysów zewnętrznych kół tramwajowych „T” oraz „PST” z szyną Ri60:
 a) profil koła „T” w pozycji nominalnej, b) profil koła „T” maksymalnie uniesiony względem szyny,
 c) profil koła „PST” w pozycji nominalnej, d) profil koła „PST” maksymalnie uniesiony względem szyny.

Zgodnie z sytuacją przedstawioną na rys. 6.2., maksymalne uniesienie koła przy kombinacji profilu koła „T” z szyną Ri60 wyniosło 8,86 mm, a maksymalne uniesienie koła przy kombinacji profilu koła „PST” z szyną Ri60 – odpowiednio 9,12 mm. W związku z tym, w obu tych przypadkach bezpieczne jest przyjęcie granicznej wartości uniesienia koła $D_{z,lim}$ zaokrąglonej w dół do 8,5 mm.

Rys. 6.2 w wyraźny sposób przedstawia, że zastosowanie prostego modelu tarcia w przypadku kontaktu koła pojazdu tramwajowego z szyną nie jest zasadne. Zarówno koło jak i szyna posiadają charakterystyczny zarys. W normalnych warunkach eksploatacji kontakt koła z szyną ma miejsce na powierzchni tocznej koła (widoczny na rys. 6.2 a) oraz 6.2 c)), natomiast w sytuacjach ekstremalnych – wyłącznie na powierzchni obrzeża koła (rys. 6.2 b) oraz 6.2 d)). Z wyłączeniem sytuacji awaryjnych, na przykład zablokowania obrotu koła wskutek zazwyczaj stopienia elementów składowych łożyska, koło toczy się po szynie, która ułożona jest w linii prostej lub prowadzona po łuku. W łukach torów o małym promieniu z racji wyczerpania możliwości prowadzenia kinematycznego klasycznego zestawu kołowe pojawiają się poślizgi wzdłużne, co szerzej zostało opisane w punkcie 5.3.

Sytuacje prezentowane na rys. 6.2. przedstawione są w uproszczeniu w celu ukazania problematyki unoszenia się koła o danym zarysie zewnętrznym względem szyny tramwajowej. W rzeczywistości oś obrotu koła nie pokrywa się z promieniem łuku toru, a kąt pomiędzy osią obrotu koła a promieniem łuku nazywany jest kątem nabiegania koła na szynę. Niezerowy kąt nabiegania powoduje zjawisko wyprzedzania kontaktu, tzn. kiedy pole kontaktu koła z szyną znajduje się przed osią obrotu koła.

Przedstawiona powyżej złożoność zagadnienia kontaktu koła z szyną nie pozwala na uproszczanie tego modelu. Zasadne jest przyjmowanie teorii Kalkera z uwzględnieniem rzeczywistego zarysu koła i szyny, w szczególności w analizach bezpieczeństwa przeciw wykolejeniu, gdzie jako kryterium graniczne postawiono określoną wartość uniesienia koła względem powierzchni tocznej szyny.

W proponowanej nowej metodzie określania poziomu bezpieczeństwa przeciw wykolejeniu elementy gumowo-metalowe usprężynowania pojazdu charakteryzują się usztywnianiem wraz ze spadkiem temperatury otoczenia. Zastosowanie w niej współczynnika usztywnienia równego 2 ma odzwierciedlić negatywny wpływ otoczenia na usprężynowanie pojazdu. Należy pamiętać, że wzrost sztywności usprężynowania ma wpływ na zwiększenie uniesienia koła, co zostało przedstawione w artykule [25].

6.3. Symulacje komputerowe jazdy tramwajów o różnych konfiguracjach wagonów

W celu sprawdzenia wpływu konfiguracji pojazdu na uniesienie koła podczas jazdy na łuku przeprowadzono serię symulacji komputerowych przy wykorzystaniu nowo opracowanej metody określania poziomu bezpieczeństwa przeciw wykolejeniu tramwajów. Przygotowano łącznie 7 konfiguracji wagonów i wózków pojazdów tramwajowych, które w sposób schematyczny zaprezentowano na rys. 6.3. Krótki opis każdej z konfiguracji przedstawiono w tabeli 6.1.

Tabela 6.1. Zestawienie konfiguracji tramwajów do symulacji komputerowych bezpieczeństwa przeciw wykolejeniu.

Oznaczenie konfiguracji	Liczba wagonów	Układ wózków	Typ wózków
1W / 1W-IRW	1	Bo'Bo'	Obrotowe
2WJ / 2WJ-IRW	2	Bo' $\bar{2}$ 'Bo'	Skrajne: obrotowe Pośredni: Jakobsa
3W1/ 3W1-IRW	3	Bo'2'+2'Bo'	Obrotowe
3W2 / 3W2-IRW	3	Bo'+2'2'+Bo'	Obrotowe
3W3 / 3W3-IRW	3	Bo'+2'+Bo'	Skrajne: obrotowe Pośredni: nieobrotowy
3W4 / 3W4-IRW	3	Bo'+2'+Bo'	Nieobrotowe
5W / 5W-IRW	5	Bo'+2'+Bo'	Nieobrotowe

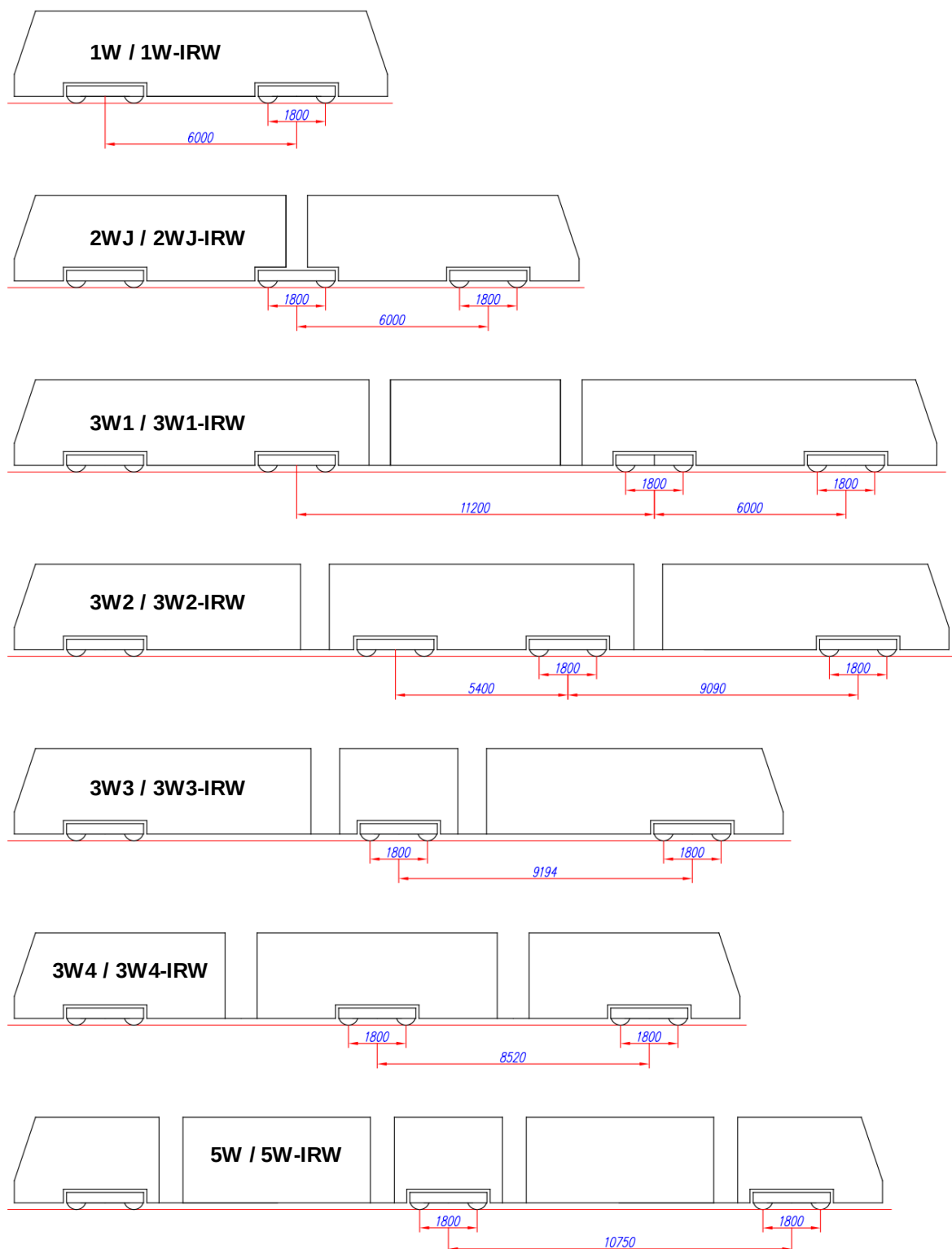
Układ wózków w każdej z konfiguracji podano zgodnie z kartą UIC 650 „*Standard designation of axle arrangement on locomotives and multiple-unit sets*”. W powyższym dokumencie przyjęto następujące oznaczenia:

Bo' – wózek napędowy, wyposażony w dwa zestawy kołowe, z napędem indywidualnym na każdy zestaw kołowy

2' – wózek toczny, wyposażony w dwa zestawy kołowe

$\bar{2}$ ' – wózek toczny Jakobsa (na którym opierają się dwa, sąsiadujące wagony), wyposażony w dwa zestawy kołowe

Symbolem „+” oddzielono od siebie poszczególne wagony.



Rys. 6.3. Schemat przyjętych konfiguracji pojazdów tramwajowych do porównawczych symulacji komputerowych bezpieczeństwa przeciw wykojeniu.

Podsumowując, przy przygotowywaniu każdej konfiguracji kierowano się poniżej sformułowanymi zasadami:

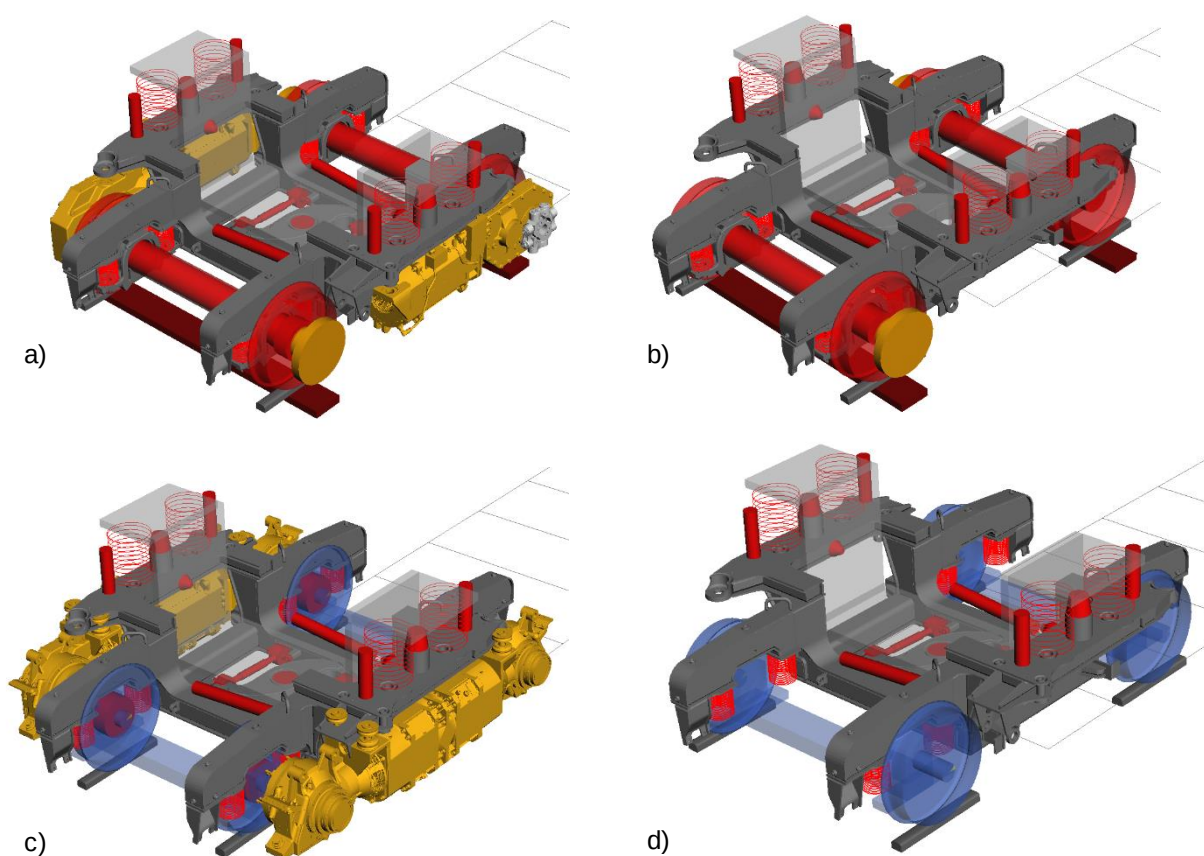
1. Każdy z tramwajów wyposażony jest w skrajne wózki napędowe oraz pośrednie wózki toczne z wyjątkiem tramwaju typu 1W, który nie posiada wózków pośrednich.
2. Wszystkie wózki wszystkich możliwych konfiguracji charakteryzują się identycznymi elementami podatnymi i tłumiącymi, a w konsekwencji identycznymi sztywnościami usprężynowania.
3. Masa wagonów została tak rozłożona, aby każde z kół każdego z wózków pojazdów wywierało siłę pionowego nacisku na szynę o wartości ok. 30 kN.
4. Przejazd wirtualny każdego z tramwajów realizowany jest w stanie pustym, bez obciążenia pasażerami.
5. Każdy z tramwajów został wykonany w wersji z klasycznym zestawem kołowym oraz w wersji z kołami niezależnie obracającymi się, co w niniejszej rozprawie oznaczane będzie indeksem „IRW” w przypadku tego typu konfiguracji.
6. Każdy z wózków tramwajów został wykonany w wersji normalnotorowej o nominalnym rozstawie szyn 1435 mm oraz w wersji wąskotorowej o nominalnym rozstawie szyn 1000 mm.

W większości przypadków do napędu pojazdów tramwajowych stosowane są elektryczne silniki asynchroniczne prądu przemiennego z wentylacją własną. Sterowanie prędkością obrotową i momentami napędowymi silników realizowane jest za pomocą algorytmów opracowanych przez producentów falowników trakcyjnych zasilających te silniki. Szczegóły algorytmu sterowania momentami i prędkością obrotową kół stanowią przedmiot ochrony intelektualnej przedsiębiorstw. Dostęp do przyjętych w nich założeń jest utrudniony. W związku z powyższym, do potrzeb scenariuszy symulacyjnych przyjętych w niniejszej rozprawie opracowano alternatywny algorytm sterowania wartościami momentów napędowych silników oraz prędkością obrotową kół jezdnych wózków napędowych tramwajów z portalowymi zestawami kołowymi. Algorytm ten zostanie opisany w dalszej części rozprawy.

Modele fizyczne i matematyczne pojazdów tramwajowych oraz ich wózków przygotowano przy wykorzystaniu oprogramowania SIMPACK przy uwzględnieniu specyfiki ich rozwiązań konstrukcyjnych. W związku z tym, należało brać pod uwagę następujące cechy tych rozwiązań:

Zestaw kołowy tramwaju połączony jest w sposób obrotowy z obudowami łożysk i może obracać się wokół osi poprzecznej danej obudowy. W I. stopniu usprężynowania łączącym obudowę łożyska z ramą wózka zastosowano stożkowe sprężyny gumowo-metalowe, które oprócz obciążeń pionowych przenoszą również siły wzdłużne na ramę wózka. Przy każdej obudowie łożyska znajdują się dwie takie sprężyny stożkowe. W rzeczywistości dyssypacja energii drgających ruchów pionowych usprężynowania realizowana jest przez tłumienie w elastomerze wykazujące znaczące na ogół pętle histerezy. II. stopień usprężynowania stanowią cztery komplety śrubowych sprężyn stalowych. Każdy komplet składa się ze sprężyny

wewnętrznej oraz sprężyny zewnętrznej. Na sprężynach śrubowych opiera się belka bujakowa połączona z nadwoziem tramwaju. W przypadku wózków nieobrotowych belka bujakowa połączona jest z nadwoziem w sposób sztywny, a w przypadku wózków obrotowych umożliwiony jest jej ruch rotacyjny wokół osi pionowej danego nadwozia. Siły wzdłużne z ramy wózka na belkę bujakową przekazywane są poprzez układ dwóch cięgieł trakcyjnych połączonych z jarzmem. W środku jarzma znajduje się łożysko gumowo-metalowe. Pionowe oraz poprzeczne ruchy nadwozia względem wózka ograniczane są gumowo-metalowymi odbijakami. Za tłumienie ruchów pionowych oraz poprzecznych II. stopnia usprężynowania odpowiadają amortyzatory hydrauliczne, tj. 4 amortyzatory pionowe i 2 amortyzatory poprzeczne. Widok modeli fizycznych wózków napędowych oraz tocznych z klasycznymi zestawami kołowymi lub z kołami niezależnie obracającymi się przedstawiono na rys. 6.4.



Rys. 6.4. Modele fizyczne wózków tramwajów o analizowanych konfiguracjach:

- a) wózek napędowy z klasycznymi zestawami kołowymi, b) wózek toczny z klasycznymi zestawami kołowymi, c) wózek napędowy z zestawami z niezależnie obracającymi się kołami, d) wózek toczny z zestawami z niezależnie obracającymi się kołami.

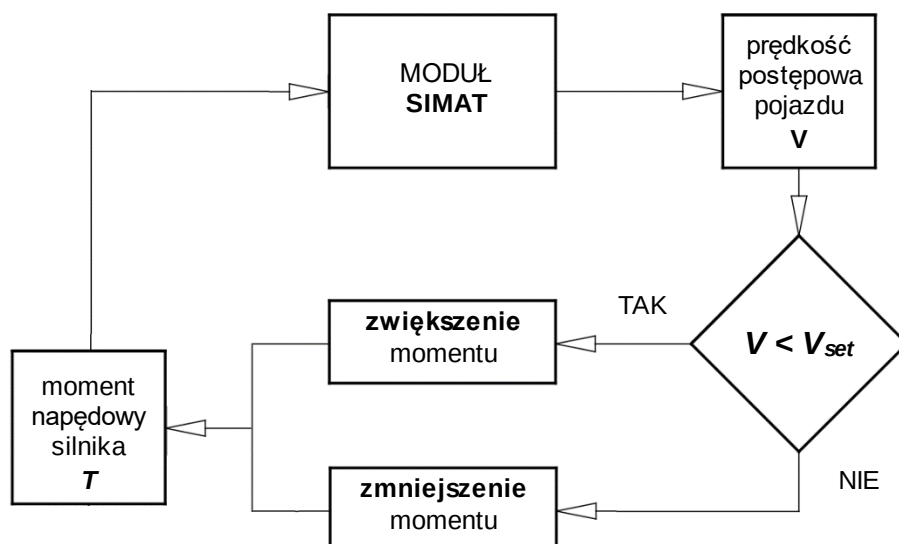
Jak opisano w punkcie 2.5, przyjęte modele fizyczne pojazdów tramwajowych składają się z reprezentujących bezwładności nadwozi, ram wózków i zestawów kołowych nieodkształcalnych brył sztywnych połączonych ze sobą bezmasowymi elementami sprężysto-tłumiącymi imitującymi działanie usprężynowań I. i II. stopnia.

Jako model kontaktu koła z szyną przyjęto model bazujący na uproszczonej, liniowej teorii Kalkera oraz na algorytmie FASTSIM zaimplementowanym w ramach oprogramowania Dassault SIMPACK. Przy wykorzystaniu liniowej teorii Kalkera, jak wynika z równań (2.15) i (2.16), siły i moment kontaktu między kołami jezdnyymi a szynami są wyrażone jako iloczyny składowych poślizgu i zmiennych w czasie współczynników, które zdefiniowano w podrozdziale 2.4. Składowe poślizgu wzdłużnego, poprzecznego i obrotowego są wyrażone jako funkcje pochodnych po czasie odpowiednich współrzędnych uogólnionych opisujących ruch modelu pojazdu tramwajowego. Dlatego, traktując siły i momenty kontaktu jako siły i momenty wewnętrzne w badanym układzie mechanicznym, pochodne te występują w wektorze

$\dot{q}$ równania ruchu (2.17). Konsekwentnie, owe zmienne w czasie współczynniki zawarte są w macierzy tłumienia C tego równania. Chwilowe wartości tych współczynników są wyznaczone w każdym kroku numerycznego całkowania układu równań różniczkowych (2.17) przy wykorzystaniu bieżąco obliczanych sił nacisku kół jezdnych pojazdu tramwajowego na szyny i położeń punktów wzajemnego kontaktu powierzchni toczonej tych elementów. Na tej podstawie, za pomocą znanych po każdym kroku bezpośredniego całkowania przeprowadzanej symulacji komputerowej aktualnych wartości sił nacisku normalnego oraz przy założeniu współczynnika tarcia równego 0.36 wyznaczone są długości półosi a oraz b elips kontaktu koło-szyna zgodnie z teorią Hertza. Następnie, metodą interpolacji obliczane zostają adekwatne do tych parametrów wartości stabelaryzowanych współczynników poślizgów Kalkera wspomnianych w podrozdziale 2.4. Ostatecznie, wykorzystując równanie (2.15) wyznaczone są na tej podstawie zmienne w czasie współczynniki macierzy C proporcjonalności pomiędzy siłami i momentami kontaktu a odpowiednimi składowymi poślizgu koło-szyna.

Odrębnym, lecz niemniej ważnym elementem symulacji komputerowych ruchu opisanego powyżej modelu pojazdu tramwajowego w wersji z niezależnie obracającymi się kołami jest sterowanie prędkościami obrotowymi tych kół. Głównym parametrem odczytywanym na podstawie wyniku symulacji ruchu modelu pojazdu jest prędkość danego koła w wózku napędowym, gdzie pomijany jest odczyt prędkości kół wózków tocznych, ponieważ w ich konstrukcji nie ma elementu wykonawczego, czyli silnika zdolnego do zwiększania prędkości obrotowej kół. Następnie, znając promień danego koła, odczytane wartości jego prędkości kątowej przeliczane są do prędkości ruchu postępowego. Te prędkości porównywane są z zadaną wartością prędkości koła wynikającej kinematycznie z jazdy tramwaju na torze o zadanych parametrach geometrycznych. Gdy wartości prędkości chwilowych kół są inne niż wartości zadane, to wprowadzana jest zmiana momentu napędowego przekazywanego do danych kół. Wyżej opisany ogólny algorytm sterowania prędkością kątową kół można rozpatrywać w dwóch wariantach: W pierwszym z nich moment napędowy zmniejszany jest do minimalnej wartości równej 0, natomiast w drugim wariancie uwzględniono proces hamowania. Realizowany jest on poprzez ujemny moment hamujący przyłożony do danego koła w przypadku, gdy prędkość danego koła przekraczała nominalną wartość zadaną.

Praktyczną realizację algorytmów sterowania wykonano przy wykorzystaniu oprogramowania MATLAB z modułem SIMAT. Uogólniony schemat układu sterowania napędem silników trakcyjnych wózków napędowych tramwajów z niezależnie obracającymi się kołami przy zastosowaniu programów MATLAB z modułem SIMAT oraz SIMPACK przedstawiono na rys. 6.6.



Rys 6.6. Ogólny schemat algorytmu sterowania silnikami w wózkach z IRW za pomocą sprzężonych programów SIMPACK – MATLAB

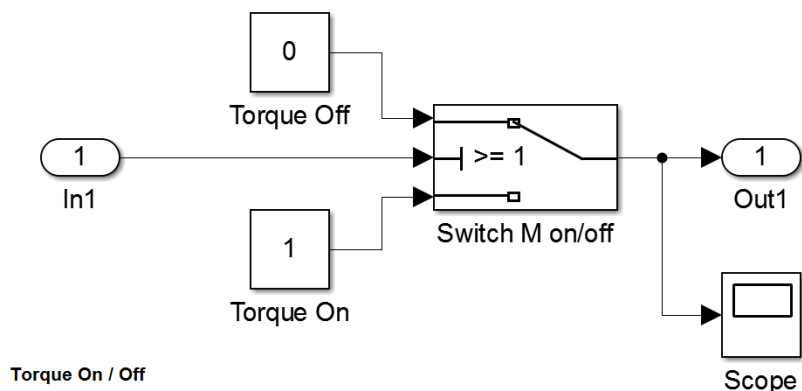
Koncepcja sterowania chwilowymi wartościami $T_k(t)$ momentów napędowych przykładanych do poszczególnych kół jezdnych pojazdu tramwajowego sprowadza się do realizacji typowego algorytmu PI opisanego następującym równaniem:

$$T_k(t) = T_k^n(v_n) + k_{PK} \cdot (r\omega_k(t) - v_k(v_n)) + k_{IK} \cdot \int_0^t (r\omega_k(\tau) - v_k(v_n)) d\tau, \quad (6.1)$$

gdzie $T_k^n(v_n)$ oznacza nominalną wartość momentu napędowego k -tego koła przy prędkości jazdy tramwaju v_n , $\omega_k(t)$ jest chwilową prędkością kątową tego koła, $v_k(v_n)$ oznacza prędkość ruchu postępowego k -tego koła związaną kinematycznie z prędkością jazdy tramwaju v_n , t jest czasem, r promieniem koła jezdnego, a k_{PK} i k_{IK} oznaczają odpowiednio wzmocnienia regulatora proporcjonalnego i całkowego. Wartości liczbowe tych wzmocnień są zazwyczaj ustalone w ramach danego programu sterującego jazdą pojazdu szynowego. Procedura sterowania chwilowymi wartościami tych momentów napędowych przebiega następująco:

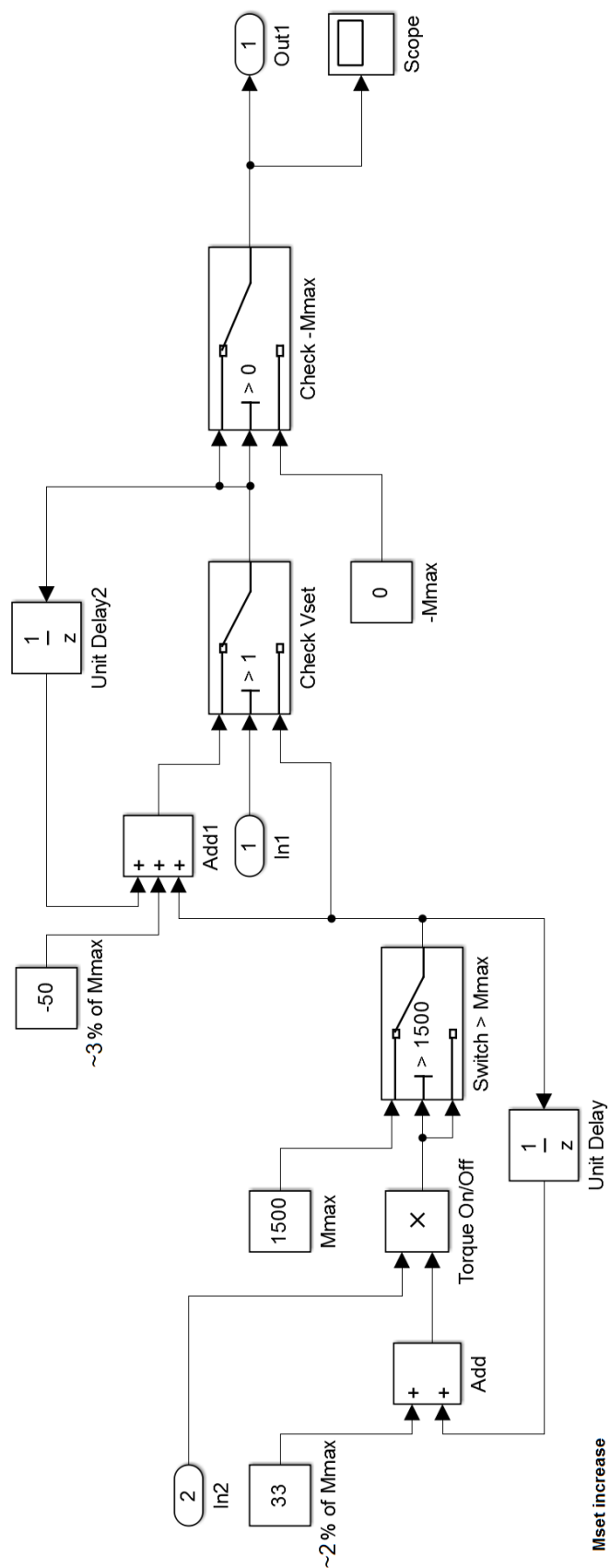
W pierwszym kroku, na podstawie obliczeń za pomocą modelu komputerowego funkcjonującego w programie SIMPACK, odczytywana jest prędkość kątowa każdego z kół $\omega_k(t)$ (oznaczona jako „\$S_model.\$S_MBx.\$Y_wheel_ij_angular_velocity”, gdzie x oznacza indeks wózka definiujący jego pozycję w pojeździe, a ij określa skrótowe oznaczenie pozycji koła w wózku, tj.: przednie / tylne / prawe / lewe). Następnie, każda z odczytanych prędkości kątowych przeliczana jest do postaci prędkości ruchu postępowego jako wynik jej przemnożenia przez promień koła r , który w przypadku wszystkich kół jest jednakowy, a do symulacji przyjmowano wartości promieni koła w stanie nowym. W stosunku do układów zasilania grupowego, tj. wszystkich układów poza tymi, w których każdy z czterech silników trakcyjnych sterowany jest niezależnie od pozostałych, zarówno wersji zasilania nieuwzględniającego i uwzględniającego

hamowanie, prędkości ruchu postępowego danej grupy kół są uśredniane. Wyznaczona w powyższy sposób prędkość ruchu postępowego kół lub średnia prędkość ruchu postępowego grupy kół przekazywana jest do kolejnych modułów oznaczonych jako „Torque On/Off” oraz „Mset increase”, gdzie moduł „Torque On/Off” odpowiada za sygnał włączania lub wyłączania momentu napędowego. Schemat blokowy tego modułu przedstawiono na rys. 6.7.



Rys. 6.7. Schemat blokowy modułu „Torque On/Off”

W module „Torque On/Off” prędkość ruchu postępowego koła $r\omega_k(t)$ lub średnia prędkość ruchu postępowego grupy kół porównywana jest z zadaną wartością prędkości $V_k(v_n)$. W przypadku, gdy zmierzona prędkość ruchu postępowego $r\omega_k(t)$ jest większa lub równa prędkości zadanej $V_k(v_n)$, w omawianym przypadku do wyjścia z modułu przekazywany jest sygnał wyłączenia momentu napędowego 0. Przy prędkości $r\omega_k(t)$ mniejszej niż prędkość zadana $V_k(v_n)$ na wyjściu pojawia się sygnał włączenia momentu napędowego 1. Sygnał ten wraz z wartością aktualnej prędkości ruchu postępowego lub średniej prędkości ruchu postępowego grupy kół przekazywany jest do kolejnego modułu „Mset increase”. Schemat blokowy tego modułu przedstawiono na rys. 6.8.



Rys. 6.8. Schemat blokowy modułu „Mset increase”

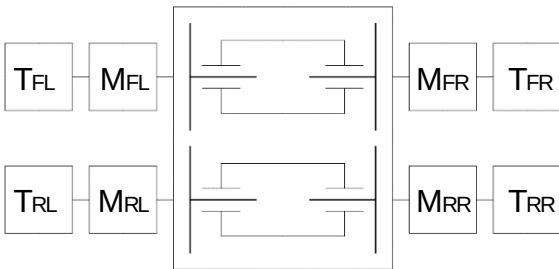
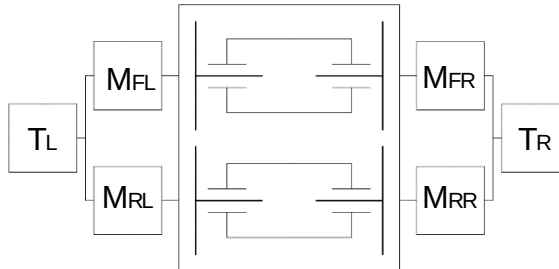
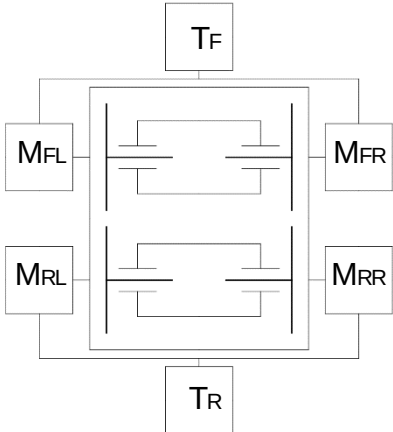
Moduł ten odpowiada za określenie chwilowych wartości momentu napędowego $T_k(t)$, które na wyjściu z tego modułu kierowane są do elementów wykonawczych, czyli silników, w modelu komputerowym tramwaju wykonanym w ramach oprogramowania SIMPACK. W każdej pętli iteracyjnej symulacji w opisywanym module moment napędowy jest zasadniczo zwiększany zgodnie z równaniem (6.1), ale w sposób skokowy, tj. o ok. 2% wartości maksymalnego momentu napędowego M_{max} w przypadku, gdy zmierzona prędkość ruchu postępowego koła $r\omega_k(t)$ lub średnia prędkość postępową grupy kół jest mniejsza niż prędkość zadana $V_k(v_n)$, lub zmniejszany o ok. 3% wartości maksymalnego momentu hamującego M_{max} w przypadku, gdy dane koło lub grupa kół osiągnęła lub przekroczyła zadaną prędkość ruchu postępowego $V_k(v_n)$.

Zbyt duża wartość, o którą zwiększany lub zmniejszany byłby moment napędowy danego koła lub grupy kół mogłaby powodować zbyt duże różnice prędkości obrotowej koła w kolejnych pętlach iteracyjnych symulacji. W związku z tym, przy założonej częstotliwości próbkowania równej 200 Hz w różnych przypadkach scenariuszy symulacji przyjęto wskazane powyżej minimalne wartości zwiększające lub zmniejszające skokowo chwilowe momenty napędowe $T_k(t)$ przykładane do kół jezdnych, pozwalające na prawidłowe utrzymanie zadanej stałej ich prędkości.

W przypadku przeprowadzania wszystkich scenariuszy symulacji jazdy tramwaju w celu oceny jego bezpieczeństwa przeciw wykołaceniu przyjmowano wspólną zadaną prędkość pojazdu v_n równą 1 m/s, przy której obserwowano w praktyce największą wrażliwość na ów badany niekorzystny efekt. Z kolei, wyznaczone wartości momentów napędowych (lub hamujących) $T_k(t)$ przekazywano do wyjścia z opisywanego modułu i dalej przekierowywano do modułu SIMAT współpracującego z programem SIMPACK. Momenty te przekazywane były do kół jezdnych lub grup kół modelu komputerowego i w kolejnej iteracji symulacyjnej przyjmowane w elemencie wykonawczym, czyli silniku, zmieniając aktualną prędkość pojazdu. W kolejnych krokach operacje te się powtarzały aż do momentu osiągnięcia końca czasu symulacji. Wartość momentu napędowego (lub hamującego) $T_k(t)$ zostawała zapamiętywana i wykorzystywana jako bazowa wartość w kolejnym kroku iteracyjnym. W układzie zasilania nieuwzględniającym przyhamowania koła oraz w układzie uwzględniającym przyhamowania zastosowano identyczny schemat modułu „*Mset increase*”. Jediną różnicę stanowi tu przyjęta maksymalna wartość momentu hamującego M_{max} : w przypadku układu bez przyhamowania ta wartość wynosiła 0, natomiast w przypadku układu z przyhamowaniem przyjęto 1500 Nm.

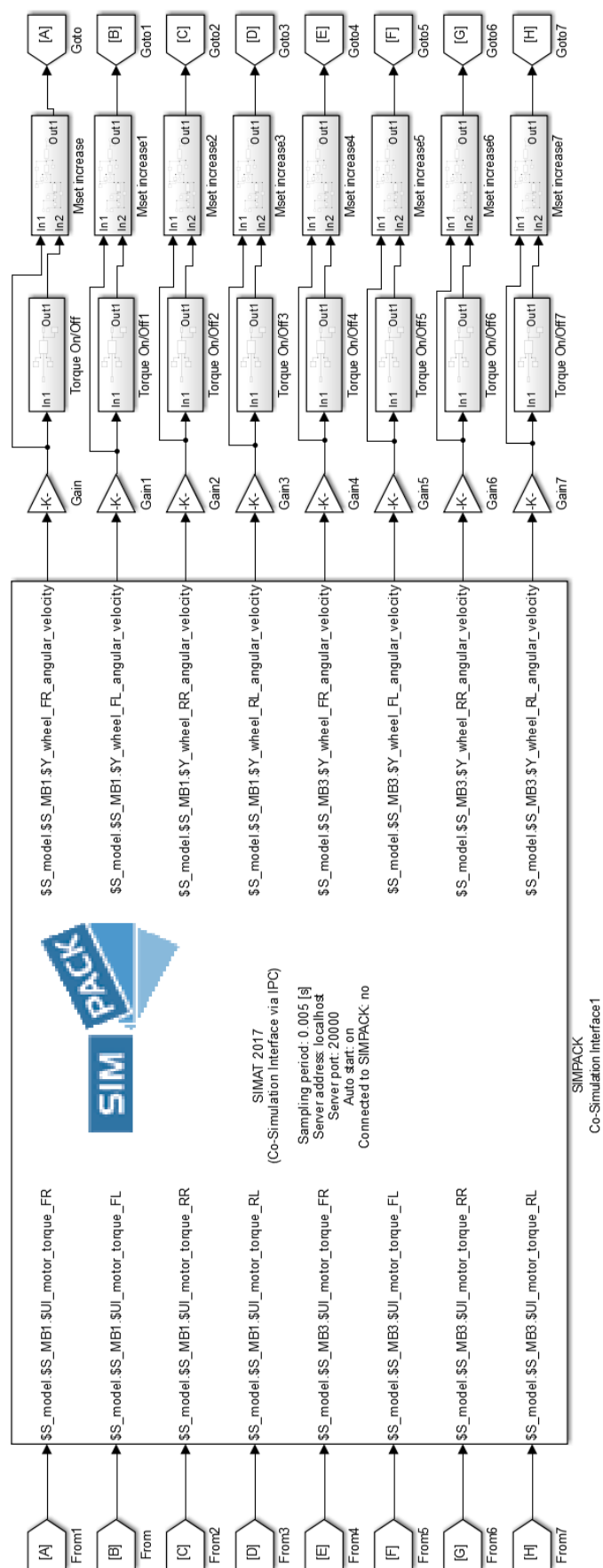
W wózku napędowym wyposażonym w cztery silniki trakcyjne można zastosować jeden z trzech sposobów zasilania. Zestawienie możliwych układów zasilania wózka napędowego z czterema silnikami trakcyjnymi przedstawiono w tabeli 6.2.

Tabela 6.2. Zestawienie układów zasilania silników trakcyjnych w przypadku wózka napędowego tramwaju z niezależnie obracającymi się kołami

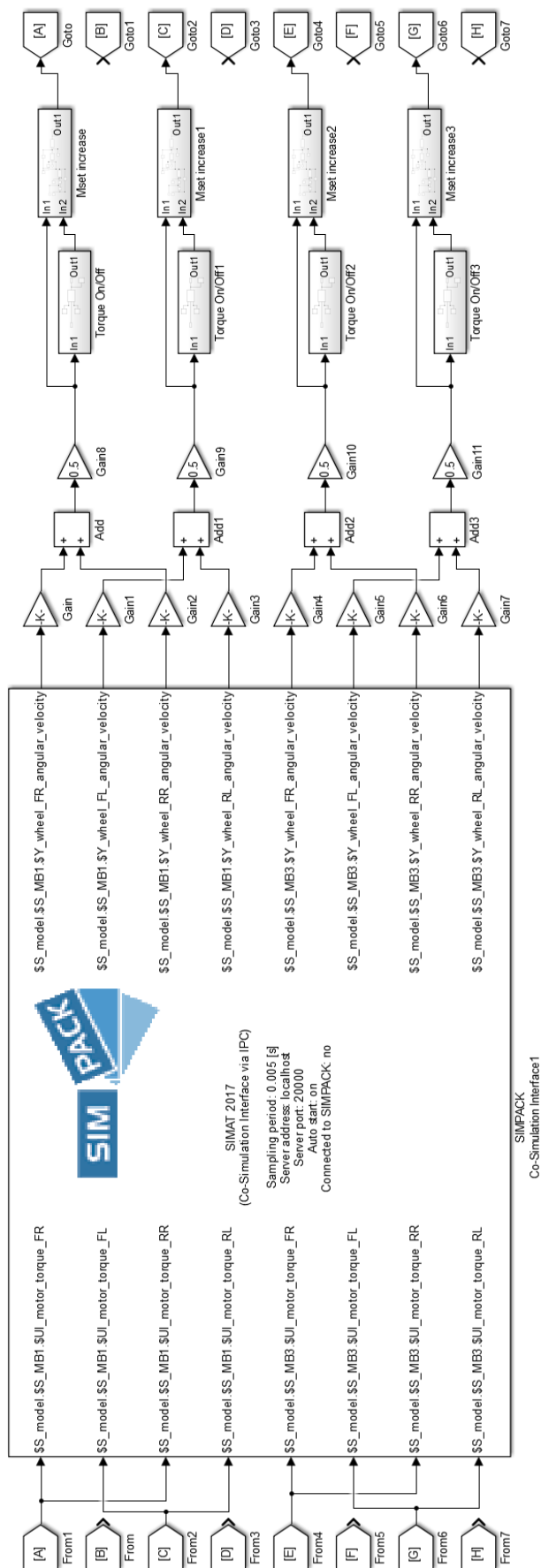
Oznaczenie	Schemat	Opis
IRW-1 IRW-1B		każdy z silników trakcyjnych zasilany oddzielnie
IRW-2 IRW-2B		grupowy układ zasilania silników trakcyjnych (strona prawa / lewa)
IRW-3 IRW-3B		grupowy układ zasilania silników trakcyjnych (przód / tył)

Pierwszy z nich (oznaczony jako IRW-1) zakłada, że każdy z czterech silników trakcyjnych sterowany jest niezależnie od pozostałych. Prędkości kątowe kół wózka są w pełni niezależne od siebie. Pozostałe konfiguracje zakładają grupowe zasilanie silników. W przypadku, gdy identyczna prędkość kątowa obejmuje grupę silników prawej lub lewej strony wózka, przyjęto oznaczenie IRW-2. Grupowemu zasilaniu silników przednich lub tylnych nadano oznaczenie IRW-3. W indeksie schematu układu zasilania uwzględniającego hamowanie w celu utrzymania stałej prędkości obrotowej koła lub grupy kół dodano oznaczenie literowe „B”.

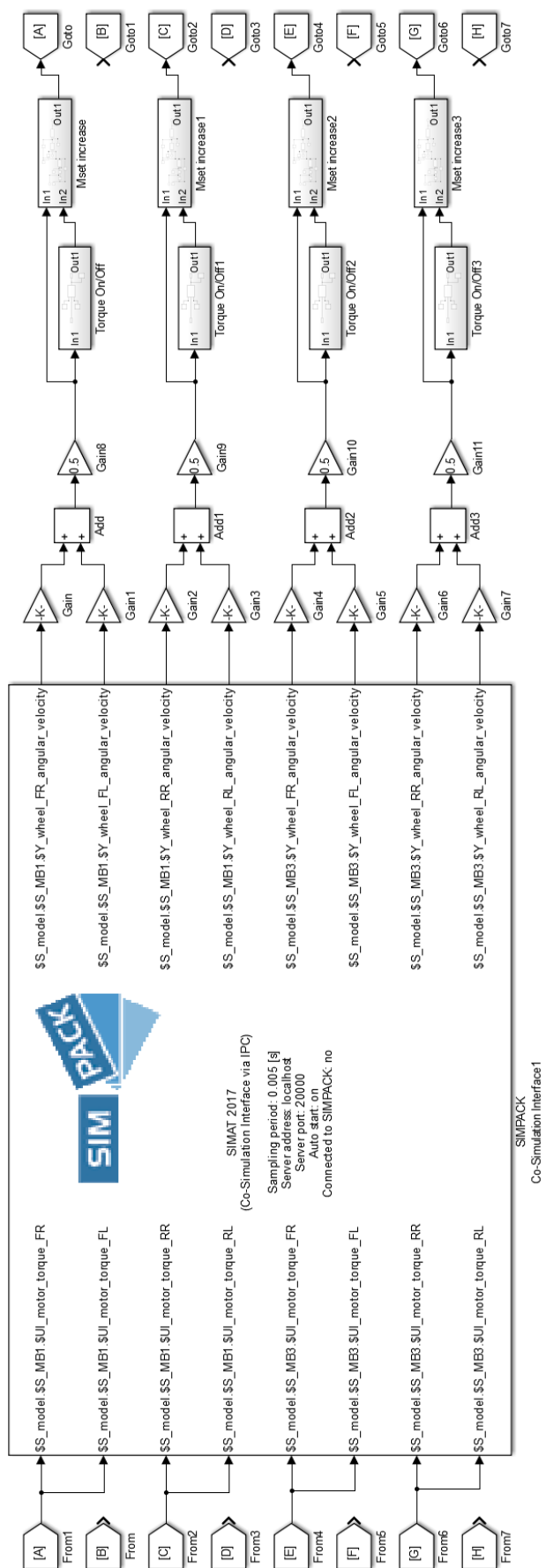
Modele komputerowe pojazdów tramwajowych w przyjętych konfiguracjach opracowano wykorzystując oprogramowanie do symulacji układów wielomasowych SIMPACK firmy Dassault Systemes. Z kolei, ogólną architekturę napędu silników trakcyjnych w konfiguracji IRW-1 / IRW-1B, IRW-2 / IRW-2B oraz IRW-3 / IRW-3B zilustrowano na rys. 6.9 – 6.11.



Rys. 6.9. Algorytm **IRW-1 / IRW-1B** sterowania napędem silników trakcyjnych.



Rys. 6.10. Algorytm **IRW-2 / IRW-2B** sterowania napędem silników trakcyjnych.



Rys. 6.11. Algorytm **IRW-3 / IRW-3B** sterowania napędem silników trakcyjnych.

Rodzaj układu zasilania silników trakcyjnych w wózku napędowym z niezależnie obracającymi się kołami ma istotne znaczenie dla poziomu bezpieczeństwa przeciw wykolejeniu tramwaju, co było przedmiotem artykułu [27]. W publikacji tej przedstawiono wyniki symulacji dotyczących określonej w niniejszej rozprawie doktorskiej metodyki określania poziomu bezpieczeństwa przeciw wykolejeniu pojazdów tramwajowych z układami sterowania przedstawionymi w tabeli 6.2. Wynikowe wartości uniesień kół zestawiono z wynikami symulacji w przypadku klasycznego zestawu kołowego (oznaczonego jako „CWS”).

Analizowano przejazd po łuku prawym z wichrowatością zbieżną z zakładaną w niniejszej pracy. Najniekorzystniejsze wartości uniesienia koła we wszystkich analizowanych przypadkach osiągnięto w przypadku koła lewego pierwszego zestawu kołowego pierwszego wózka napędowego. W tabeli 6.3 przedstawiono wynikowe wartości uniesienia koła lewego pierwszego zestawu kołowego analizowanego pojazdu wraz z określeniem promienia łuku oraz szerokości toru, na których ono wystąpiło.

Tabela 6.3. Maksymalne wartości uniesienia koła lewego pierwszego zestawu kołowego analizowanego pojazdu tramwajowego z określeniem promienia łuku oraz szerokości toru, w przypadku których ono wystąpiło. Opracowano na podstawie [27]

Układ	Uniesienie koła [mm]	Promień łuku [m]	Szerokość toru [m]
CWS	4,71	25	1,440
IRW-1	9,25	50	1,440
IRW-1B	7,33	50	1,440
IRW-2	9,50	50	1,440
IRW-2B	9,32	50	1,440
IRW-3	9,52	50	1,440
IRW-3B	7,82	50	1,440

Na podstawie wyników przedstawionych w tabeli 6.3. można stwierdzić, że w pojazdach wyposażonych w niezależnie obracające się koła, których napęd realizowany jest indywidualnie lub grupowo występuje większe uniesienie koła niż w pojeździe z klasycznym zestawem kołowym. Jednocześnie należy zauważyć, że zastosowanie hamowania w celu ustalenia zadanej prędkości obrotowej niezależnie obracającego się koła zmniejsza kąt nabiegania zestawu kołowego na szynę, zmniejszając osiąganą uniesienie koła w trakcie przejazdu po torze o określonych parametrach geometrycznych.

Przy obecnym stanie wiedzy największą powszechnością występowania charakteryzuje się grupowy układ sterowania napędem silników prawej i lewej strony wózka. Stosowany jest on m.in. w pojazdach tramwajowych firmy Siemens (modele Combino Classic, Combino Plus oraz Avenio, przedstawione w niniejszej pracy w

rozdziale 4.3.3 oraz na rysunkach 4.13 – 4.17) oraz w tramwajach spółki PESA Bydgoszcz SA z serii 128N. Pojazd tego typu (oznaczony jako 128N i dostarczony dla miast: Warszawa i Gdańsk) został wykorzystany do weryfikacji doświadczalnej rezultatów teoretycznych, co przedstawiono w rozdziale 7 niniejszej pracy. Mając na uwadze powyższe aspekty, w celu uwzględnienia obecnego stanu wiedzy oraz możliwości porównywania wyników, do dalszych analiz rezultatów symulacji komputerowych wybrano układ sterowania oznaczony jako IRW-2B zgodnie z tabelą 6.2.

Zgodnie z założeniami zaproponowanej metody, symulacji komputerowych dokonano na łukach toru o promieniach 18, 25, 50 oraz 150 metrów. Przyjęto cztery wartości rozstawu szyn: nominalną, maksymalną dopuszczalną oraz dwie pośrednie. W przypadku torów o rozstawie normalnym przyjęto wartości: 1435, 1440, 1445 oraz 1450 mm, natomiast w przypadku torów o rozstawie wąskim przyjęto wartości: 1000, 1005, 1010 oraz 1015 mm. W przypadku każdego z kół odczytywano maksymalny osiągnięty w trakcie przejazdu wskaźnik bezpieczeństwa przeciw wykolejeniu Y/Q oraz wartość uniesienia koła D_z .

Wyniki symulacji komputerowych zebrano w Załącznikach Z1 – Z14.

6.4. Wnioski

Pomimo zbliżonych wartości pionowych sił nacisku poszczególnych kół na szynę badanych tramwajów oraz identycznych elementów usprężynowania wózków, poziom bezpieczeństwa przeciw wykolejeniu analizowanych pojazdów się różni. Konfiguracja wagonów pojazdów przy zastosowaniu identycznych charakterystyk sprężysto-tłumiących elementów układu jezdnego ma znaczenie przy kształtowaniu się poziomu bezpieczeństwa przeciw wykolejeniu tramwajów.

W pierwszym kroku wykonano analizę zależności uniesienia koła zestawu kołowego tramwaju od rozstawu szyn. W tabelach 6.4 – 6.10 przedstawiono zestawienie wartości uniesień krytycznych kół analizowanych konfiguracji tramwajów w zależności od rozstawu szyn oraz promienia łuku, z kolei graficzne przedstawienie ilościowej zależności uniesienia koła od rozstawu szyn dla wszystkich zakładanych konfiguracji tramwajów przedstawiono na rys. 6.12 – 6.55.

Tabela. 6.4. Uniesienie krytycznego koła danego wózka w zależności od promienia łuku toru oraz od rozstawu szyn w przypadku konfiguracji **1W**.

Uniesienie koła D_z w przypadku konfiguracji 1W na torze o określonym rozstawie szyn [mm]										
Zestawy kołowe	Wózek	R [m]	Rozstaw szyn [mm]							
			1000	1005	1010	1015	1435	1440	1445	1450
CWS	B1	18	7,04	3,44	2,56	1,24	4,43	3,15	5,25	1,17
		25	7,14	3,63	2,56	1,21	3,77	3,2	2,55	1,1
		50	5,9	3,61	2,76	1,19	3,54	3,1	2,6	1,14
		150	3,57	3,2	2,83	1,25	3,2	2,81	2,65	1,42
	B2	18	5,91	2,99	2,59	1,25	3,21	2,89	5,21	1,19
		25	4,38	3,12	2,55	1,24	3,08	2,8	2,55	1,15
		50	2,98	2,59	2,45	1,15	3,05	2,68	2,61	1,11
		150	2,62	2,38	2,36	1,22	2,71	2,46	2,43	1,17
IRW	B1	18	7,35	3,3	2,69	1,29	3,75	3,04	2,66	1,22
		25	7,89	3,61	2,72	1,26	3,8	3,12	2,7	1,1
		50	7,95	3,97	2,73	1,22	3,59	3,13	2,74	1,17
		150	4,9	3,94	2,93	1,3	3,31	2,92	2,8	1,24
	B2	18	7,7	3,43	2,87	1,3	4,84	3,27	2,79	1,23
		25	7,37	3,71	2,77	1,27	4,18	3,35	2,61	1,12
		50	3,61	3,15	2,81	1,21	3,6	3,29	2,79	1,16
		150	2,7	2,57	2,41	1,28	2,76	2,44	2,38	1,23

Tabela. 6.5. Uniesienie krytycznego koła danego wózka w zależności od promienia łuku toru oraz od rozstawu szyn w przypadku konfiguracji **2WJ**.

Uniesienie koła D_z w przypadku konfiguracji 2WJ na torze o określonym rozstawie szyn [mm]										
Zestawy kołowe	Wózek	R [m]	Rozstaw szyn [mm]							
			1000	1005	1010	1015	1435	1440	1445	1450
CWS	B1	18	10,48	7,11	2,71	1,21	9,02	4,33	2,64	1,15
		25	11,59	9,01	2,73	1,18	8,87	4,7	2,64	1,07
		50	11,45	9,26	2,66	1,19	6,85	3,8	2,64	1,15
		150	8,62	7,58	2,91	1,26	3,53	3,07	2,73	1,21
	B2	18	7,52	4,22	2,56	1,25	4,38	3,17	2,57	1,18
		25	6,03	3,47	2,55	1,22	3,54	3,15	2,55	1,12
		50	4,02	3,27	2,62	1,18	3,41	3,06	2,59	1,13
		150	2,98	2,77	2,61	1,24	3,13	2,8	2,65	1,18
	B3	18	3,24	2,98	2,59	1,25	3,29	2,92	5,23	1,18
		25	5,07	3,19	2,58	1,24	3,31	2,91	2,56	1,14
		50	3,39	2,87	2,71	1,14	3,17	2,76	2,64	1,1
		150	2,7	2,41	2,37	1,21	2,75	2,46	2,41	1,16
IRW	B1	18	11,9	7,49	2,8	1,28	10,48	4,3	2,74	1,21
		25	20,3	10,38	2,82	1,24	11,07	4,96	2,75	1,11
		50	20,22	13,52	2,79	1,23	9,72	4,59	2,78	1,18
		150	10,95	9,88	2,99	1,3	3,85	3,41	2,96	1,24
	B2	18	7,56	3,66	2,71	1,3	3,46	2,98	2,69	1,22
		25	7,4	3,35	2,74	1,26	3,46	3	2,71	1,1
		50	5,49	3,41	2,71	1,22	3,4	3,05	2,68	1,17
		150	3,77	3,47	2,83	1,29	3,24	2,95	2,75	1,23
	B3	18	7,56	3,34	2,87	1,3	5,51	3,29	2,79	1,23
		25	8,17	3,92	2,76	1,27	4,97	3,43	2,62	1,12
		50	4,24	3,46	2,82	1,2	3,84	3,45	2,81	1,16
		150	2,92	2,73	2,65	1,27	2,89	2,71	2,61	1,22

Tabela. 6.6. Uniesienie krytycznego koła danego wózka w zależności od promienia łuku toru oraz od rozstawu szyn w przypadku konfiguracji **3W1**.

Uniesienie koła D_z w przypadku konfiguracji 3W1 na torze o określonym rozstawie szyn [mm]										
Zestawy kołowe	Wózek	R [m]	Rozstaw szyn [mm]							
			1000	1005	1010	1015	1435	1440	1445	1450
CWS	B1	18	10,34	7,15	2,74	1,22	11,13	7,66	3,97	1,15
		25	12,18	9,92	2,78	1,18	19,97	10,77	2,74	1,12
		50	12,69	10,91	2,84	1,23	19,94	11,76	2,72	1,18
		150	11,08	9,38	2,92	1,67	9,22	8,02	3,03	1,29
	B2	18	4,8	3,08	2,65	1,23	5,81	3,28	2,64	1,16
		25	7,33	4,04	2,71	1,59	7,05	3,62	2,65	1,08
		50	7,51	4,88	2,67	1,18	5,51	3,57	2,65	1,14
		150	3,91	3,74	2,68	1,24	3,29	2,88	2,68	1,2
	B3	18	6,14	2,99	2,48	1,24	5,74	2,9	2,53	1,18
		25	5,05	3,08	2,46	1,23	5,62	3,2	2,56	1,14
		50	3,97	3,16	2,76	1,15	3,46	3,03	2,73	1,11
		150	2,68	2,41	2,38	1,22	2,76	2,48	2,43	1,17
	B4	18	10,41	6,67	2,65	1,25	7,8	3,2	5,37	1,19
		25	8,75	4,83	2,62	1,24	10,05	6,53	2,57	1,15
		50	6,85	3,62	2,78	1,14	8,95	4,18	2,76	1,1
		150	2,99	2,4	2,37	1,21	3,1	2,5	2,44	1,21
IRW	B1	18	11,73	7,38	2,82	1,28	20,1	7,69	2,78	1,21
		25	20,31	13,77	2,85	1,24	20,11	15,37	2,81	1,12
		50	20,3	15,47	2,86	1,23	20,11	15,32	2,8	1,18
		150	12,82	11,81	3,04	1,3	18,57	12,1	2,98	1,25
	B2	18	4,7	3,12	2,82	1,29	5,37	3,21	2,78	1,21
		25	9,56	3,94	2,84	1,25	9,48	3,49	2,79	1,11
		50	11,37	6,39	2,84	1,22	11,03	4,33	2,77	1,18
		150	8,58	7,23	2,88	1,29	5,12	4,02	2,95	1,24
	B3	18	7,03	3,12	2,71	1,3	6,5	2,99	2,69	1,22
		25	6,19	3,28	2,68	1,26	6,46	3,26	2,62	1,11
		50	6,99	3,66	2,82	1,21	5,75	3,52	2,8	1,16
		150	3,09	2,99	2,62	1,28	2,93	2,7	2,58	1,23
	B4	18	20,49	7,73	2,89	1,3	10,46	4,79	2,82	1,23
		25	11,96	7,66	2,78	1,27	20,07	14,72	2,65	1,12
		50	10,14	6,48	2,84	1,12	20,11	15,48	2,82	1,16
		150	3,53	2,81	2,75	1,27	3,65	3	2,78	1,22

Tabela. 6.7. Uniesienie krytycznego koła danego wózka w zależności od promienia łuku toru oraz od rozstawu szyn w przypadku konfiguracji **3W2**.

Uniesienie koła D_z w przypadku konfiguracji 3W2 na torze o określonym rozstawie szyn [mm]										
Zestawy kołowe	Wózek	R [m]	Rozstaw szyn [mm]							
			1000	1005	1010	1015	1435	1440	1445	1450
CWS	B1	18	2,93	2,73	2,43	1,25	3,1	2,89	5,21	1,18
		25	3,3	2,95	2,38	1,24	3,32	3,02	2,48	1,14
		50	3,53	3,06	2,71	1,25	3,4	2,96	2,59	1,13
		150	3,25	2,85	2,66	1,25	3,16	2,76	2,61	1,19
	B2	18	7,47	3,62	2,54	1,24	4,56	3,15	2,56	1,17
		25	7,51	3,81	2,55	1,58	3,9	3,21	2,54	1,1
		50	6,47	3,73	2,63	1,19	3,59	3,13	2,59	1,14
		150	3,66	3,28	2,85	1,26	3,26	2,87	2,66	1,2
	B3	18	5,15	2,95	2,59	1,26	3,16	2,85	5,22	1,19
		25	3,67	3,03	2,54	1,24	3,01	2,76	2,55	1,15
		50	2,84	2,57	2,49	1,16	2,98	2,72	2,59	1,11
		150	2,73	2,47	2,45	1,29	2,79	2,53	2,5	1,17
	B4	18	2,95	2,73	2,44	1,24	3,13	2,9	3,82	1,18
		25	3,31	2,95	2,39	1,24	3,33	3,03	2,48	1,15
		50	3,52	3,06	2,62	1,18	3,33	2,94	2,58	1,14
		150	3,23	2,83	2,65	1,25	3,13	2,75	2,61	1,19
IRW	B1	18	3,22	2,87	2,82	1,3	3,18	2,88	2,75	1,23
		25	3,24	2,87	2,65	1,27	3,21	2,84	2,6	1,11
		50	3,54	3,01	2,65	1,22	3,3	2,84	2,73	1,17
		150	3,56	3,09	2,88	1,29	3,2	2,73	2,64	1,23
	B2	18	7,91	3,41	2,69	1,29	3,57	2,98	2,68	1,22
		25	8,43	3,76	2,73	1,25	3,82	3,09	2,7	1,1
		50	8,7	4,36	2,71	1,23	3,76	3,23	2,69	1,18
		150	7,23	5,55	2,96	1,3	3,41	3,17	2,89	1,24
	B3	18	6,33	3,11	2,83	1,3	3,42	3,04	2,75	1,23
		25	6,29	3,42	2,74	1,27	3,48	3,1	2,6	1,11
		50	3,36	2,98	2,8	1,21	3,35	3,02	2,78	1,16
		150	2,78	2,69	2,52	1,28	2,74	2,54	2,46	1,23
	B4	18	3,21	2,86	2,81	1,3	3,18	2,88	2,74	1,23
		25	3,25	2,88	2,65	1,27	3,23	2,88	2,59	1,11
		50	3,55	3,01	2,65	1,22	3,32	2,85	2,74	1,17
		150	3,55	3,09	2,88	1,29	3,18	2,74	2,64	1,23

Tabela. 6.8. Uniesienie krytycznego koła danego wózka w zależności od promienia łuku toru oraz od rozstawu szyn w przypadku konfiguracji **3W3**.

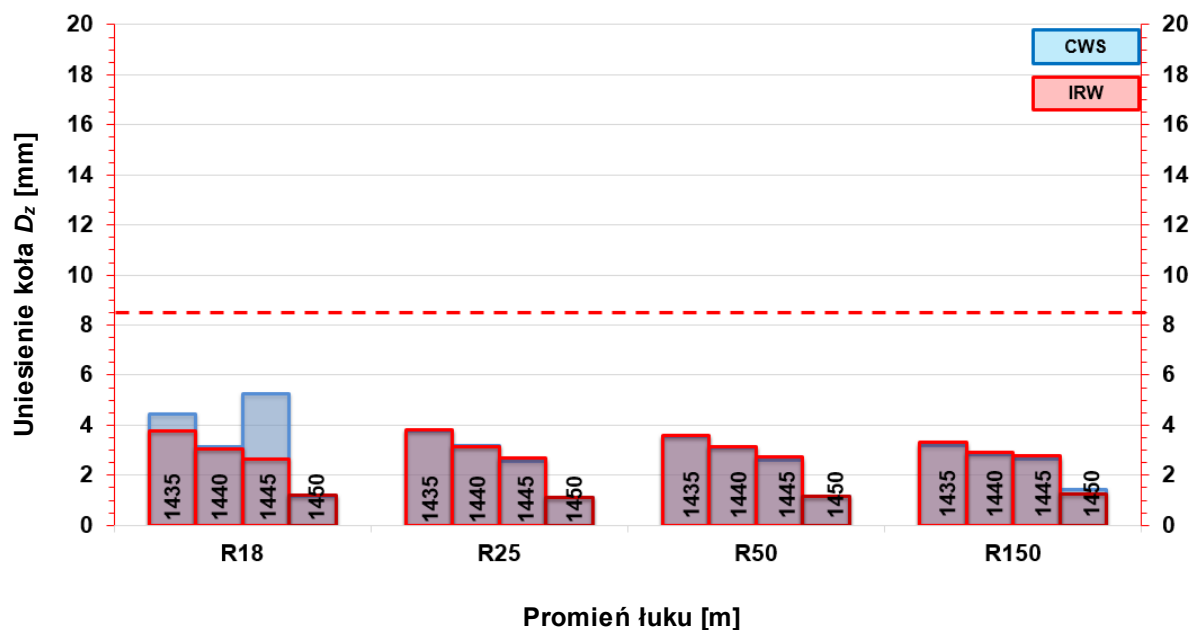
Uniesienie koła D_z w przypadku konfiguracji 3W3 na torze o określonym rozstawie szyn [mm]										
Zestawy kołowe	Wózek	R [m]	Rozstaw szyn [mm]							
			1000	1005	1010	1015	1435	1440	1445	1450
CWS	B1	18	10,53	7,37	2,76	1,22	11,78	8,6	2,7	4,83
		25	12,45	10,42	2,8	1,19	12,38	10	2,73	1,12
		50	12,44	10,77	2,79	1,31	12,18	9,69	2,68	1,17
		150	11,1	9,35	2,92	1,27	5,7	5	2,82	1,23
	B2	18	3,3	2,94	2,57	1,24	3,36	3,03	2,56	1,17
		25	3,77	3,13	2,57	1,22	3,38	3,06	2,56	1,11
		50	3,59	3,16	2,59	1,16	3,29	2,92	2,6	1,12
		150	3,02	2,74	2,46	1,31	2,96	2,63	2,57	1,18
	B3	18	9,28	5,56	2,64	1,25	7,84	3,24	5,31	1,19
		25	8,07	4,26	2,65	1,25	7,92	3,45	2,59	1,16
		50	7,19	3,7	2,79	1,09	6,2	3,43	2,76	1,1
		150	2,91	2,41	2,39	1,21	2,84	2,5	2,45	1,17
IRW	B1	18	11,68	7,45	2,84	1,28	20,11	9,02	2,8	1,21
		25	20,31	14,28	2,85	1,24	20,11	15,19	2,81	1,12
		50	20,3	15,25	2,86	1,23	20,11	15,12	2,8	1,2
		150	13,02	12,24	3,01	1,3	12,92	9,33	2,98	1,25
	B2	18	3,31	2,89	2,75	1,29	3,3	2,86	2,7	1,22
		25	3,87	3,08	2,77	1,25	3,32	2,91	2,71	1,1
		50	4,26	3,25	2,8	1,22	3,33	3	2,76	1,17
		150	3,64	3,43	2,81	1,29	3,05	2,92	2,76	1,23
	B3	18	11,7	6,86	2,88	1,3	9,71	5,12	2,8	1,23
		25	11,03	6,57	2,79	1,27	10,72	7,03	2,64	1,12
		50	10,36	7,11	2,84	1,2	11,3	7,89	2,82	1,16
		150	3,43	2,84	2,76	1,27	3,31	2,98	2,78	1,22

Tabela. 6.9. Uniesienie krytycznego koła danego wózka w zależności od promienia łuku toru oraz od rozstawu szyn w przypadku konfiguracji **3W4**.

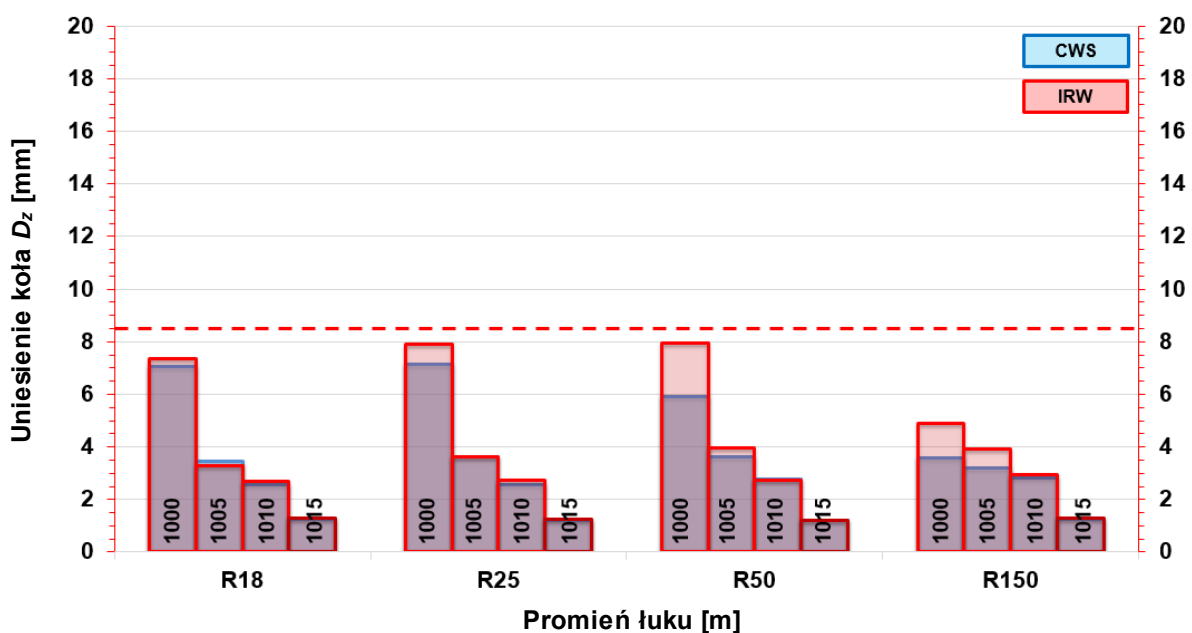
Uniesienie koła D_z w przypadku konfiguracji 3W4 na torze o określonym rozstawie szyn [mm]										
Zestawy kołowe	Wózek	R [m]	Rozstaw szyn [mm]							
			1000	1005	1010	1015	1435	1440	1445	1450
CWS	B1	18	5,09	2,97	4,72	5,09	5,14	3,1	2,62	1,08
		25	9,02	5,28	2,63	3,17	8,99	4,43	2,65	1,09
		50	10,8	8,45	3,39	1,2	9,67	6,43	2,67	1,48
		150	9,52	8,34	2,88	1,27	3,73	3,61	2,8	1,26
	B2	18	3,04	2,83	2,56	1,06	3,16	2,91	2,54	1,05
		25	3,12	2,68	2,49	1,05	3,06	2,7	2,45	1,05
		50	3,3	2,9	2,46	1,17	3,08	2,68	2,58	1,13
		150	2,91	2,66	2,32	1,25	2,88	2,53	2,39	1,3
	B3	18	4,7	3,27	2,77	6,89	3,78	3,26	2,59	6,77
		25	5,35	3,13	2,7	4,65	5,16	3,06	2,61	2,85
		50	5,81	3,3	2,78	1,14	4,09	3,18	2,74	1,1
		150	2,74	2,3	2,24	1,22	2,69	2,35	2,27	1,16
IRW	B1	18	6,86	3,08	8,07	17,32	7,01	3,25	2,74	1,11
		25	9,85	4,89	2,77	1,13	10,77	4,37	2,77	1,11
		50	12,65	9,9	2,81	1,23	12,55	8,53	2,78	1,18
		150	11,9	11,17	2,97	1,3	9,53	6,83	2,99	1,25
	B2	18	3,21	3,12	2,83	1,11	3,18	2,97	2,77	1,1
		25	3,07	2,77	2,72	1,11	2,93	2,66	2,56	1,1
		50	3,49	3	2,6	1,22	3,12	2,79	2,54	1,17
		150	3,56	3,35	2,76	1,29	2,99	2,9	2,71	1,23
	B3	18	5,03	3,95	2,8	7,61	4,99	3,45	2,68	1,23
		25	7,17	3,5	2,77	4,86	7,21	3,23	2,7	1,1
		50	8,94	3,87	2,83	1,2	10,3	3,82	2,81	1,16
		150	3,23	2,69	2,56	1,27	3,13	2,71	2,62	1,22

Tabela. 6.10. Uniesienie krytycznego koła danego wózka w zależności od promienia łuku toru oraz od rozstawu szyn w przypadku konfiguracji **5W**.

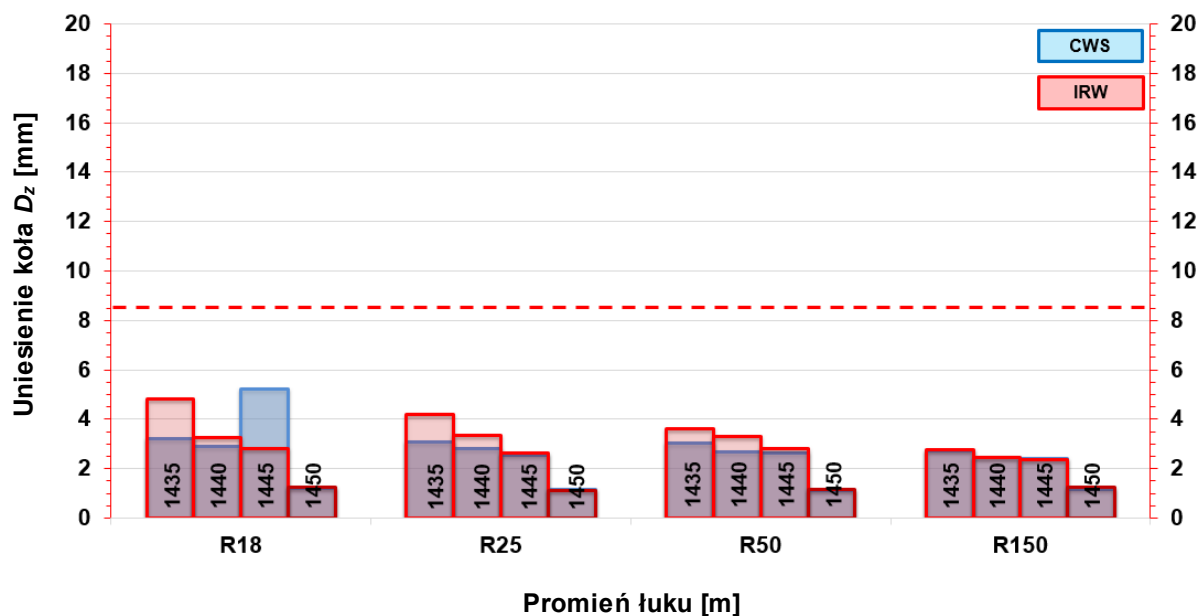
Uniesienie koła D_z w przypadku konfiguracji 5W na torze o określonym rozstawie szyn [mm]										
Zestawy kołowe	Wózek	R [m]	Rozstaw szyn [mm]							
			1000	1005	1010	1015	1435	1440	1445	1450
CWS	B1	18	7,87	3,98	2,72	1,22	9,23	4,47	3,95	1,15
		25	10,59	7,57	2,76	1,18	10,56	7,06	2,7	1,09
		50	11,18	8,96	2,72	1,19	10,49	7,47	2,68	1,15
		150	8,42	7,43	2,9	1,25	3,65	3,51	2,78	1,22
	B2	18	3,3	2,94	2,6	1,24	3,5	3,09	2,59	1,17
		25	4,43	3,2	2,59	1,22	3,53	3,13	2,57	1,1
		50	4,07	3,28	2,58	1,17	3,36	3	2,58	1,13
		150	3,05	2,87	2,45	1,23	2,89	2,59	2,56	1,18
	B3	18	7,71	3,58	2,59	1,25	6,56	2,99	5,2	1,18
		25	7,11	3,41	2,58	1,24	7,37	3,39	2,58	1,14
		50	6,62	3,56	2,78	1,13	5,18	3,36	2,75	1,09
		150	2,87	2,42	2,37	1,2	2,88	2,49	2,43	1,16
IRW	B1	18	8,53	3,83	2,82	1,28	10,55	4,21	2,78	1,21
		25	20,3	8,43	2,84	1,24	20,11	7,83	2,8	1,11
		50	20,31	13,39	2,84	1,22	20,11	10,85	2,79	1,18
		150	10,43	8,76	2,99	1,3	8,09	7	2,98	1,25
	B2	18	3,31	2,93	2,79	1,29	3,3	2,91	2,73	1,22
		25	4,73	3,16	2,8	1,25	3,44	2,99	2,73	1,1
		50	5,6	3,42	2,81	1,22	3,46	3,1	2,76	1,17
		150	4,24	3,65	2,81	1,29	3,14	3,03	2,8	1,24
	B3	18	9,3	4,4	2,87	1,3	9,66	3,34	2,79	1,23
		25	9,36	4,58	2,76	1,27	10,7	5,5	2,62	1,11
		50	10,16	6,23	2,83	1,2	10,92	7,27	2,81	1,15
		150	3,38	2,77	2,69	1,27	3,39	2,92	2,77	1,22



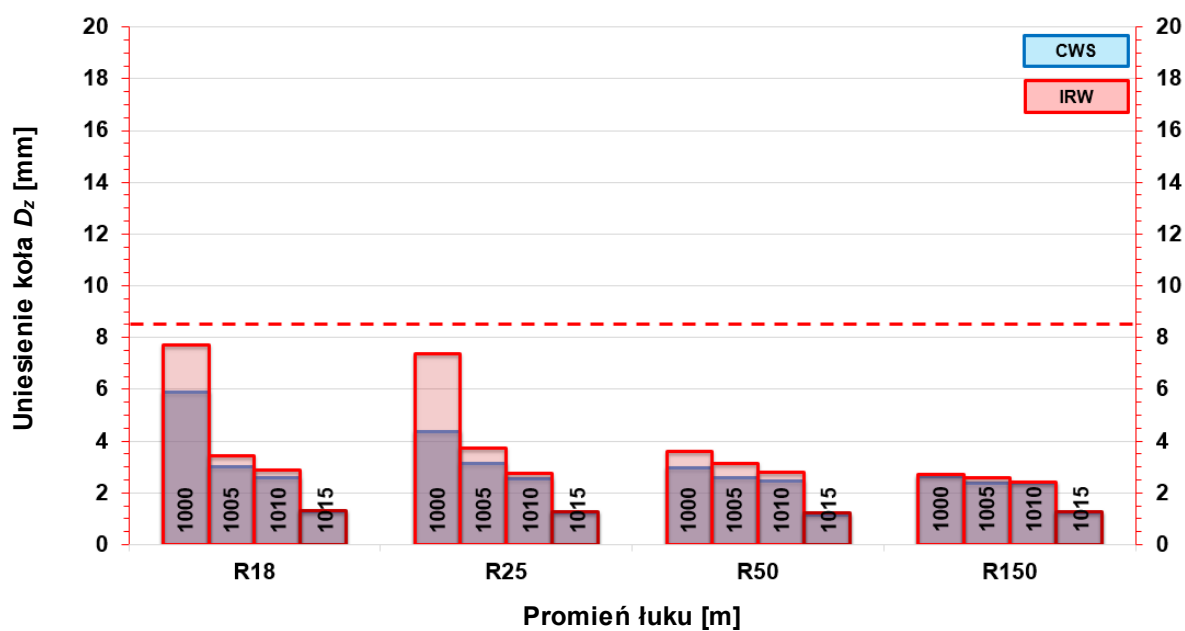
Rys. 6.12. Porównanie wartości uniesienia krytycznego koła D_z **pierwszego wózka (napędowego)** tramwaju w konfiguracji **1W** z klasycznymi zestawami kołowymi (**CWS**) oraz z zestawami z niezależnie obracającymi się kołami (**IRW**) na torze o rozstawie szyn w zakresie 1435-1450 mm.



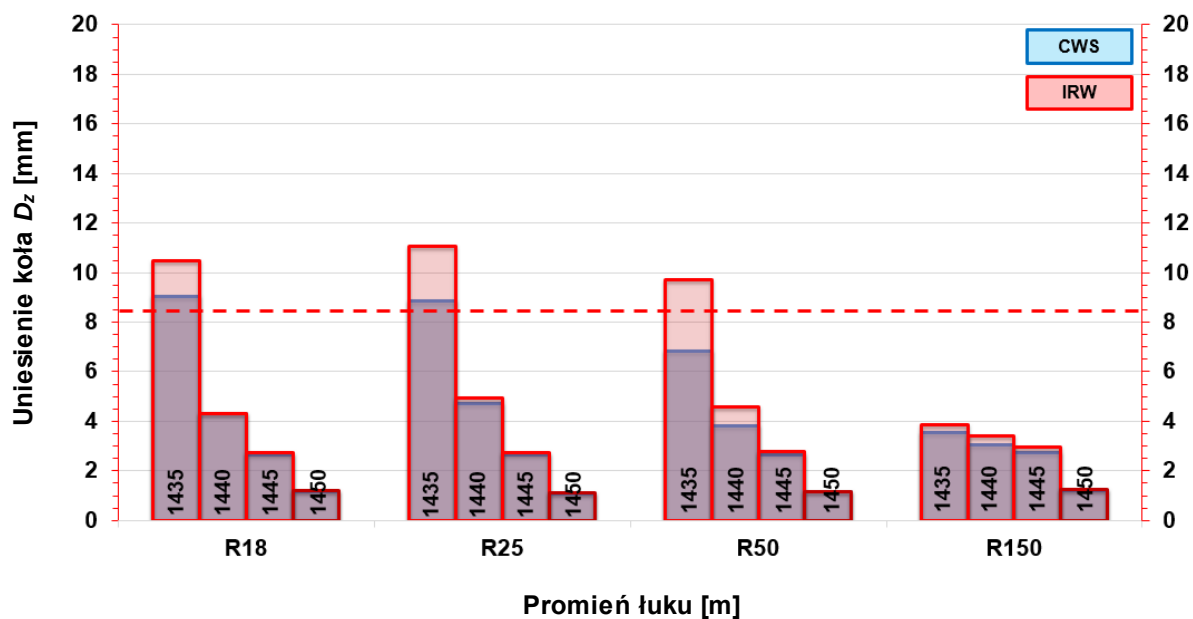
Rys. 6.13. Porównanie wartości uniesienia krytycznego koła D_z **pierwszego wózka (napędowego)** tramwaju w konfiguracji **1W** z klasycznymi zestawami kołowymi (**CWS**) oraz z zestawami z niezależnie obracającymi się kołami (**IRW**) na torze o rozstawie szyn w zakresie 1000-1015 mm.



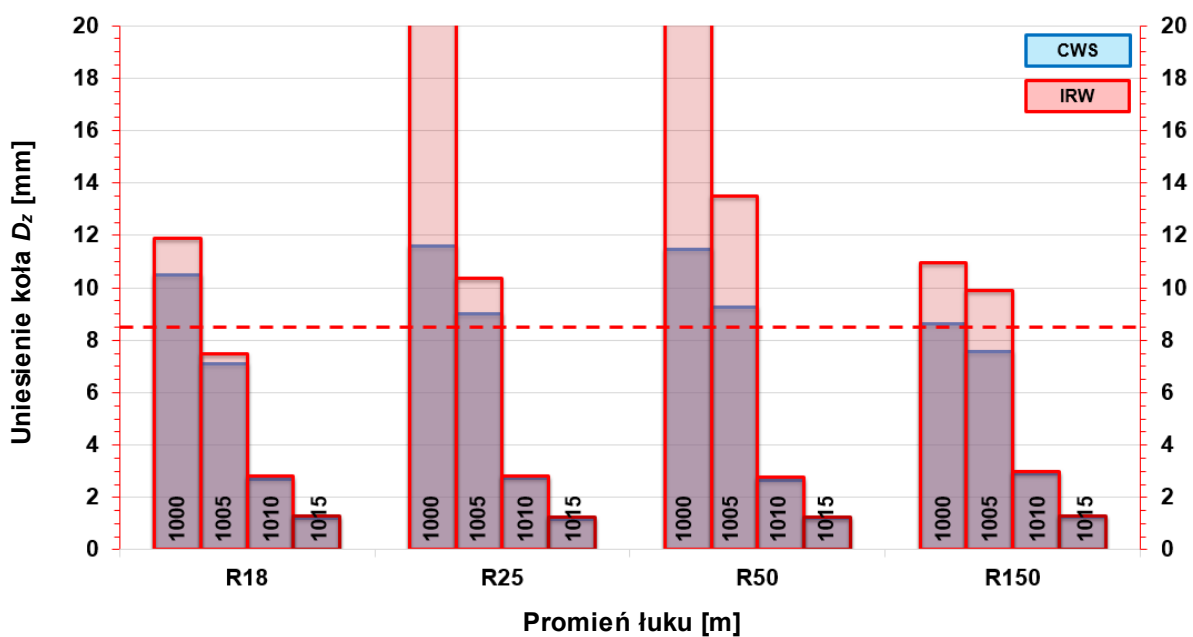
Rys. 6.14. Porównanie wartości uniesienia krytycznego koła D_z ostatniego wózka (napędowego) tramwaju w konfiguracji **1W** z klasycznymi zestawami kołowymi (**CWS**) oraz z zestawami z niezależnie obracającymi się kołami (**IRW**) na torze o rozstawie szyn w zakresie 1435-1450 mm.



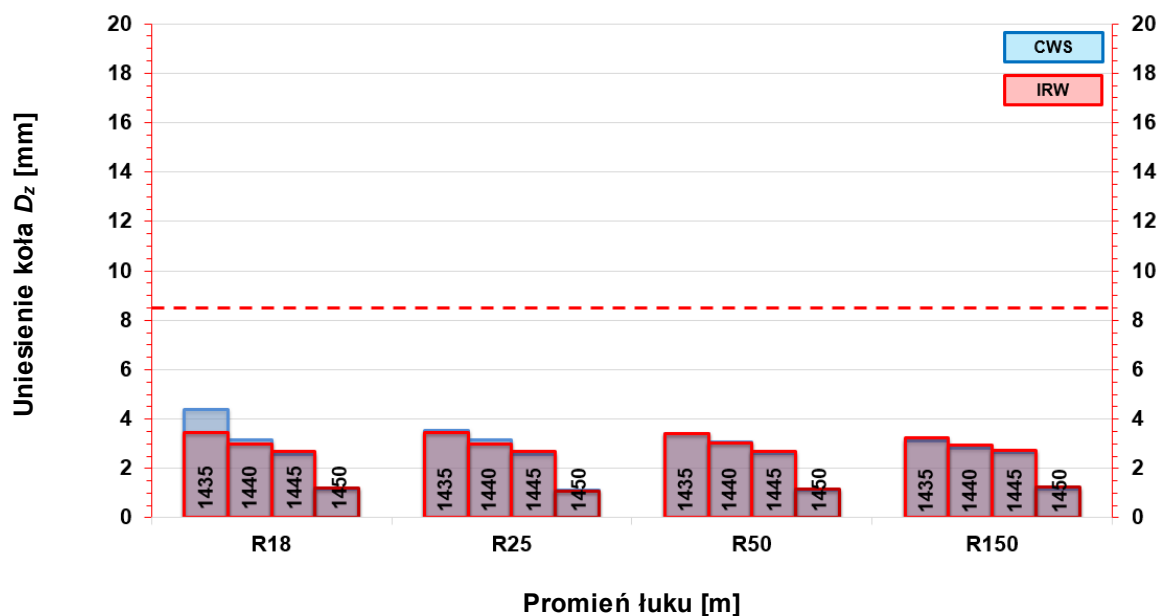
Rys. 6.15. Porównanie wartości uniesienia krytycznego koła D_z ostatniego wózka (napędowego) tramwaju w konfiguracji **1W** z klasycznymi zestawami kołowymi (**CWS**) oraz z zestawami z niezależnie obracającymi się kołami (**IRW**) na torze o rozstawie szyn w zakresie 1000-1015 mm.



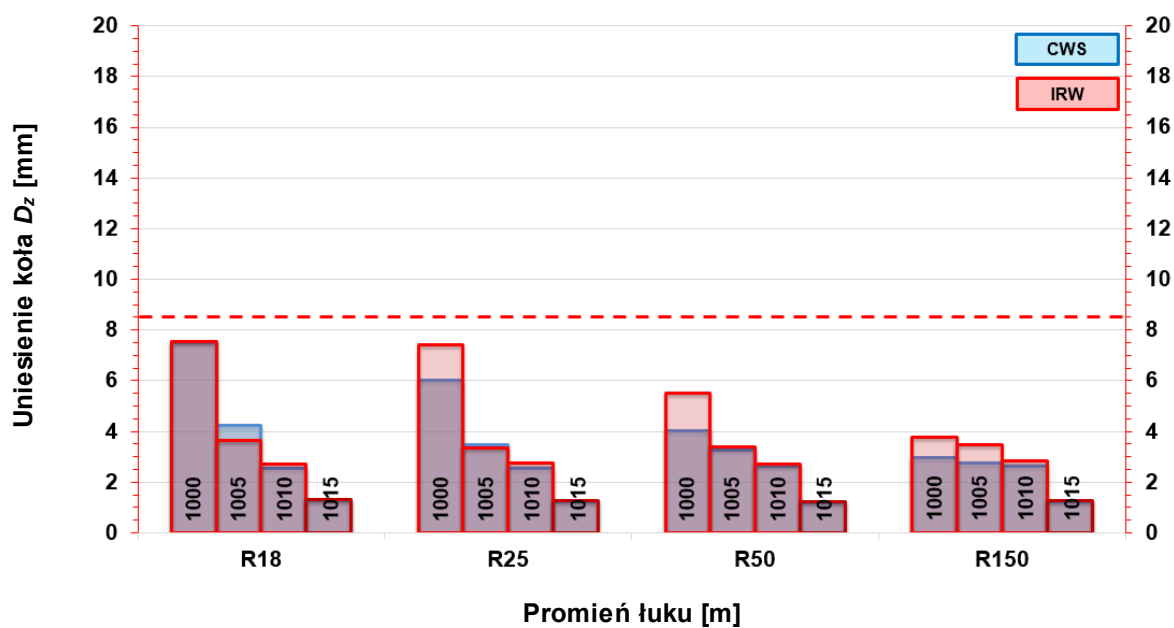
Rys. 6.16. Porównanie wartości uniesienia krytycznego koła D_z **pierwszego wózka (napędowego)** tramwaju w konfiguracji **2WJ** z klasycznymi zestawami kołowymi (**CWS**) oraz z zestawami z niezależnie obracającymi się kołami (**IRW**) na torze o rozstawie szyn w zakresie 1435-1450 mm.



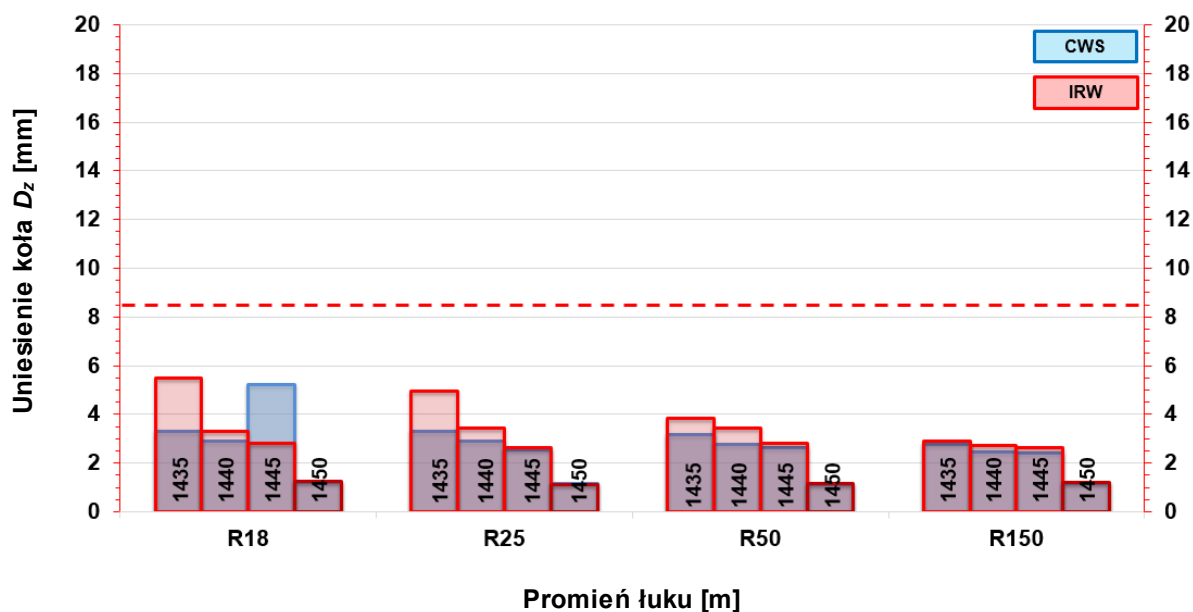
Rys. 6.17. Porównanie wartości uniesienia krytycznego koła D_z **pierwszego wózka (napędowego)** tramwaju w konfiguracji **2WJ** z klasycznymi zestawami kołowymi (**CWS**) oraz z zestawami z niezależnie obracającymi się kołami (**IRW**) na torze o rozstawie szyn w zakresie 1000-1015 mm.



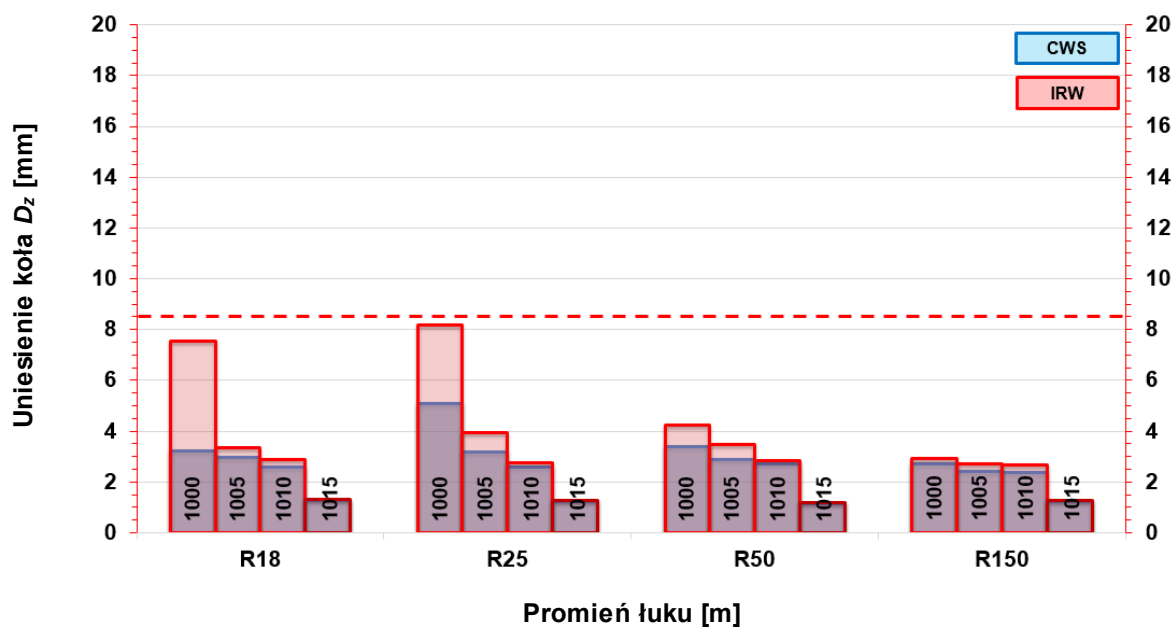
Rys. 6.18. Porównanie wartości uniesienia krytycznego koła D_z **pośredniego wózka (tocznego)** tramwaju w konfiguracji **2WJ** z klasycznymi zestawami kołowymi (**CWS**) oraz z zestawami z niezależnie obracającymi się kołami (**IRW**) na torze o rozstawie szyn w zakresie 1435-1450 mm.



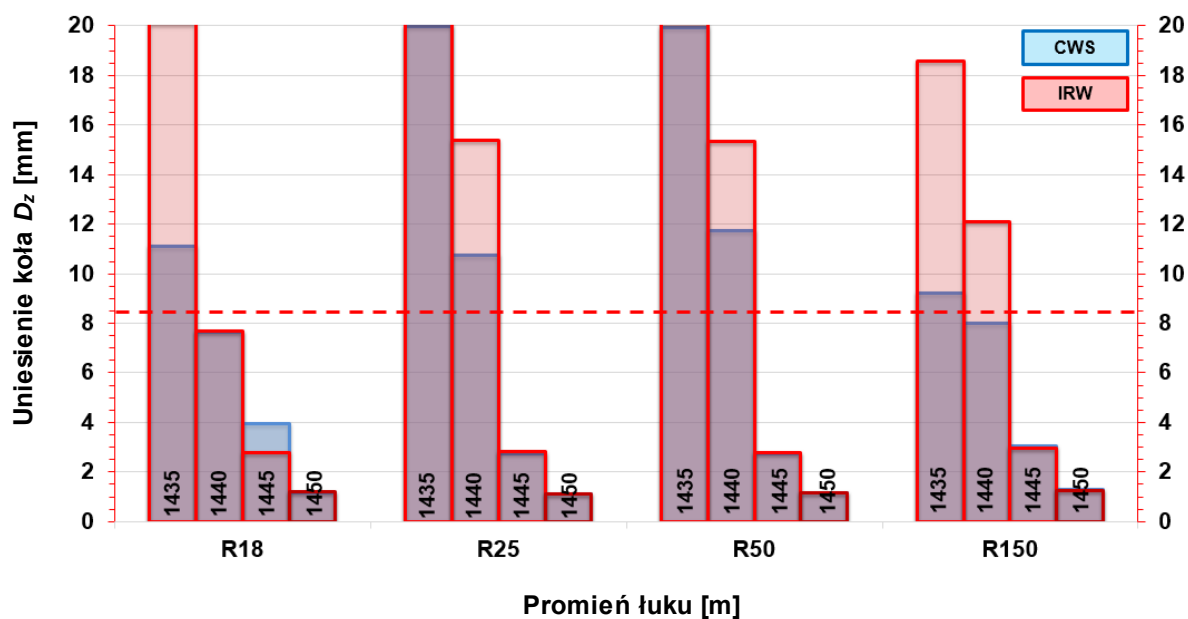
Rys. 6.19. Porównanie wartości uniesienia krytycznego koła D_z **pośredniego wózka (tocznego)** tramwaju w konfiguracji **2WJ** z klasycznymi zestawami kołowymi (**CWS**) oraz z zestawami z niezależnie obracającymi się kołami (**IRW**) na torze o rozstawie szyn w zakresie 1000-1015 mm.



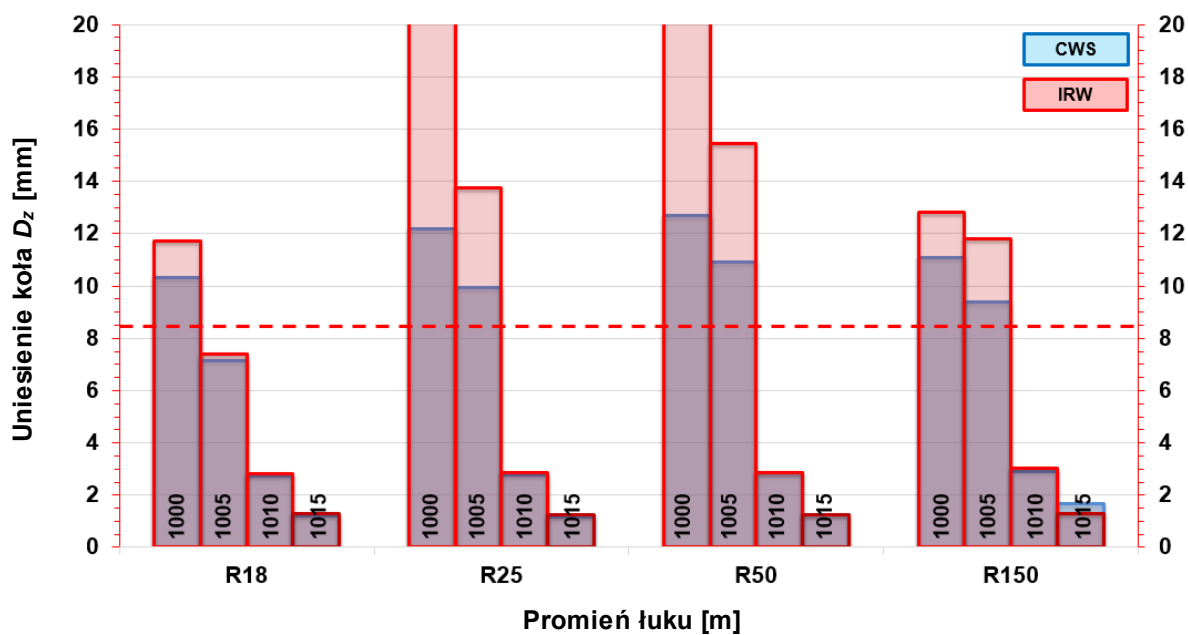
Rys. 6.20. Porównanie wartości uniesienia krytycznego koła D_z ostatniego wózka (napędowego) tramwaju w konfiguracji 2WJ z klasycznymi zestawami kołowymi (CWS) oraz z zestawami z niezależnie obracającymi się kołami (IRW) na torze o rozstawie szyn w zakresie 1435-1450 mm.



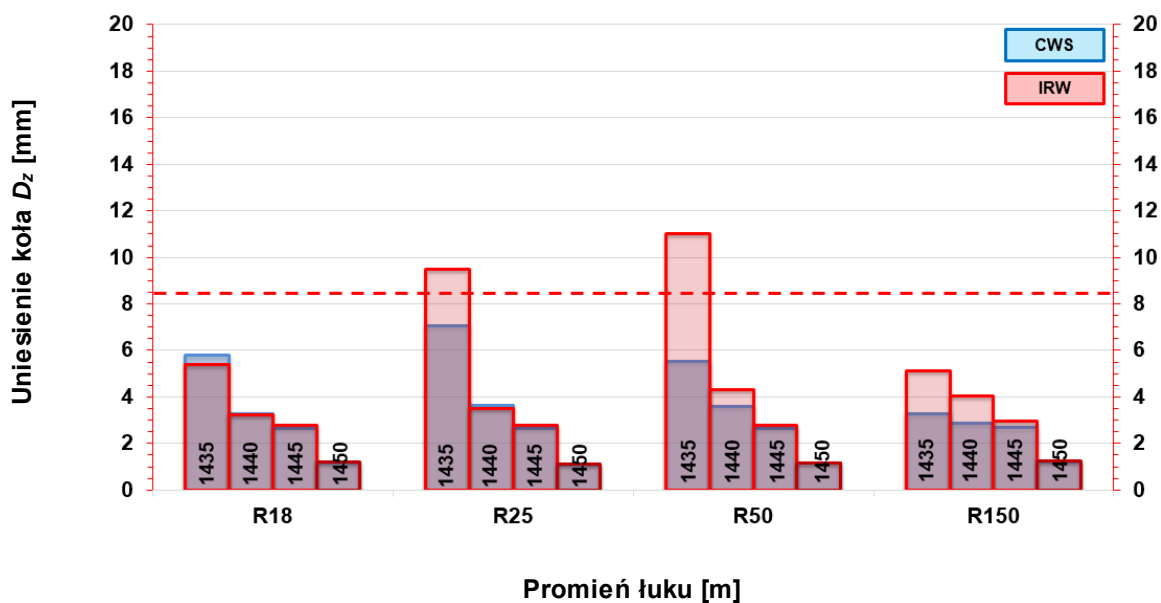
Rys. 6.21. Porównanie wartości uniesienia krytycznego koła D_z ostatniego wózka (napędowego) tramwaju w konfiguracji 2WJ z klasycznymi zestawami kołowymi (CWS) oraz z zestawami z niezależnie obracającymi się kołami (IRW) na torze o rozstawie szyn w zakresie 1000-1015 mm.



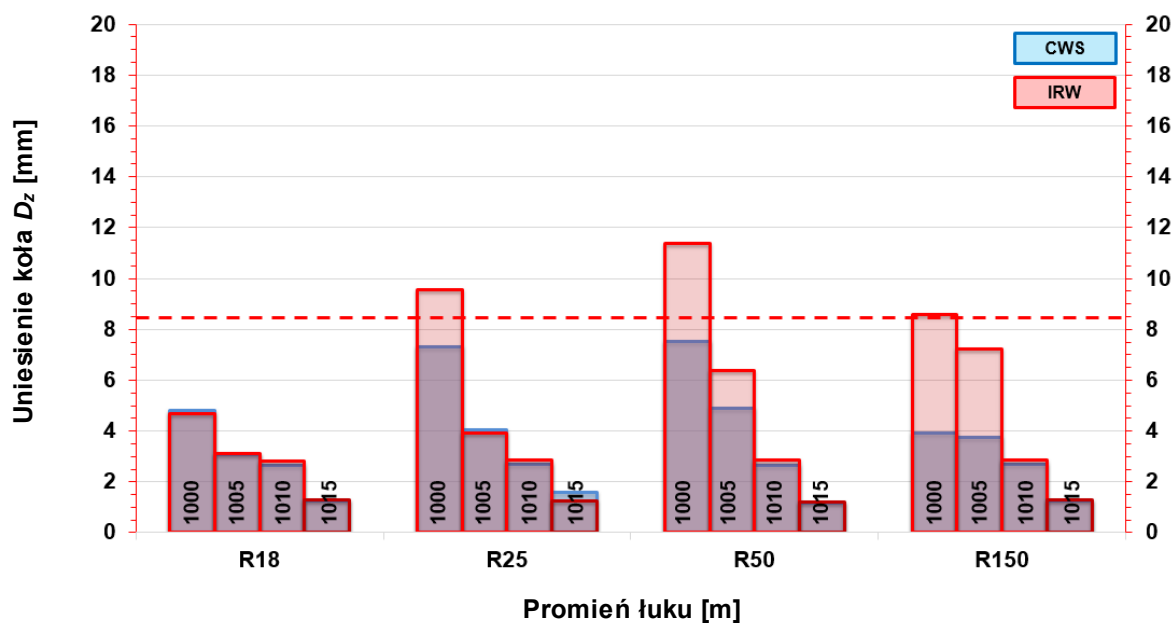
Rys. 6.22. Porównanie wartości uniesienia krytycznego koła D_z **pierwszego wózka (napędowego)** tramwaju w konfiguracji **3W1** z klasycznymi zestawami kołowymi (**CWS**) oraz z zestawami z niezależnie obracającymi się kołami (**IRW**) na torze o rozstawie szyn w zakresie 1435-1450 mm.



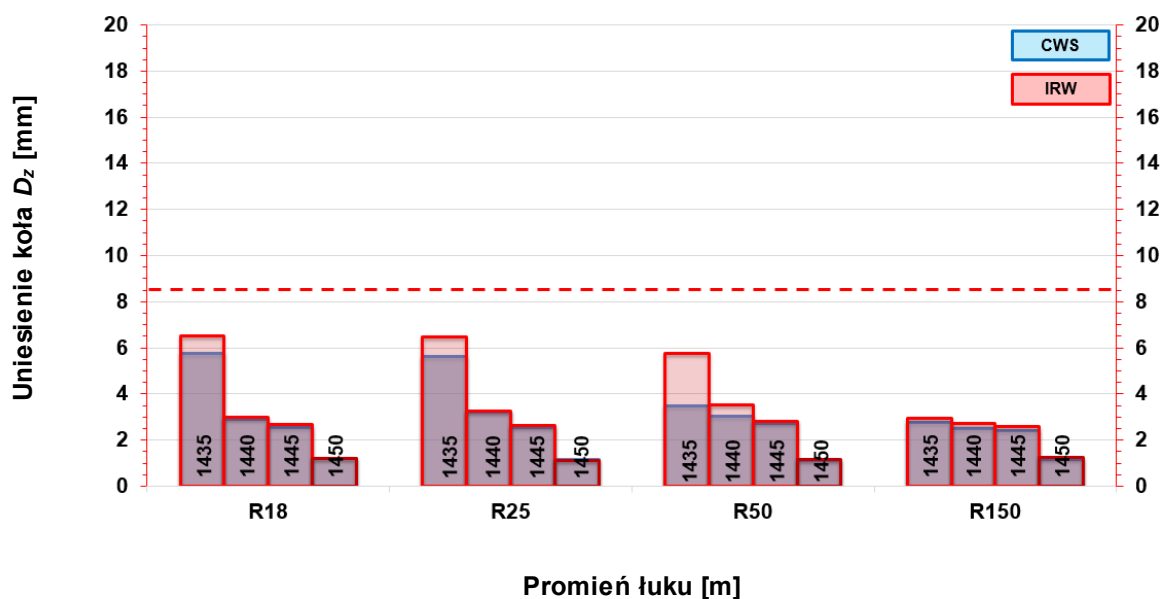
Rys. 6.23. Porównanie wartości uniesienia krytycznego koła D_z **pierwszego wózka (napędowego)** tramwaju w konfiguracji **3W1** z klasycznymi zestawami kołowymi (**CWS**) oraz z zestawami z niezależnie obracającymi się kołami (**IRW**) na torze o rozstawie szyn w zakresie 1000-1015 mm.



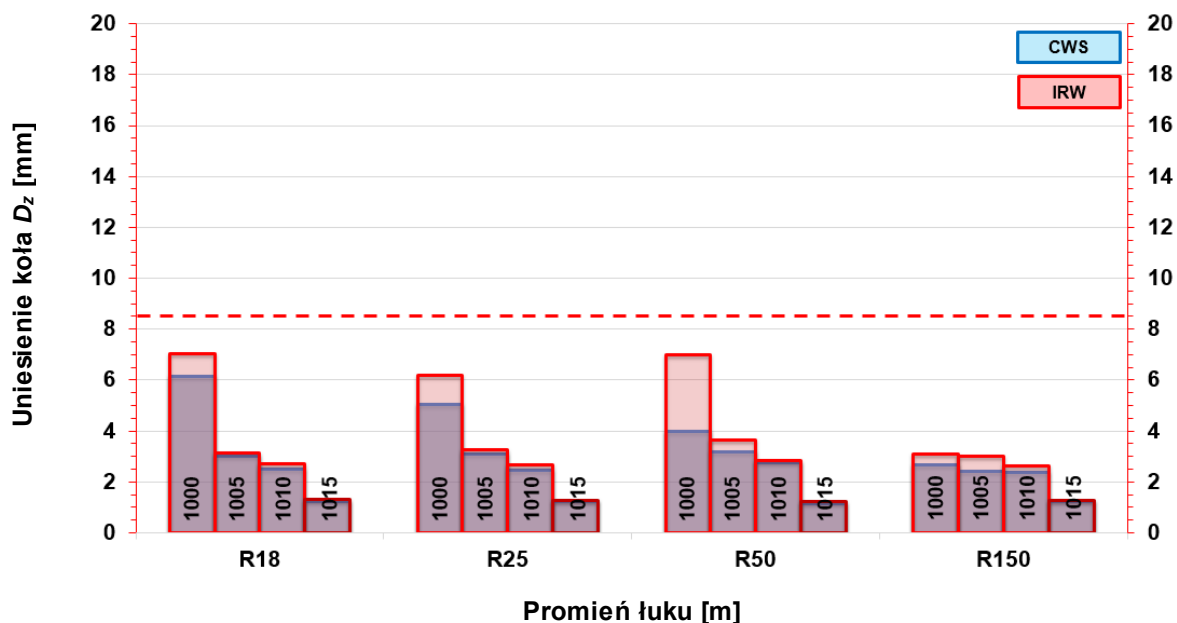
Rys. 6.24. Porównanie wartości uniesienia krytycznego koła D_z **przedniego wózka pośredniego (toczego)** tramwaju w konfiguracji **3W1** z klasycznymi zestawami kołowymi (**CWS**) oraz z zestawami z niezależnie obracającymi się kołami (**IRW**) na torze o rozstawie szyn w zakresie 1435-1450 mm.



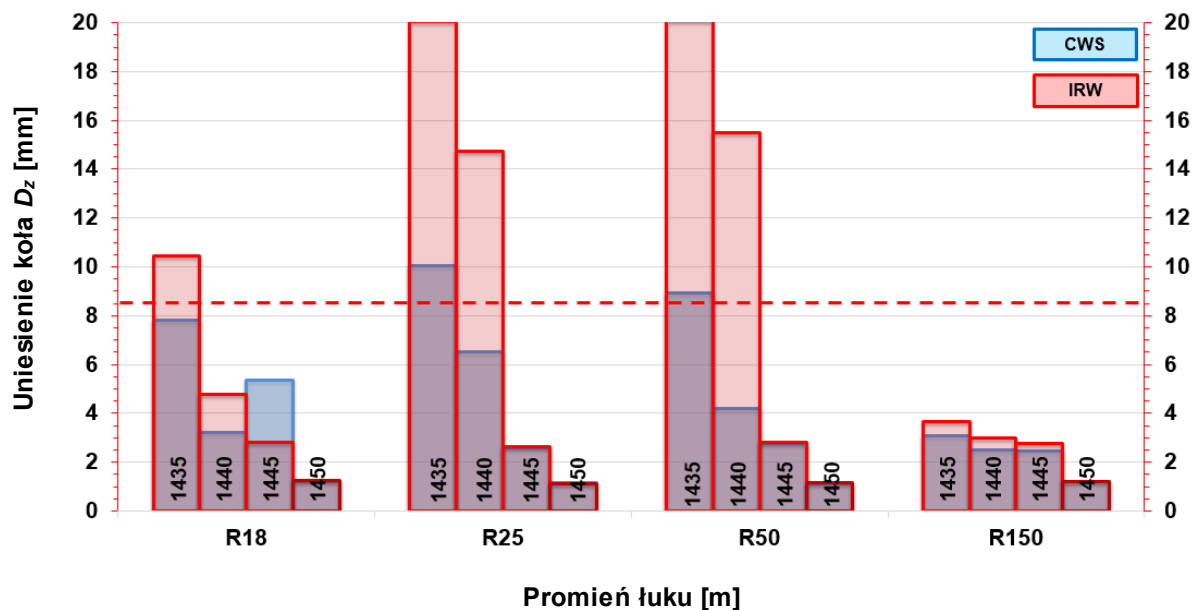
Rys. 6.25. Porównanie wartości uniesienia krytycznego koła D_z **przedniego wózka pośredniego (toczego)** tramwaju w konfiguracji **3W1** z klasycznymi zestawami kołowymi (**CWS**) oraz z zestawami z niezależnie obracającymi się kołami (**IRW**) na torze o rozstawie szyn w zakresie 1000-1015 mm.



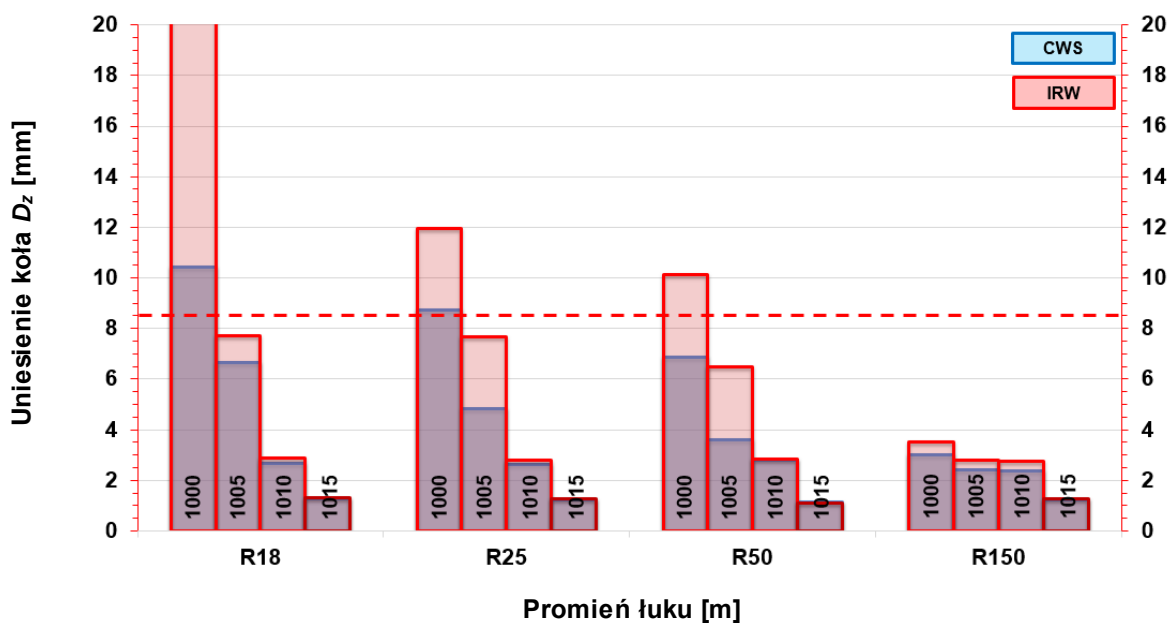
Rys. 6.26. Porównanie wartości uniesienia krytycznego koła D_z tylnego wózka pośredniego (toczno) tramwaju w konfiguracji 3W1 z klasycznymi zestawami kołowymi (CWS) oraz z zestawami z niezależnie obracającymi się kołami (IRW) na torze o rozstawie szyn w zakresie 1435-1450 mm.



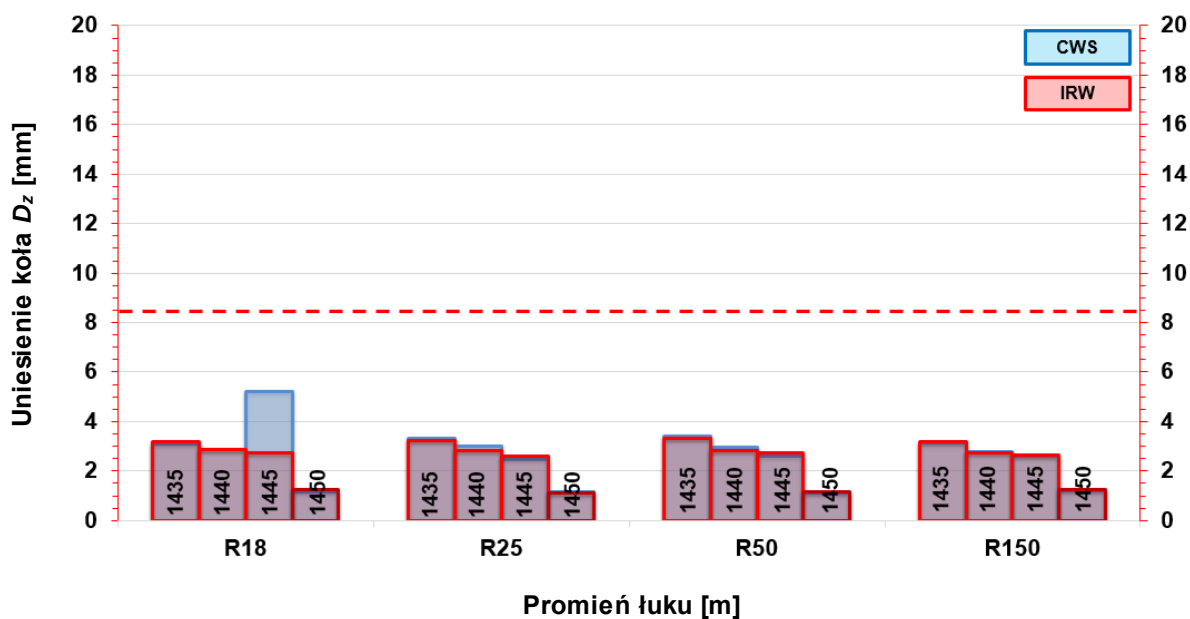
Rys. 6.27. Porównanie wartości uniesienia krytycznego koła D_z tylnego wózka pośredniego (toczno) tramwaju w konfiguracji 3W1 z klasycznymi zestawami kołowymi (CWS) oraz z zestawami z niezależnie obracającymi się kołami (IRW) na torze o rozstawie szyn w zakresie 1000-1015 mm.



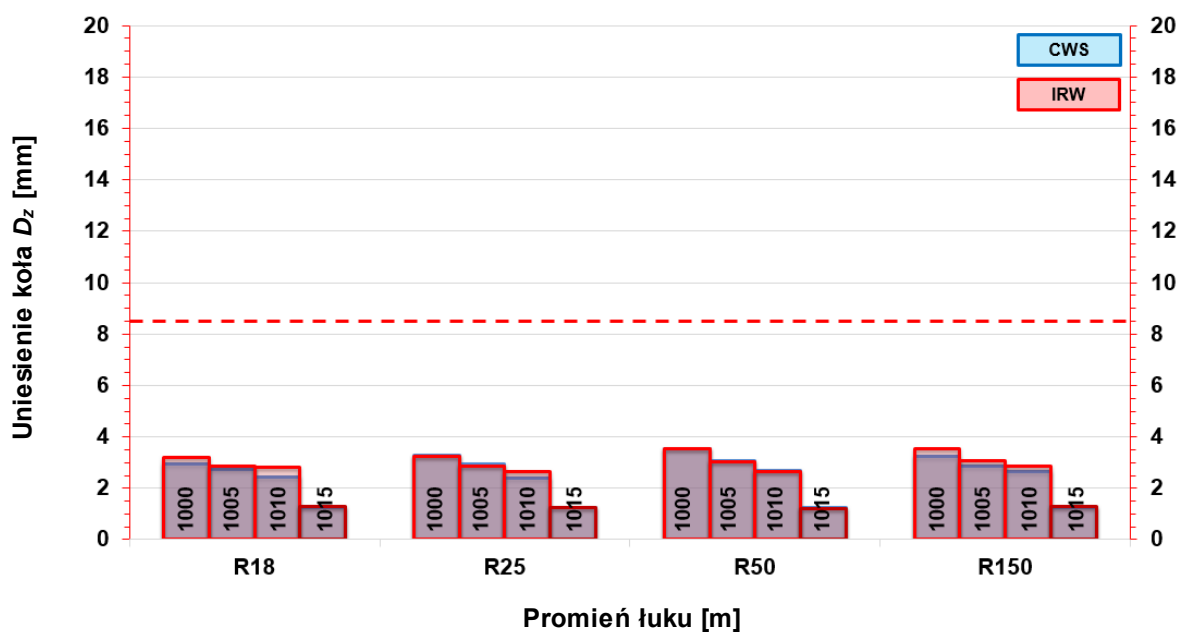
Rys. 6.28. Porównanie wartości uniesienia krytycznego koła D_z ostatniego wózka (napędowego) tramwaju w konfiguracji **3W1** z klasycznymi zestawami kołowymi (**CWS**) oraz z zestawami z niezależnie obracającymi się kołami (**IRW**) na torze o rozstawie szyn w zakresie 1435-1450 mm.



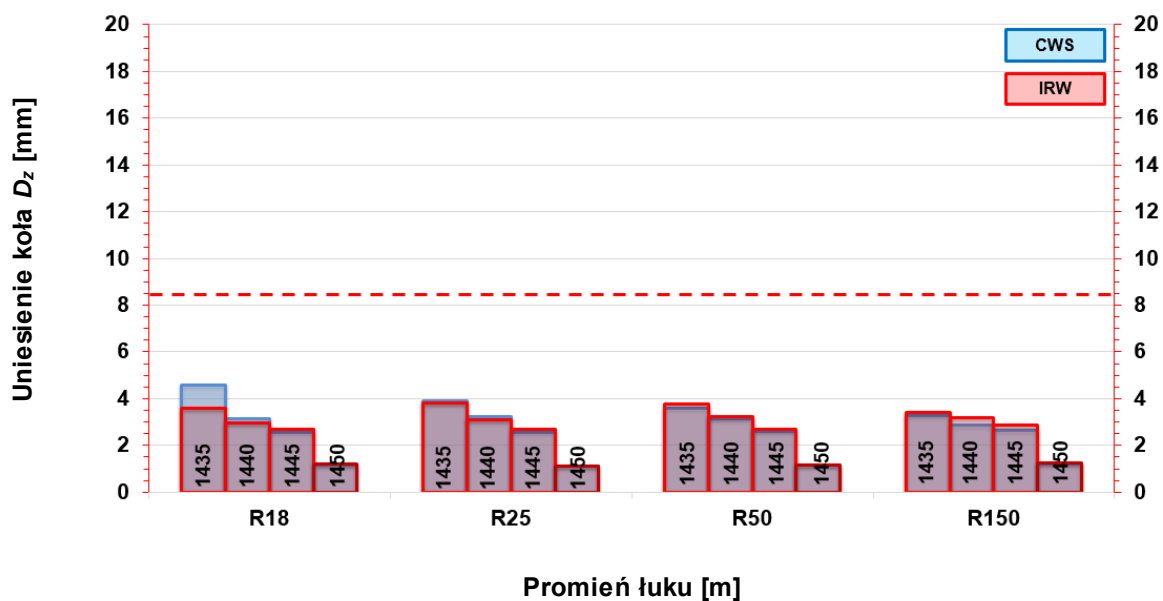
Rys. 6.29. Porównanie wartości uniesienia krytycznego koła D_z ostatniego wózka (napędowego) tramwaju w konfiguracji **3W1** z klasycznymi zestawami kołowymi (**CWS**) oraz z zestawami z niezależnie obracającymi się kołami (**IRW**) na torze o rozstawie szyn w zakresie 1000-1015 mm.



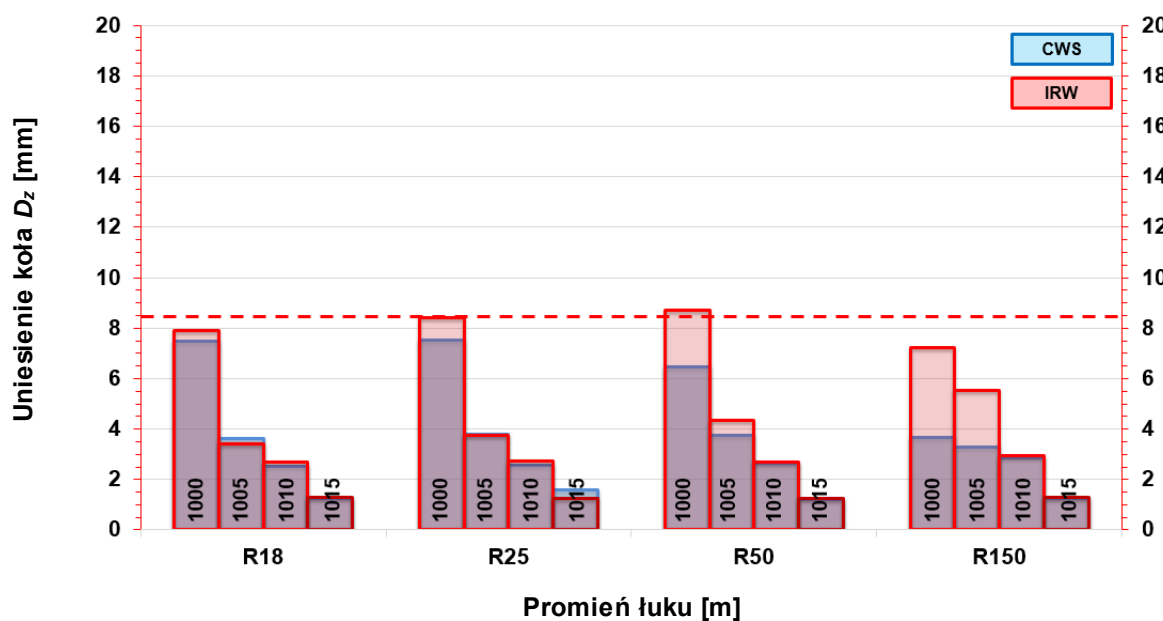
Rys. 6.30. Porównanie wartości uniesienia krytycznego koła D_z **pierwszego wózka (napędowego)** tramwaju w konfiguracji **3W2** z klasycznymi zestawami kołowymi (**CWS**) oraz z zestawami z niezależnie obracającymi się kołami (**IRW**) na torze o rozstawie szyn w zakresie 1435-1450 mm.



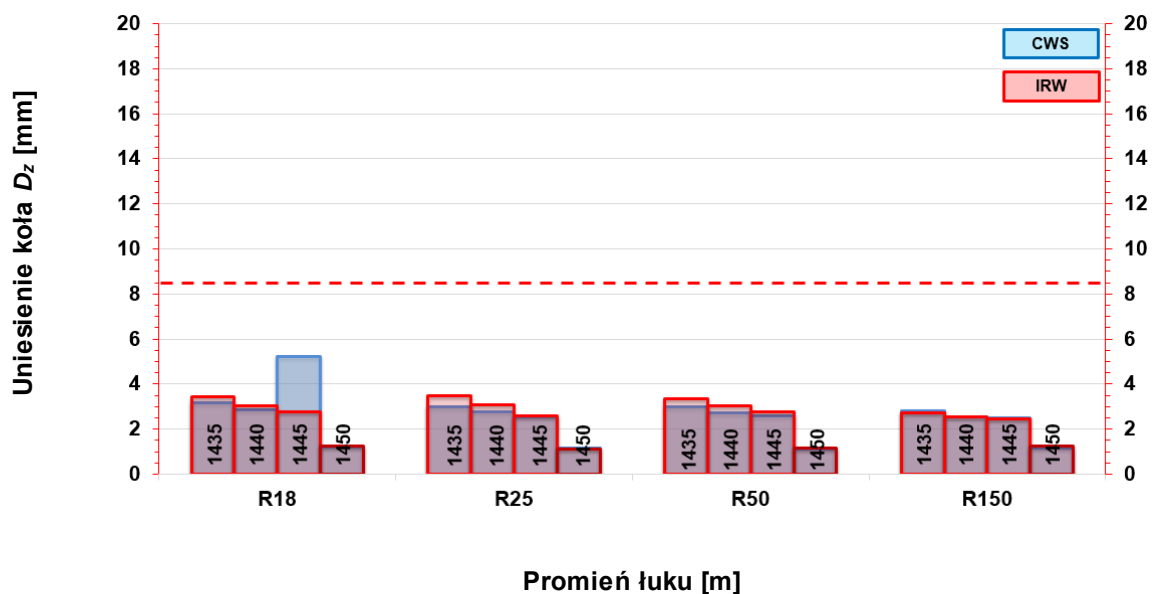
Rys. 6.31. Porównanie wartości uniesienia krytycznego koła D_z **pierwszego wózka (napędowego)** tramwaju w konfiguracji **3W2** z klasycznymi zestawami kołowymi (**CWS**) oraz z zestawami z niezależnie obracającymi się kołami (**IRW**) na torze o rozstawie szyn w zakresie 1000-1015 mm.



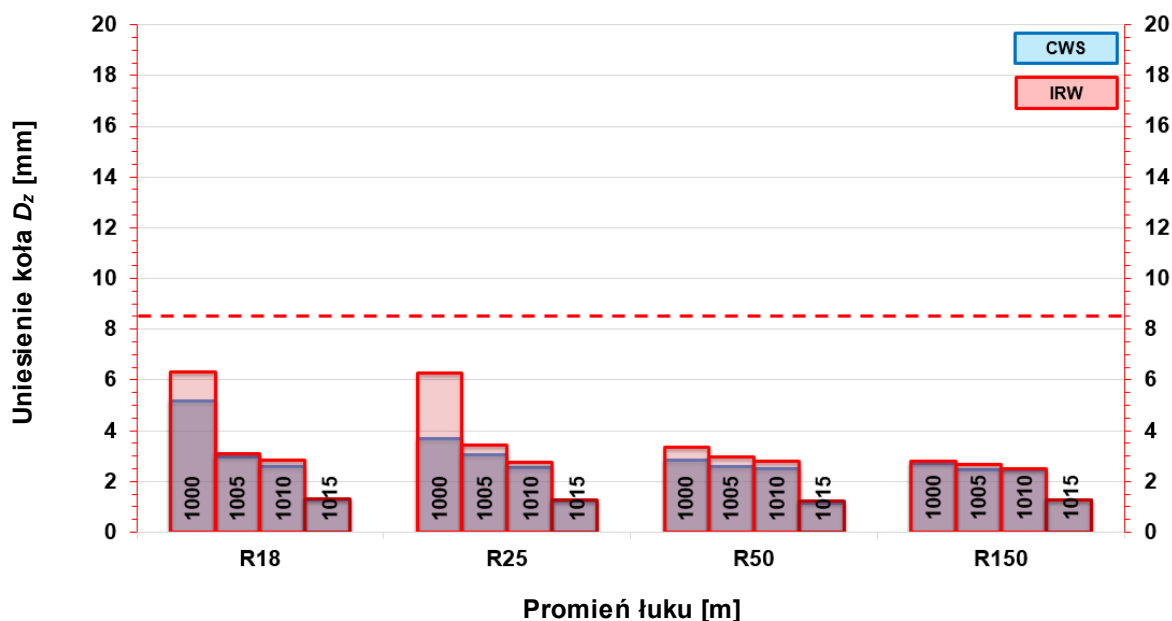
Rys. 6.32. Porównanie wartości uniesienia krytycznego koła D_z **przedniego wózka pośredniego (toczego)** tramwaju w konfiguracji **3W2** z klasycznymi zestawami kołowymi (**CWS**) oraz z zestawami z niezależnie obracającymi się kołami (**IRW**) na torze o rozstawie szyn w zakresie 1435-1450 mm.



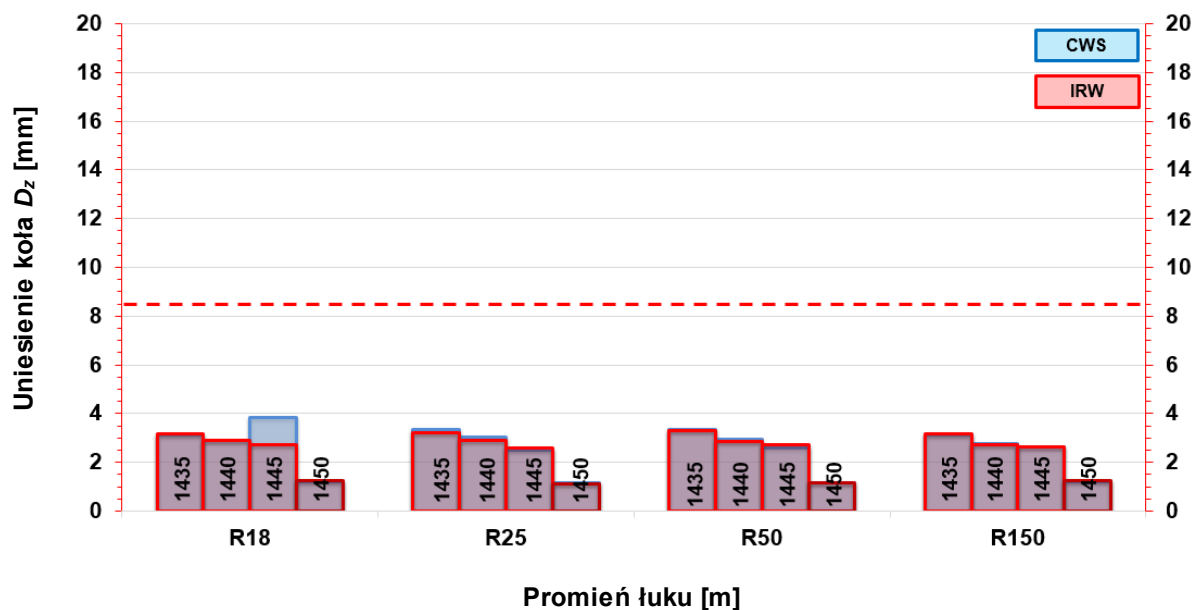
Rys. 6.33. Porównanie wartości uniesienia krytycznego koła D_z **przedniego wózka pośredniego (toczego)** tramwaju w konfiguracji **3W2** z klasycznymi zestawami kołowymi (**CWS**) oraz z zestawami z niezależnie obracającymi się kołami (**IRW**) na torze o rozstawie szyn w zakresie 1000-1015 mm.



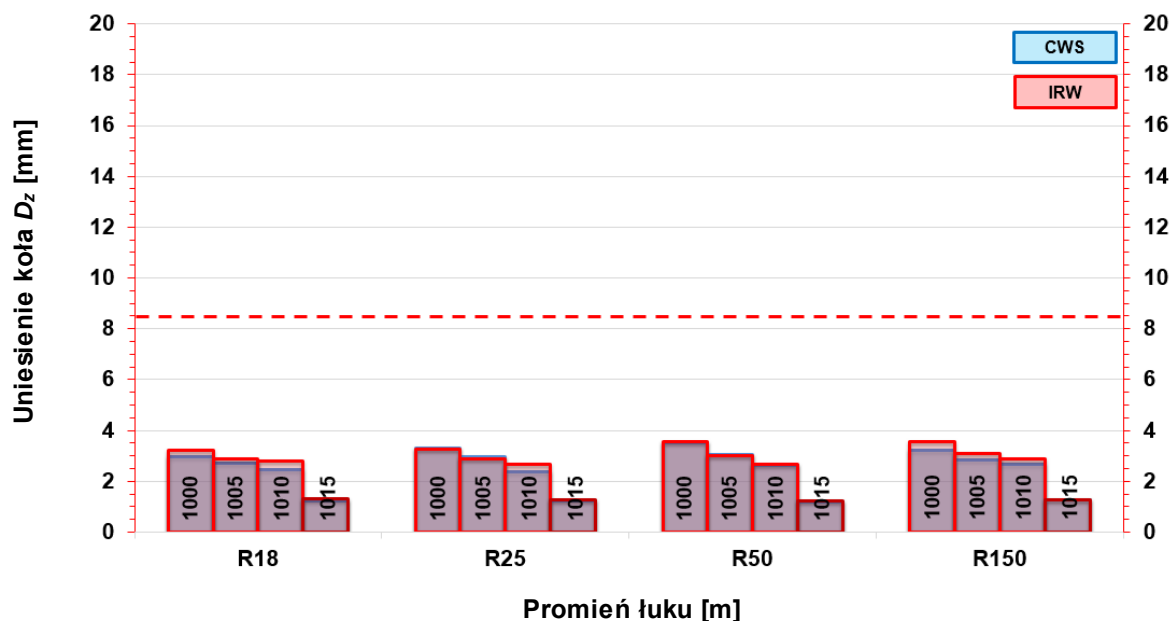
Rys. 6.34. Porównanie wartości uniesienia krytycznego koła D_z tylnego wózka pośredniego (toczego) tramwaju w konfiguracji 3W2 z klasycznymi zestawami kołowymi (CWS) oraz z zestawami z niezależnie obracającymi się kołami (IRW) na torze o rozstawie szyn w zakresie 1435-1450 mm.



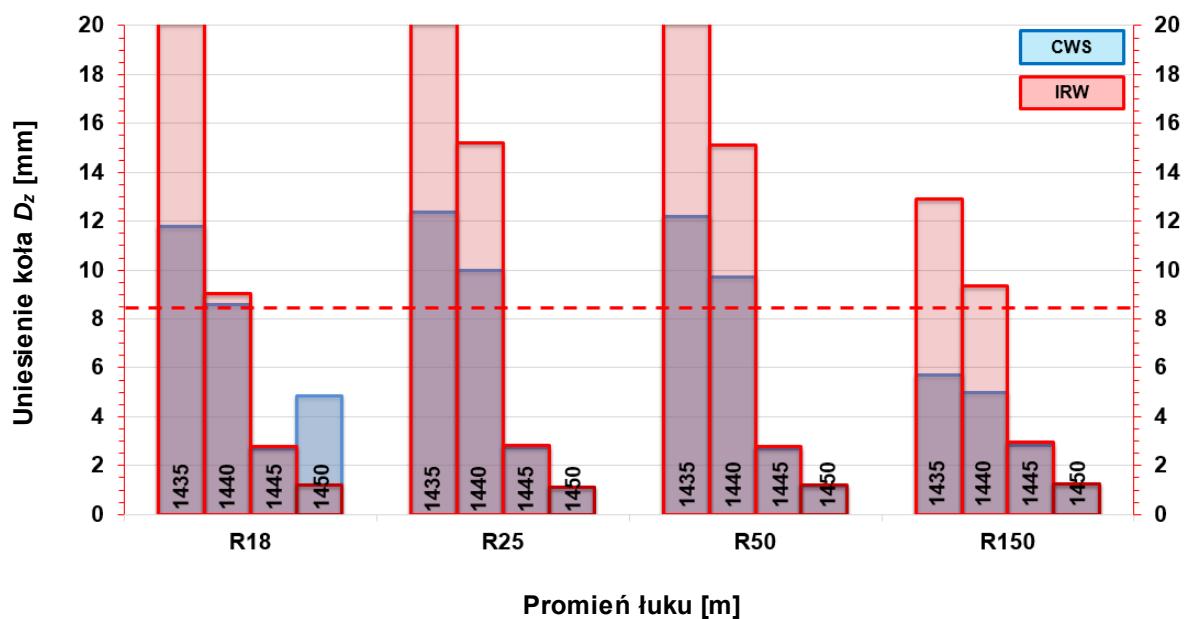
Rys. 6.35. Porównanie wartości uniesienia krytycznego koła D_z tylnego wózka pośredniego (toczego) tramwaju w konfiguracji 3W2 z klasycznymi zestawami kołowymi (CWS) oraz z zestawami z niezależnie obracającymi się kołami (IRW) na torze o rozstawie szyn w zakresie 1000-1015 mm.



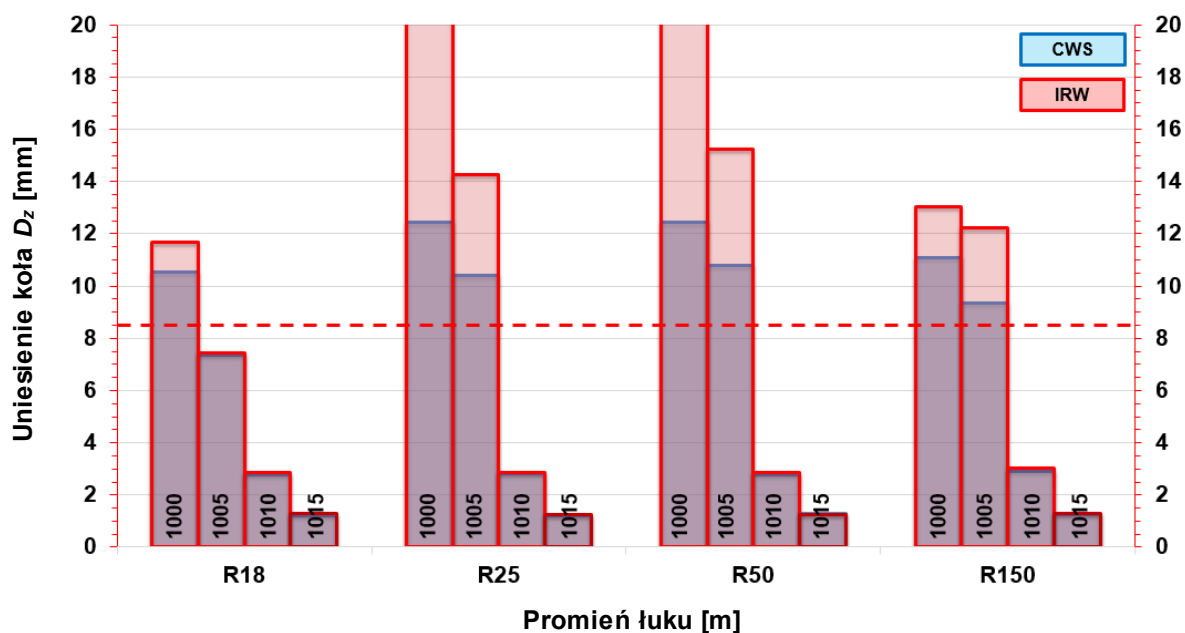
Rys. 6.36. Porównanie wartości uniesienia krytycznego koła D_z **ostatniego wózka (napędowego)** tramwaju w konfiguracji **3W2** z klasycznymi zestawami kołowymi (**CWS**) oraz z zestawami z niezależnie obracającymi się kołami (**IRW**) na torze o rozstawie szyn w zakresie 1435-1450 mm.



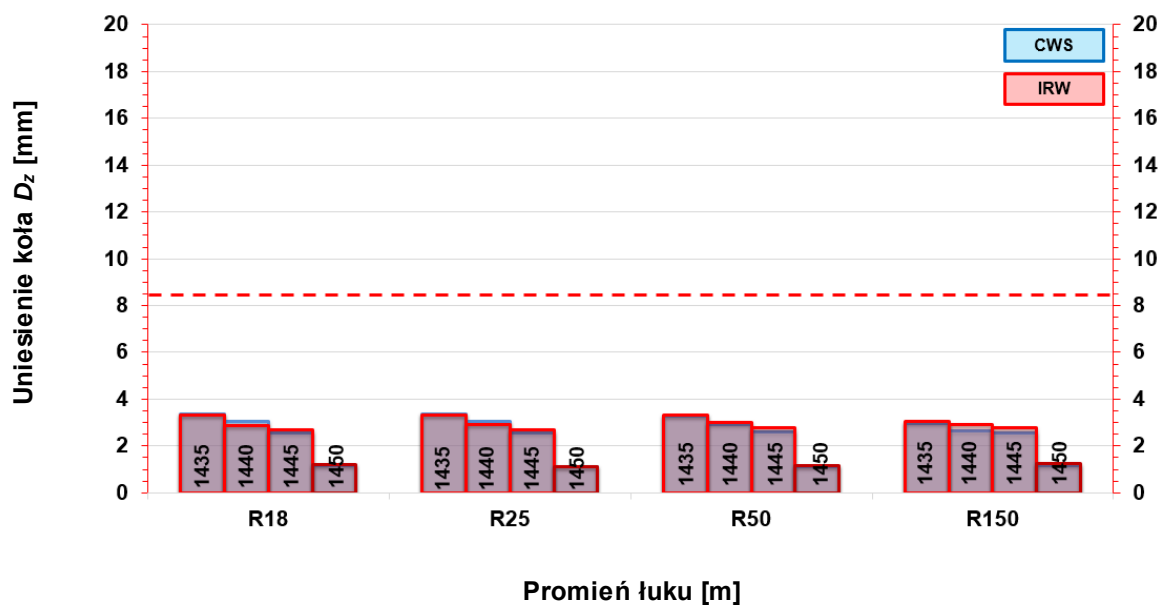
Rys. 6.37. Porównanie wartości uniesienia krytycznego koła D_z **ostatniego wózka (napędowego)** tramwaju w konfiguracji **3W2** z klasycznymi zestawami kołowymi (**CWS**) oraz z zestawami z niezależnie obracającymi się kołami (**IRW**) na torze o rozstawie szyn w zakresie 1000-1015 mm.



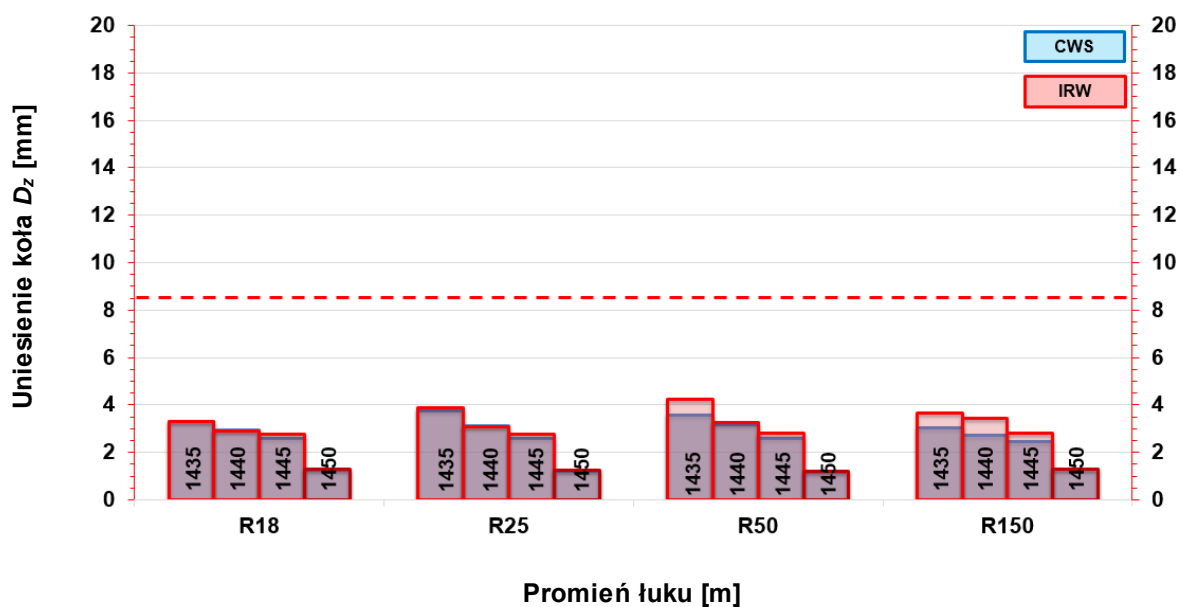
Rys. 6.38. Porównanie wartości uniesienia krytycznego koła D_z **pierwszego wózka (napędowego)** tramwaju w konfiguracji **3W3** z klasycznymi zestawami kołowymi (**CWS**) oraz z zestawami z niezależnie obracającymi się kołami (**IRW**) na torze o rozstawie szyn w zakresie 1435-1450 mm.



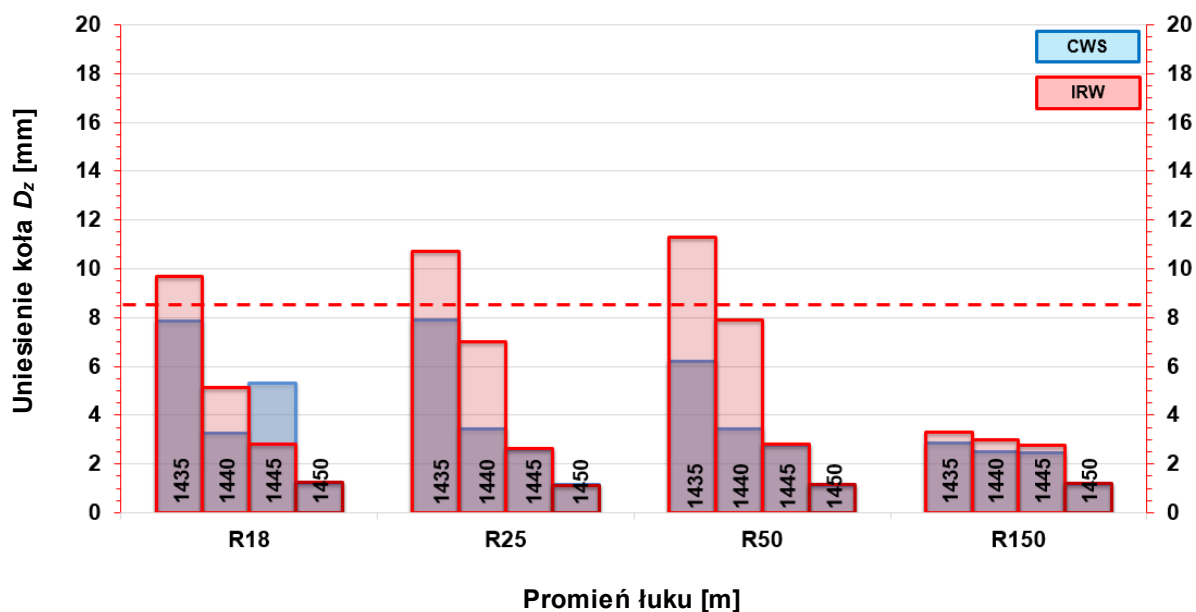
Rys. 6.39. Porównanie wartości uniesienia krytycznego koła D_z **pierwszego wózka (napędowego)** tramwaju w konfiguracji **3W3** z klasycznymi zestawami kołowymi (**CWS**) oraz z zestawami z niezależnie obracającymi się kołami (**IRW**) na torze o rozstawie szyn w zakresie 1000-1015 mm.



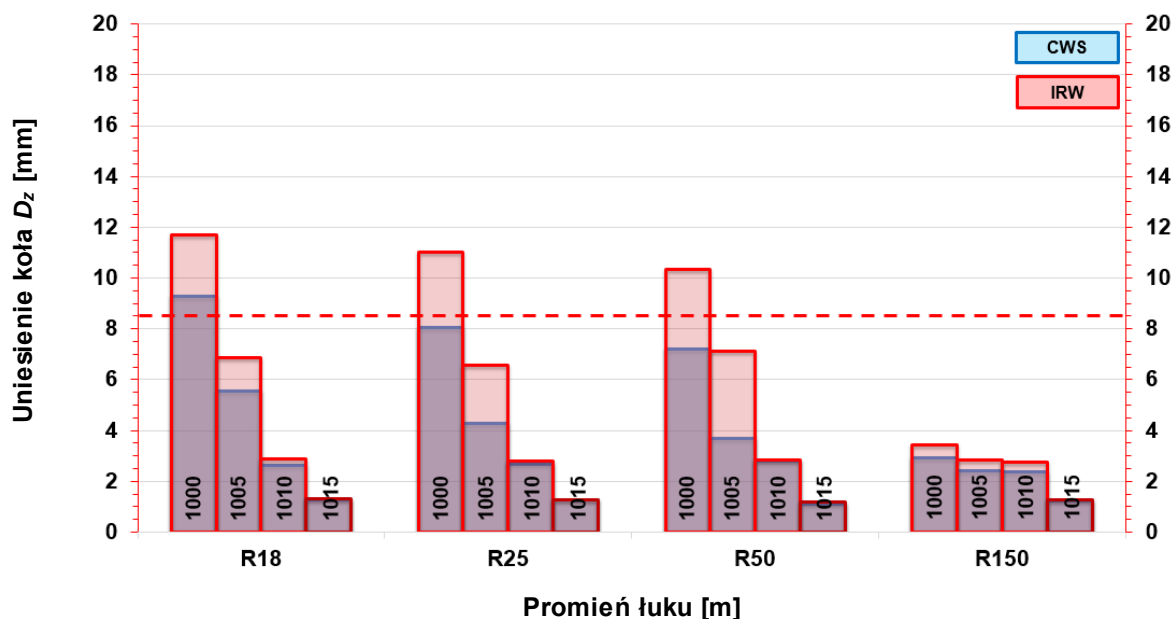
Rys. 6.40. Porównanie wartości uniesienia krytycznego koła D_z **pośredniego wózka (tocznego)** tramwaju w konfiguracji **3W3** z klasycznymi zestawami kołowymi (**CWS**) oraz z zestawami z niezależnie obracającymi się kołami (**IRW**) na torze o rozstawie szyn w zakresie 1435-1450 mm.



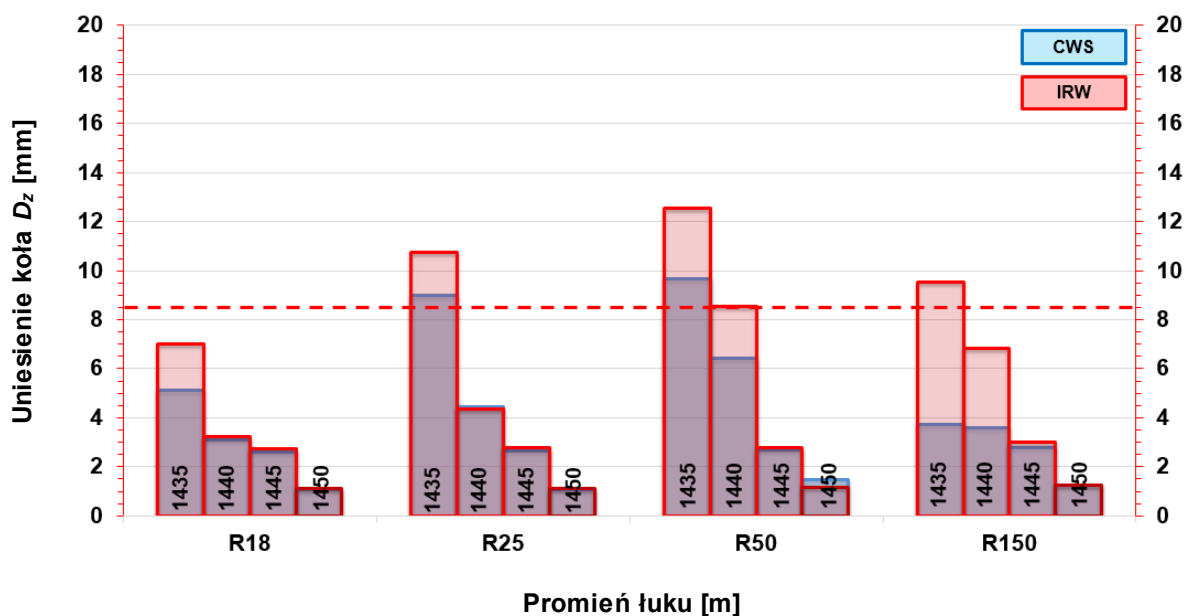
Rys. 6.41. Porównanie wartości uniesienia krytycznego koła D_z **pośredniego wózka (tocznego)** tramwaju w konfiguracji **3W3** z klasycznymi zestawami kołowymi (**CWS**) oraz z zestawami z niezależnie obracającymi się kołami (**IRW**) na torze o rozstawie szyn w zakresie 1000-1015 mm.



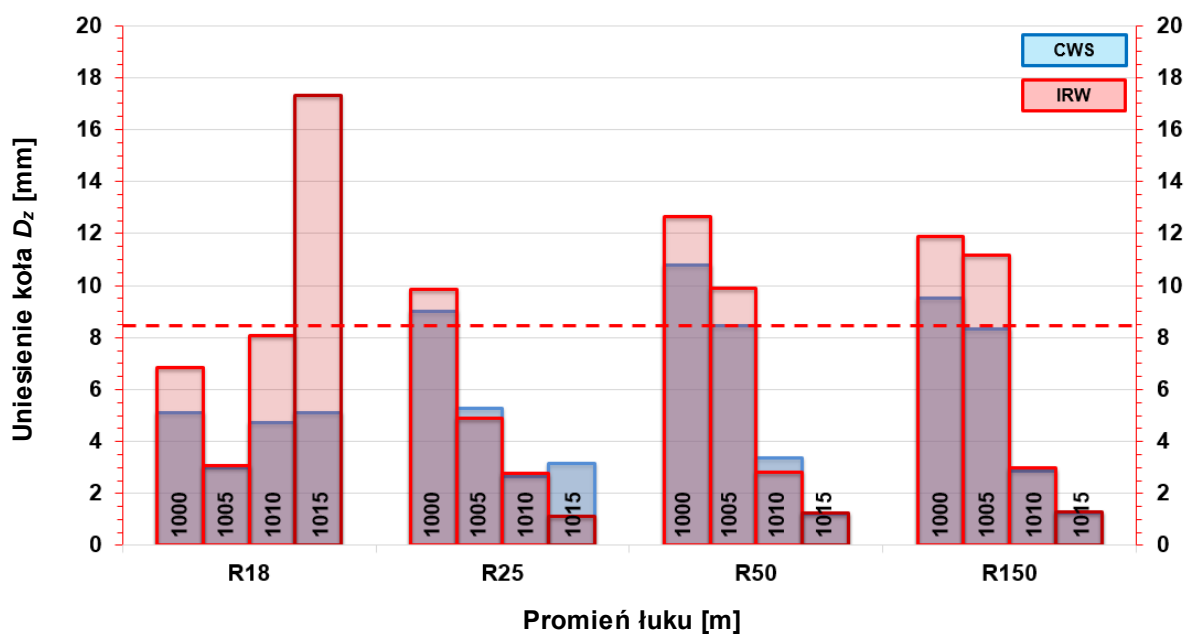
Rys. 6.42. Porównanie wartości uniesienia krytycznego koła D_z ostatniego wózka (napędowego) tramwaju w konfiguracji **3W3** z klasycznymi zestawami kołowymi (**CWS**) oraz z zestawami z niezależnie obracającymi się kołami (**IRW**) na torze o rozstawie szyn w zakresie 1435-1450 mm.



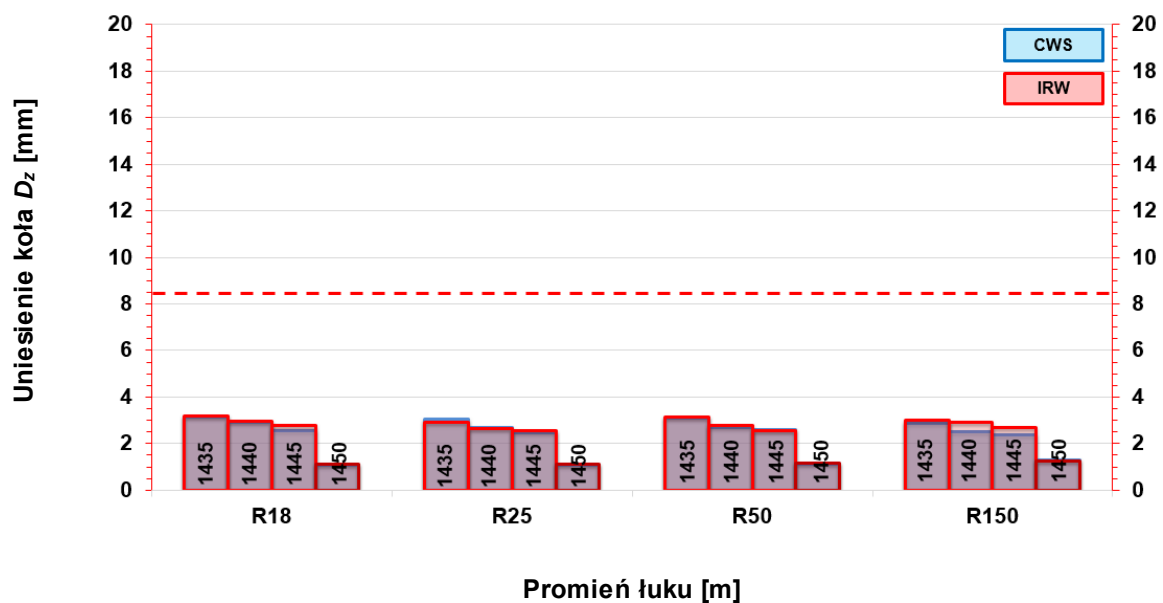
Rys. 6.43. Porównanie wartości uniesienia krytycznego koła D_z ostatniego wózka (napędowego) tramwaju w konfiguracji **3W3** z klasycznymi zestawami kołowymi (**CWS**) oraz z zestawami z niezależnie obracającymi się kołami (**IRW**) na torze o rozstawie szyn w zakresie 1000-1015 mm.



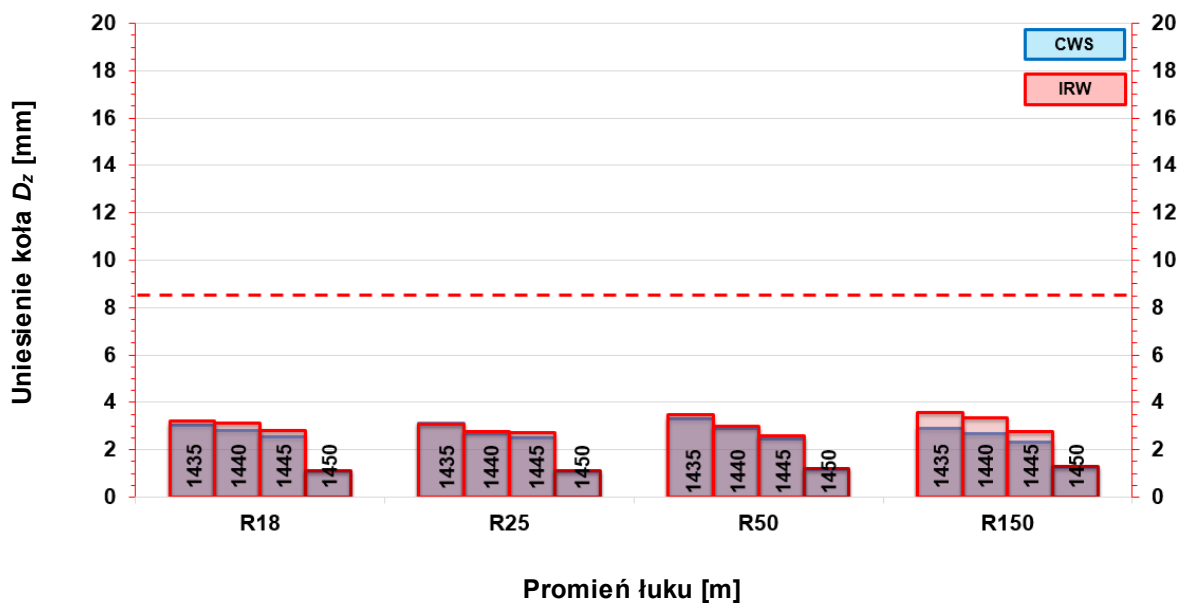
Rys. 6.44. Porównanie wartości uniesienia krytycznego koła D_z **pierwszego wózka (napędowego)** tramwaju w konfiguracji **3W4** z klasycznymi zestawami kołowymi (**CWS**) oraz z zestawami z niezależnie obracającymi się kołami (**IRW**) na torze o rozstawie szyn w zakresie 1435-1450 mm.



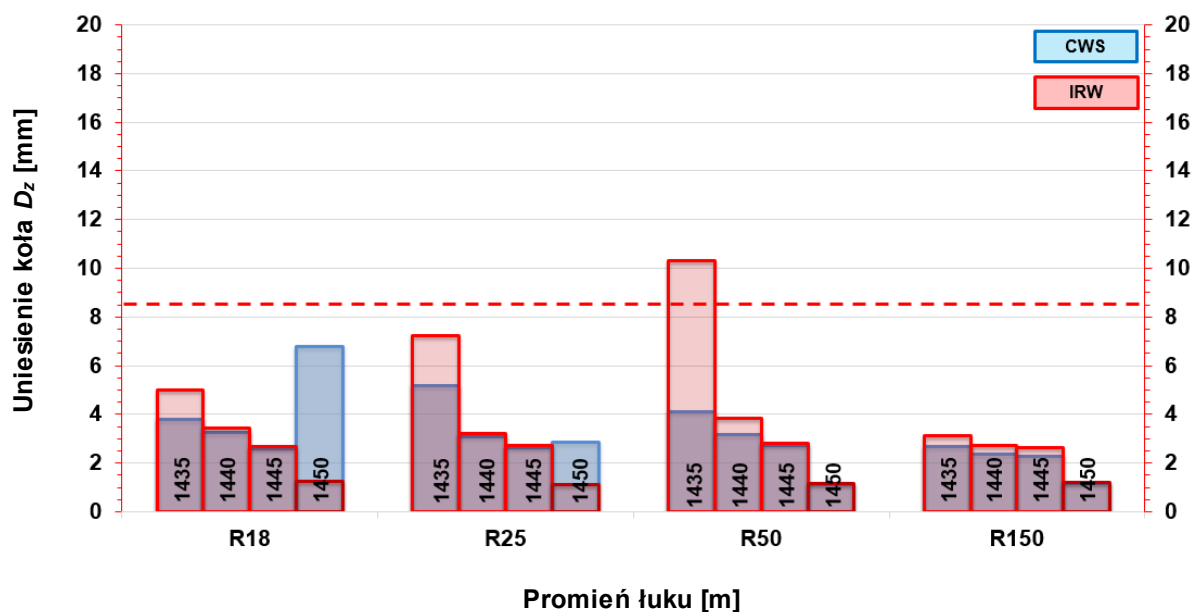
Rys. 6.45. Porównanie wartości uniesienia krytycznego koła D_z **pierwszego wózka (napędowego)** tramwaju w konfiguracji **3W4** z klasycznymi zestawami kołowymi (**CWS**) oraz z zestawami z niezależnie obracającymi się kołami (**IRW**) na torze o rozstawie szyn w zakresie 1000-1015 mm.



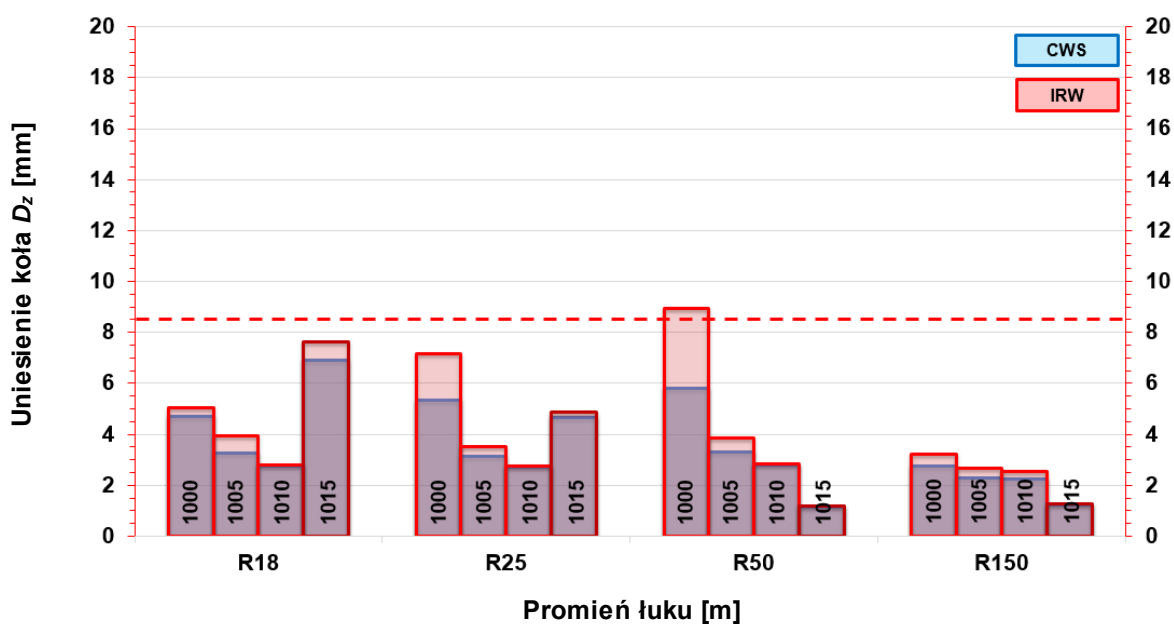
Rys. 6.46. Porównanie wartości uniesienia krytycznego koła D_z **pośredniego wózka (tocznego)** tramwaju w konfiguracji **3W4** z klasycznymi zestawami kołowymi (**CWS**) oraz z zestawami z niezależnie obracającymi się kołami (**IRW**) na torze o rozstawie szyn w zakresie 1435-1450 mm.



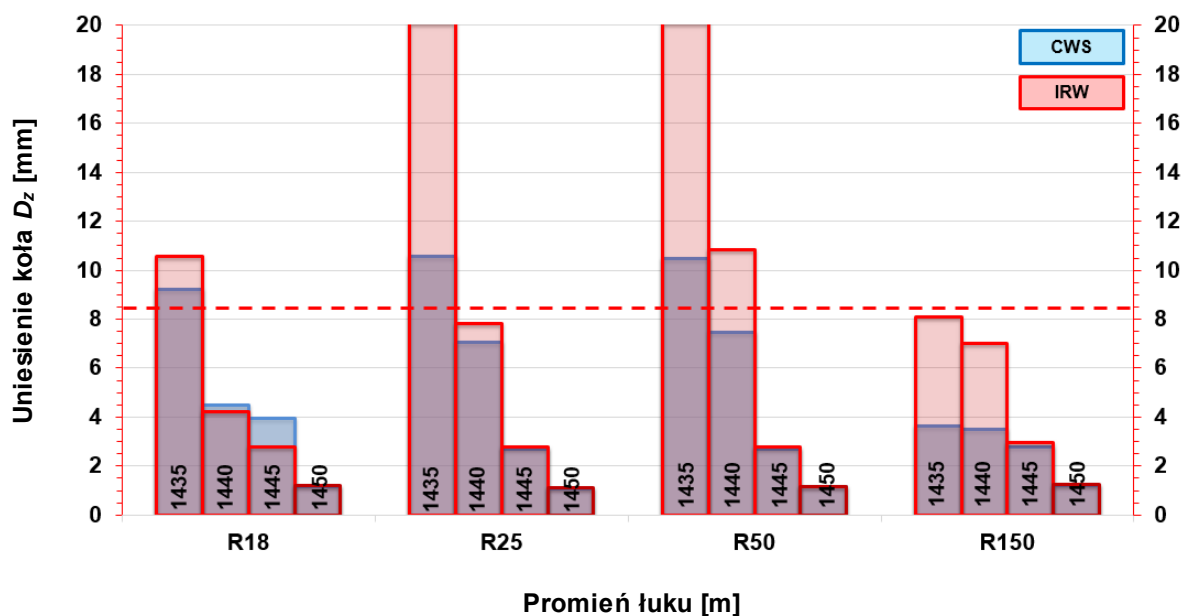
Rys. 6.47. Porównanie wartości uniesienia krytycznego koła D_z **pośredniego wózka (tocznego)** tramwaju w konfiguracji **3W4** z klasycznymi zestawami kołowymi (**CWS**) oraz z zestawami z niezależnie obracającymi się kołami (**IRW**) na torze o rozstawie szyn w zakresie 1000-1015 mm.



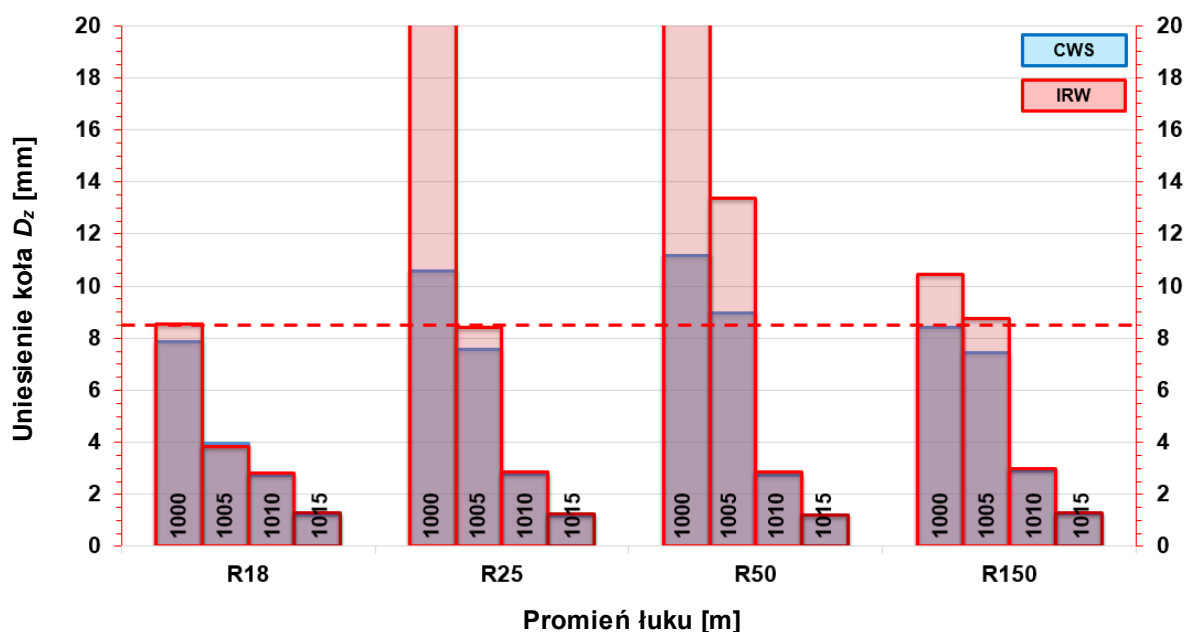
Rys. 6.48. Porównanie wartości uniesienia krytycznego koła D_z **ostatniego wózka (napędowego)** tramwaju w konfiguracji **3W4** z klasycznymi zestawami kołowymi (**CWS**) oraz z zestawami z niezależnie obracającymi się kołami (**IRW**) na torze o rozstawie szyn w zakresie 1435-1450 mm.



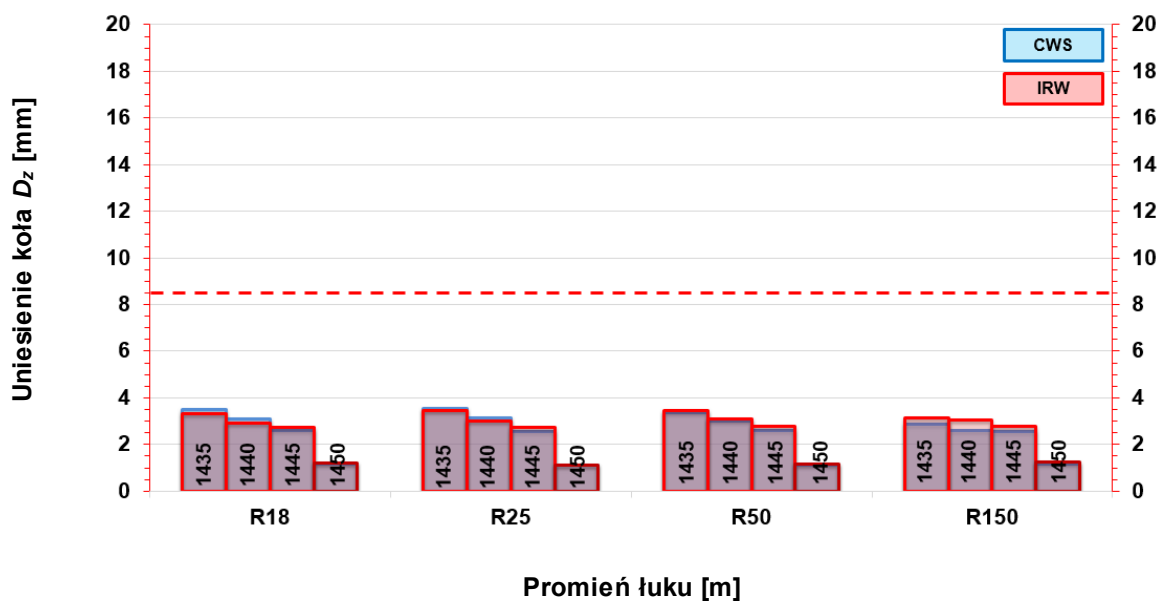
Rys. 6.49. Porównanie wartości uniesienia krytycznego koła D_z **ostatniego wózka (napędowego)** tramwaju w konfiguracji **3W4** z klasycznymi zestawami kołowymi (**CWS**) oraz z zestawami z niezależnie obracającymi się kołami (**IRW**) na torze o rozstawie szyn w zakresie 1000-1015 mm.



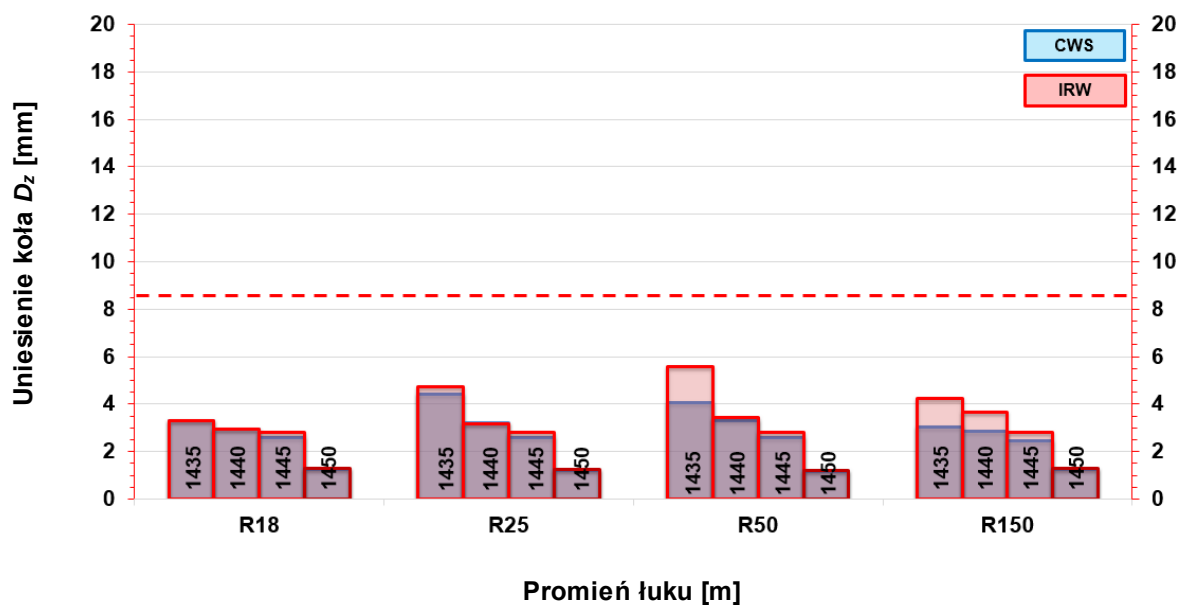
Rys. 6.50. Porównanie wartości uniesienia krytycznego koła D_z **pierwszego wózka (napędowego)** tramwaju w konfiguracji **5W** z klasycznymi zestawami kołowymi (**CWS**) oraz z zestawami z niezależnie obracającymi się kołami (**IRW**) na torze o rozstawie szyn w zakresie 1435-1450 mm.



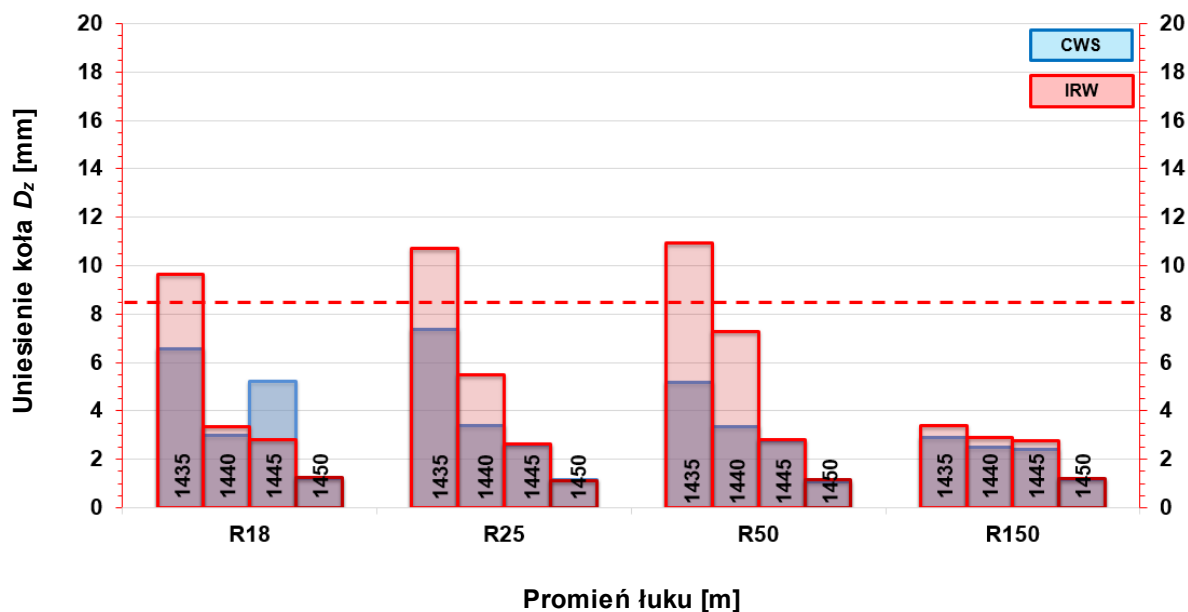
Rys. 6.51. Porównanie wartości uniesienia krytycznego koła D_z **pierwszego wózka (napędowego)** tramwaju w konfiguracji **5W** z klasycznymi zestawami kołowymi (**CWS**) oraz z zestawami z niezależnie obracającymi się kołami (**IRW**) na torze o rozstawie szyn w zakresie 1000-1015 mm.



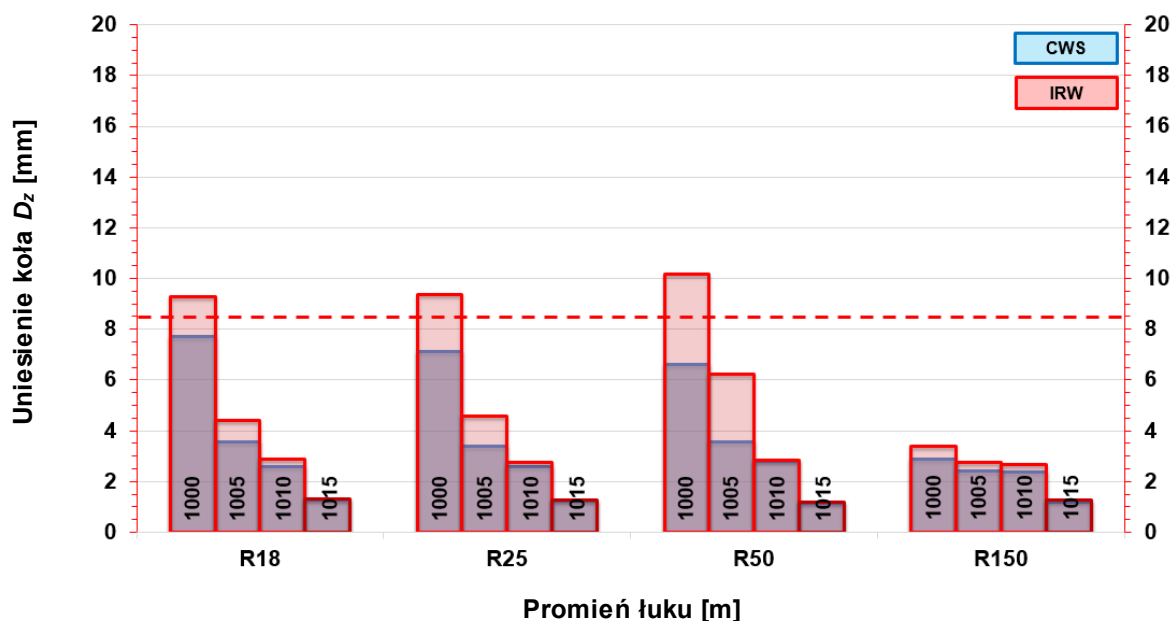
Rys. 6.52. Porównanie wartości uniesienia krytycznego koła D_z **pośredniego wózka (tocznego)** tramwaju w konfiguracji **5W** z klasycznymi zestawami kołowymi (**CWS**) oraz z zestawami z niezależnie obracającymi się kołami (**IRW**) na torze o rozstawie szyn w zakresie **1435-1450 mm**.



Rys. 6.53. Porównanie wartości uniesienia krytycznego koła D_z **pośredniego wózka (tocznego)** tramwaju w konfiguracji **5W** z klasycznymi zestawami kołowymi (**CWS**) oraz z zestawami z niezależnie obracającymi się kołami (**IRW**) na torze o rozstawie szyn w zakresie **1000-1015 mm**.



Rys. 6.54. Porównanie wartości uniesienia krytycznego koła D_z ostatniego wózka (napędowego) tramwaju w konfiguracji **5W** z klasycznymi zestawami kołowymi (**CWS**) oraz z zestawami z niezależnie obracającymi się kołami (**IRW**) na torze o rozstawie szyn w zakresie 1435-1450 mm.



Rys. 6.55. Porównanie wartości uniesienia krytycznego koła D_z ostatniego wózka (napędowego) tramwaju w konfiguracji **5W** z klasycznymi zestawami kołowymi (**CWS**) oraz z zestawami z niezależnie obracającymi się kołami (**IRW**) na torze o rozstawie szyn w zakresie 1000-1015 mm.

Generalnie, wzrostowi rozstawu szyn, zarówno w przypadku toru o rozstawie wąskim jak i normalnym towarzyszył spadek wartości uniesienia koła tramwajów w większości analizowanych konfiguracji z klasycznymi zestawami kołowymi, jak również z niezależnie obracającymi się kołami. Przy zwiększonym rozstawie szyn punkt styku przemieścił się z wewnętrznej strony obrzeża na stronę zewnętrzną. Zewnętrzna strona obrzeża koła charakteryzuje się większym pochyleniem, przez co przy identycznych warunkach tarcia do podniesienia koła potrzebna jest większa siła poprzeczna, co skutkuje mniejszym uniesieniem koła niż w przypadku mniejszej wartości rozstawu szyn. Jednocześnie powoduje to wzrost wskaźnika bezpieczeństwa przeciw wykolejeniu Y/Q dla największej badanej wartości rozstawu szyn.

Jednak w części przypadków scenariuszy jazdy pojazdu tramwajowego wyniki odbiegały od przedstawionego powyżej trendu. W niektórych sytuacjach maksymalne uniesienie koła wystąpiło przy rozstawie szyn większym niż nominalny. Zestawienie tych przypadków przedstawiono w tabeli 6.11. Dodatkowo, w tabeli 6.12 zebrano przypadki, w których wartość uniesienia koła nie zmalała wraz ze wzrostem rozstawu szyn. W przypadkach z tabeli 6.12 największą wartość uniesienia koła osiągnięto jednak przy nominalnym rozstawie szyn, co zarejestrowano w tabeli 6.11.

Tabela 6.11. Zestawienie przypadków scenariuszy jazdy, w których uniesienie koła na torze o rozstawie większym niż nominalny było większe niż na torze o rozstawie nominalnym
(Oznaczenia kół: FR – przednie prawe, FL – przednie lewe, RR – tylne prawe, RL – tylne lewe).

Konf.	Zestaw kołowy	Kryt. koło	Promień łuku [m]	Szer. toru [mm]	Uniesienie koła D_z [mm]	Uniesienie koła D_z na torze o nom. szer. [mm]	Lokalizacja wózka
1W	CWS	FR	18	1445	5,25	4,43	skrajny przedni
1W	CWS	FR	18	1445	5,21	3,21	skrajny tylny
2WJ	CWS	FR	18	1445	5,23	3,29	skrajny tylny
3W2	CWS	FR	18	1445	5,21	3,10	skrajny przedni
3W2	CWS	FR	18	1445	5,22	3,16	pośredni tylny
3W2	CWS	FR	18	1445	3,82	3,13	skrajny tylny
3W4	IRW	FR	18	1015	17,32	6,86	skrajny przedni
3W4	IRW	RL	18	1015	7,61	5,03	skrajny tylny
3W4	CWS	RL	18	1015	6,89	4,70	skrajny tylny
3W4	CWS	RL	18	1450	6,77	3,78	skrajny tylny

Tabela 6.12. Zestawienie przypadków scenariuszy jazdy, w których uniesienie koła nie malało wraz ze wzrostem rozstawu szyn we wskazanym przypadku

(Oznaczenia kół: *FR* – przednie prawe, *FL* – przednie lewe, *RR* – tylne prawe, *RL* – tylne lewe).

Konf.	Zestaw kołowy	Promień łuku [m]	Szer. toru [mm]	Uniesienie koła Dz [mm]	Uniesienie koła Dz na torze o nom. szer. [mm]	Lokalizacja wózka
3W1	CWS	18	1445	5,37	7,80	skrajny tylny
3W3	CWS	18	1450	4,83	11,78	skrajny przedni
3W3	CWS	18	1445	5,31	7,84	skrajny tylny
3W4	CWS	18	1015	5,09	5,09	skrajny przedni
3W4	CWS	25	1015	3,17	9,02	skrajny przedni
3W4	CWS	25	1450	2,85	5,16	skrajny tylny
3W4	CWS	25	1015	4,65	5,35	skrajny tylny
3W4	IRW	25	1015	4,86	7,17	skrajny tylny
5W	CWS	18	1445	5,20	6,56	skrajny tylny

Tramwaje o konfiguracji wagonów 1W, 2WJ oraz 3W2, w przypadku których wystąpiła zwiększona wartość uniesienia na torze o rozstawie innym niż nominalny, wyposażone są w wózki obrotowe i w klasyczne zestawy kołowe. Na torze o rozstawie szyn 1445 mm kąt nabiegania koła na szynę osiągnął maksimum. Krytycznym kołem było koło przednie prawe w wózkach wymienionych w tabeli 6.11. Przy rozstawie szyn większym niż nominalny zmniejszył się luz pomiędzy kołem a rowkiem szyny, co w połączeniu z największą wartością kąta nabiegania spowodowało dużą wartość uniesienia koła po bardziej stromej stronie obrzeża (tj. od wewnętrznej strony koła zestawu kołowego) na minimalnym analizowanym promieniu łuku R18.

Nietypowym zachowaniem charakteryzował się wyposażony w trzy wózki nieobrotowe tramwaj o konfiguracji 3W4, zarówno z klasycznymi zestawami kołowymi, jak i z niezależnie obracającymi się kołami. Na torze o maksymalnym rozstawie szyn (zarówno wąskim jak i normalnym), na łuku o minimalnym promieniu R18 ów tramwaj charakteryzował się tym, że kąt obrotu danego nadwozia względem wózka osiągał maksymalną wartość w momencie wjazdu w łuk toru lub zjazdu z niego. Po wjechaniu przez pojazd wszystkimi wózkami na pełny łuk toru kąty pomiędzy ramami wózków a odpowiadającymi im nadwoziami były kilkukrotnie mniejsze niż w trakcie wjazdu lub wyjazdu z łuku. W przypadku toru o maksymalnym analizowanym rozstawie szyn największa wartość uniesienia koła pojawiła się w momencie wjazdu w łuk toru, a nie przy przejeździe przez odcinek zwichrowany. Istotne znaczenie miała tu duża wartość momentu oporowego powstającego w trakcie wjazdu w łuk w usprężynowaniu II. stopnia wózka. Na torze o maksymalnym rozstawie szyn pomiędzy wewnętrzną stroną

koła a rowkiem szyny jest mniejszy luz. W przypadku jego pełnego wykorzystania może pojawić się zakleszczenie wózka w torze (tj. położenie narożnikowe) i nagły wzrost sił poprzecznych pomiędzy kołem a szyną, ułatwiający unoszenie koła.

W największej liczbie przypadków maksymalne wartości uniesienia koła we wszystkich analizowanych konfiguracjach nadwozi tramwajów osiągnęto przy nominalnym rozstawie szyn. Dla krajowych torów tramwajowych dopuszczalną tolerancję rozstawu szyn reguluje dokument [75]. Dopuszczalna tolerancja rozstawu szyn toru nowego na odcinku prostym wynosi: ± 2 mm. Na łuku toru dopuszczalny rozstaw szyn w stanie nowym musi być nie mniejszy niż rozstaw nominalny, tj. 1435 mm (rozstaw normalny) lub 1000 mm (rozstaw wąski) lub nie większy niż nominalny rozstaw szyn powiększony o 4 mm. Dalsze zwiększanie rozstawu szyn wynika ze zużycia eksploatacyjnego bocznej części szyny.

Podobnie jak w powyższych tabelach, w dalszej części pracy każde z kół wózka oznaczono indeksem: *FR* – przednie prawe, *FL* – przednie lewe, *RR* – tylne prawe i *RL* – tylne lewe. Do kolejnych analiz wytypowano koła o największej wartości uniesienia koła D_z , po jednym kole z każdego z wózków danej konfiguracji wagonów tramwaju. Indeksy tych kół w przypadku klasycznego zestawu kołowego „CWS” oraz zestawu z niezależnie obracającymi się kołami „IRW” w przypadkach nominalnego rozstawu szyn (zarówno rozstawu normalnego jak i wąskiego) przedstawiono w tabeli 6.13. W sytuacji, gdy maksymalna wartość uniesienia koła pojawiła się przy rozstawie szyn innym niż nominalny, wówczas indeks krytycznego koła podano w tabeli 6.11.

Tabela 6.13. Zestawienie indeksów kół wózków,
w przypadku których uniesienie D_z osiąga największą wartość
(Oznaczenia kół: *FR* – przednie prawe, *FL* – przednie lewe, *RR* – tylne prawe, *RL* – tylne lewe).

Wózek	1W	2WJ	3W1	3W2	3W3	3W4	5W
CWS							
B1	<i>FL</i>	<i>FL</i>	<i>FL</i>	<i>FL</i>	<i>FL</i>	<i>FL</i>	<i>FL</i>
B2	<i>RR</i>	<i>FL</i>	<i>FL</i>	<i>FL</i>	<i>FL</i>	<i>FL</i>	<i>FL</i>
B3	-	<i>RR</i>	<i>RR</i>	<i>RR</i>	<i>RR</i>	<i>RR</i>	<i>RR</i>
B4	-	-	<i>RR</i>	<i>FL</i>	-	-	-
IRW							
B1	<i>FL</i>	<i>FL</i>	<i>FL</i>	<i>FL</i>	<i>FL</i>	<i>FL</i>	<i>FL</i>
B2	<i>RR</i>	<i>FL</i>	<i>FL</i>	<i>FL</i>	<i>FL</i>	<i>FL</i>	<i>FL</i>
B3	-	<i>RR</i>	<i>RR</i>	<i>RR</i>	<i>RR</i>	<i>RR</i>	<i>RR</i>
B4	-	-	<i>RR</i>	<i>FL</i>	-	-	-

Jak można odczytać z tabeli 6.13, kołom o największej wartości uniesienia koła D_z w każdym z wózków przypisane są identyczne indeksy w odpowiadających sobie przypadkach, zarówno dla toru o normalnym rozstawie szyn, jak i toru o wąskim rozstawie szyn, zarówno w przypadku klasycznych zestawów kołowych (CWS), jak również niezależnie obracających się kół (IRW). Na ogół, w przypadku wózków napędowych (usytuowanych w strukturze pojazdu jako skrajne) uniesienie koła w rozpatrywanych w pracy wariantach konfiguracji wagonów osiągało wartość największą dla przedniego lewego koła pierwszego wózka oraz tylnego prawego wózka ostatniego. Wyjątkiem była konfiguracja 3W2, w której w przypadku ostatniego wózka największe wartości uniesienia koła osiągnęte były dla przedniego lewego koła, podobnie jak w wózku pierwszym. Przyczyną odmiennego zachowania tego wózka jest brak połączenia górnego przegubu kulowego lub drążka Panharda sąsiadujących ze sobą wagonów w tramwaju o konfiguracji 3W2. Poprzez brak tego ograniczenia ostatni wagon zachowuje się jak wagon wleczony, a wózek ustawia się w łuku podobnie jak pierwszy wózek pojazdu.

Zachowanie pierwszego z wózków tocznych każdej z konfiguracji (poza konfiguracją 1W, w której nie zastosowano wózków tocznych) było zbliżone do zachowania pierwszego wózka, tzn. największe wartości uniesienia koła osiągnięto w przypadku koła przedniego lewego. Zachowanie drugiego wózka tocznego w konfiguracjach czterowózkowych, tj. 3W1 oraz 3W2, było identyczne, a największe wartości uniesienia koła osiągnięto w przypadku koła tylnego prawego.

Koła o indeksach podanych w tabeli 6.13 należy uznać za krytyczne w aspekcie bezpieczeństwa przeciw wykolejeniu analizowanych konfiguracji tramwajów. Z tego względu przyjęto je do dalszych analiz wraz z przypadkami uwzględnionymi w tabeli 6.11. W kolejnym kroku przedstawiono zależność maksymalnej wartości uniesienia danego, krytycznego koła wózka od promienia łuku na torze o normalnym lub wąskim rozstawie szyn. Zestawienie wartości uniesień krytycznych kół w zależności od promienia łuku toru o normalnym rozstawie szyn podano w tabeli 6.14 oraz w tabeli 6.15 w przypadku łuku toru o wąskim rozstawie szyn. W tabelach 6.14-6.15 za pomocą przekreślenia komórki oznaczono brak wózka o danym indeksie w rozpatrywanej konfiguracji wagonów tramwaju.

Tabela. 6.14. Uniesienie krytycznego koła danego wózka w zależności od promienia łuku toru w przypadku toru o normalnym rozstawie szyn.

Uniesienie koła D_z w przypadku toru o <u>normalnym</u> rozstawie szyn [mm]									
Zestawy kołowe	Wózek	konf. R [m]	1W	2WJ	3W1	3W2	3W3	3W4	5W
CWS	B1	18	5,25	9,02	11,13	5,21	11,78	5,14	9,23
		25	3,77	8,87	19,97	3,32	12,38	8,99	10,56
		50	3,54	6,85	19,94	3,4	12,18	9,67	10,49
		150	3,2	3,53	9,22	3,16	5,7	3,73	3,65
	B2	18	5,21	4,38	5,81	4,56	3,36	3,16	3,5
		25	3,08	3,54	7,05	3,9	3,38	3,06	3,53
		50	3,05	3,41	5,51	3,59	3,29	3,08	3,36
		150	2,51	3,13	3,29	3,26	2,96	2,88	2,89
	B3	18		5,23	5,74	5,22	7,84	6,77	6,56
		25		3,31	5,62	3,01	7,92	5,16	7,37
		50		3,17	3,46	2,98	6,2	4,09	5,18
		150		2,75	2,76	2,79	2,84	2,69	2,88
	B4	18			7,8	3,82			
		25			10,05	3,33			
		50			8,95	3,33			
		150			3,1	3,13			
IRW	B1	18	3,75	10,48	20,1	3,18	20,11	7,01	10,55
		25	3,8	11,07	20,11	3,21	20,11	10,77	20,11
		50	3,59	9,72	20,11	3,3	20,11	12,55	20,11
		150	3,31	3,85	18,57	3,2	12,92	9,53	8,09
	B2	18	4,84	3,46	5,37	3,57	3,3	3,18	3,3
		25	4,18	3,46	9,48	3,82	3,32	2,93	3,44
		50	3,6	3,4	11,03	3,76	3,33	3,12	3,46
		150	2,76	3,24	5,12	3,41	3,05	2,99	3,14
	B3	18		5,51	6,5	3,42	9,71	4,99	9,66
		25		4,97	6,46	3,48	10,72	7,21	10,7
		50		3,84	5,75	3,35	11,3	10,3	10,92
		150		2,89	2,93	2,74	3,31	3,13	3,39
	B4	18			10,46	3,18			
		25			20,07	3,23			
		50			20,11	3,32			
		150			3,65	3,18			

Tabela. 6.15. Uniesienie krytycznego koła danego wózka w zależności od promienia łuku toru w przypadku toru o wąskim rozstawie szyn.

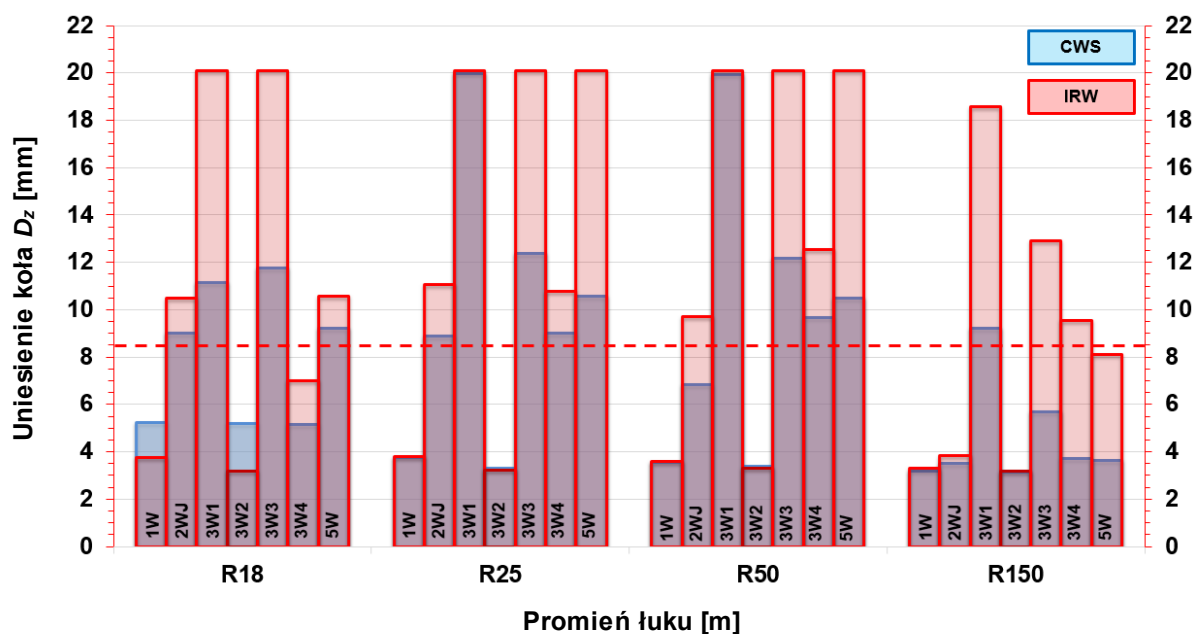
Uniesienie koła D_z w przypadku toru o <u>wąskim</u> rozstawie szyn [mm]									
Zestawy kołowe	Wózek	Konf. R [m]	1W	2WJ	3W1	3W2	3W3	3W4	5W
CWS	B1	18	7,04	10,48	10,34	2,93	10,53	5,09	7,87
		25	7,14	11,59	12,18	3,3	12,45	9,02	10,59
		50	5,9	11,45	12,69	3,53	12,44	10,8	11,18
		150	3,57	8,62	11,08	3,25	11,1	9,52	8,42
	B2	18	5,91	7,52	4,8	7,47	3,3	3,04	3,3
		25	4,38	6,03	7,33	7,51	3,77	3,12	4,43
		50	2,98	4,02	7,51	6,47	3,59	3,3	4,07
		150	2,62	2,98	3,91	3,66	3,02	2,91	3,05
	B3	18		3,24	6,14	5,15	9,28	6,89	7,71
		25		5,07	5,05	3,67	8,07	5,35	7,11
		50		3,39	3,97	2,84	7,19	5,81	6,62
		150		2,7	2,68	2,73	2,91	2,74	2,87
	B4	18			10,41	2,95			
		25			8,75	3,31			
		50			6,85	3,52			
		150			2,99	3,23			
IRW	B1	18	7,35	11,9	11,73	3,22	11,68	17,32	8,53
		25	7,89	20,3	20,31	3,24	20,31	9,85	20,3
		50	7,95	20,22	20,3	3,54	20,3	12,65	20,31
		150	4,9	10,95	12,82	3,56	13,02	11,9	10,43
	B2	18	7,7	7,56	4,7	7,91	3,31	3,21	3,31
		25	7,37	7,4	9,56	8,43	3,87	3,07	4,73
		50	3,61	5,49	11,37	8,7	4,26	3,49	5,6
		150	2,7	3,77	8,58	7,23	3,64	3,56	4,24
	B3	18		7,56	7,03	6,33	11,7	7,61	9,3
		25		8,17	6,19	6,29	11,03	7,17	9,36
		50		4,24	6,99	3,36	10,36	8,94	10,16
		150		2,92	3,09	2,78	3,43	3,23	3,38
	B4	18			20,49	3,21			
		25			11,96	3,25			
		50			10,14	3,55			
		150			3,53	3,55			

Największe wartości uniesienia koła otrzymano w przypadku wózków skrajnych. Uniesienia kół wózków pośrednich nie były krytyczne i we wszystkich analizowanych przypadkach zawierały się w dopuszczalnym limicie 8,5 mm. Zestawienie wyników dla wózków skrajnych wszystkich analizowanych konfiguracji uzyskanych na torze o normalnym rozstawie szyn przedstawiono w tabeli 6.16 oraz uzyskanych na torze o wąskim rozstawie szyn – odpowiednio w tabeli 6.17. Z kolei, analogiczne wyniki dla wózków pośrednich konfiguracji trójwózkowych uzyskane na torze o normalnym rozstawie szyn zaprezentowano w tabeli 6.18, a w tabeli 6.19 zamieszczono wyniki uzyskane na torze o wąskim rozstawie szyn. Wyniki dla wózków pośrednich (zarówno przednich jak i tylnych) konfiguracji czterowózkowych uzyskane na torze o normalnym oraz wąskim rozstawie szyn zaprezentowano w tabeli 6.20.

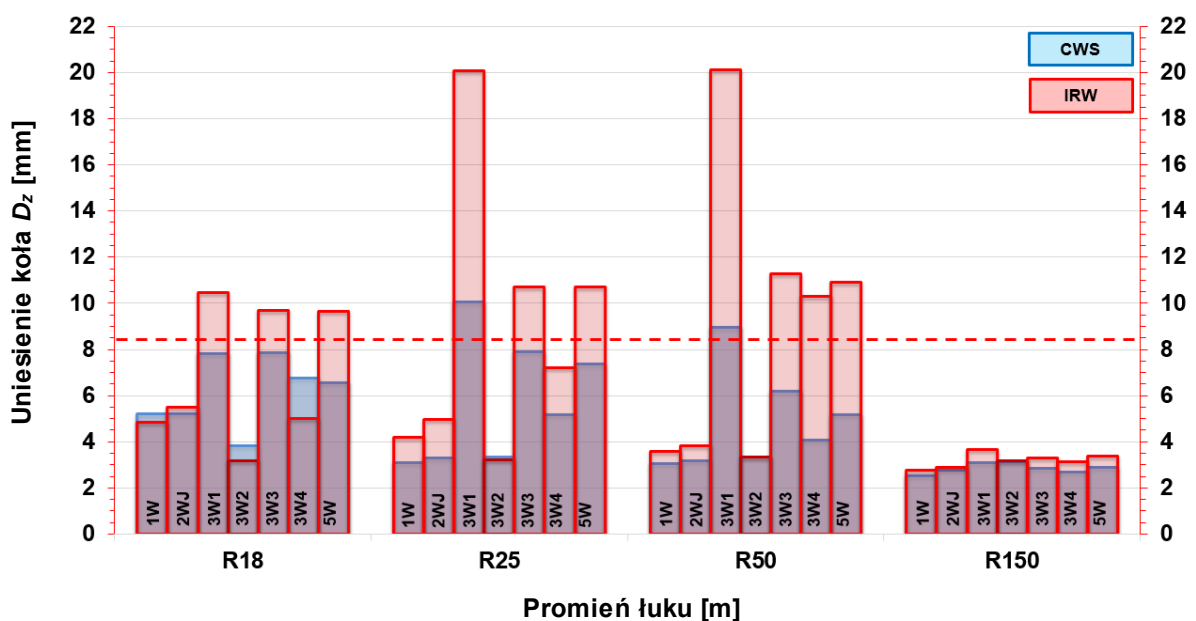
Tabela 6.16. Zestawienie wynikowych wartości uniesień kół wózków skrajnych analizowanych konfiguracji pojazdów na torze o normalnym rozstawie szyn.

Uniesienie koła D_z w przypadku toru o <u>normalnym</u> rozstawie szyn [mm]									
Zestawy kołowe	Wózek skrajny	Konf. R [m]	1W	2WJ	3W1	3W2	3W3	3W4	5W
CWS	Przedni	18	5,25	9,02	11,13	5,21	11,78	5,14	9,23
		25	3,77	8,87	19,97	3,32	12,38	8,99	10,56
		50	3,54	6,85	19,94	3,4	12,18	9,67	10,49
		150	3,2	3,53	9,22	3,16	5,7	3,73	3,65
	Tylny	18	5,21	5,23	7,8	3,82	7,84	6,77	6,56
		25	3,08	3,31	10,05	3,33	7,92	5,16	7,37
		50	3,05	3,17	8,95	3,33	6,2	4,09	5,18
		150	2,51	2,75	3,1	3,13	2,84	2,69	2,88
IRW	Przedni	18	3,75	10,48	20,1	3,18	20,11	7,01	10,55
		25	3,8	11,07	20,11	3,21	20,11	10,77	20,11
		50	3,59	9,72	20,11	3,3	20,11	12,55	20,11
		150	3,31	3,85	18,57	3,2	12,92	9,53	8,09
	Tylny	18	4,84	5,51	10,46	3,18	9,71	4,99	9,66
		25	4,18	4,97	20,07	3,23	10,72	7,21	10,7
		50	3,6	3,84	20,11	3,32	11,3	10,3	10,92
		150	2,76	2,89	3,65	3,18	3,31	3,13	3,39

Porównanie wyników uzyskanych w przypadku wózków skrajnych, tj. przedniego oraz tylnego, przy poszczególnych konfiguracjach pojazdów z klasycznymi zestawami kołowymi oraz z zestawami z niezależnie obracającymi się kołami na torze łukowym o rozstawie szyn 1435 mm i o różnych promieniach przedstawiono odpowiednio na rys. 6.56 i 6.57.



Rys. 6.56. Porównanie wartości uniesienia krytycznego koła D_z **pierwszego wózka (napędowego)** każdej z konfiguracji tramwajów z klasycznymi zestawami kołowymi (**CWS**) oraz z zestawami z niezależnie obracającymi się kołami (**IRW**) na torze o **normalnym** rozstawie szyn.

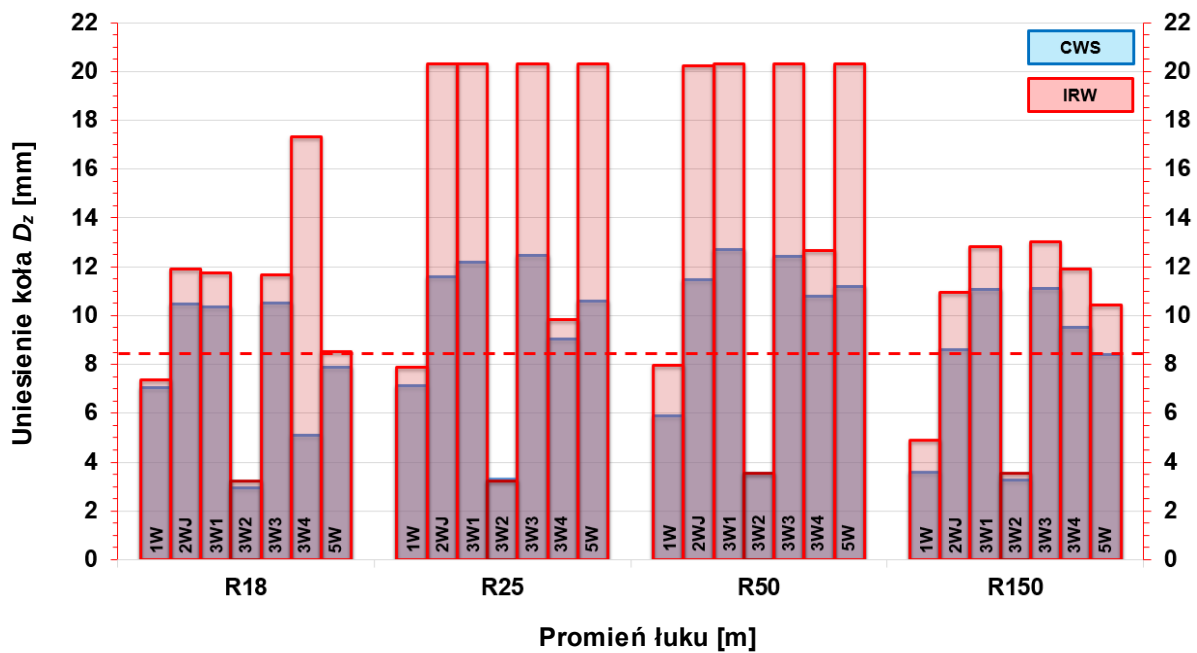


Rys. 6.57. Porównanie wartości uniesienia krytycznego koła D_z **ostatniego wózka (napędowego)** każdej z konfiguracji tramwajów z klasycznymi zestawami kołowymi (**CWS**) oraz z zestawami z niezależnie obracającymi się kołami (**IRW**) na torze o **normalnym** rozstawie szyn.

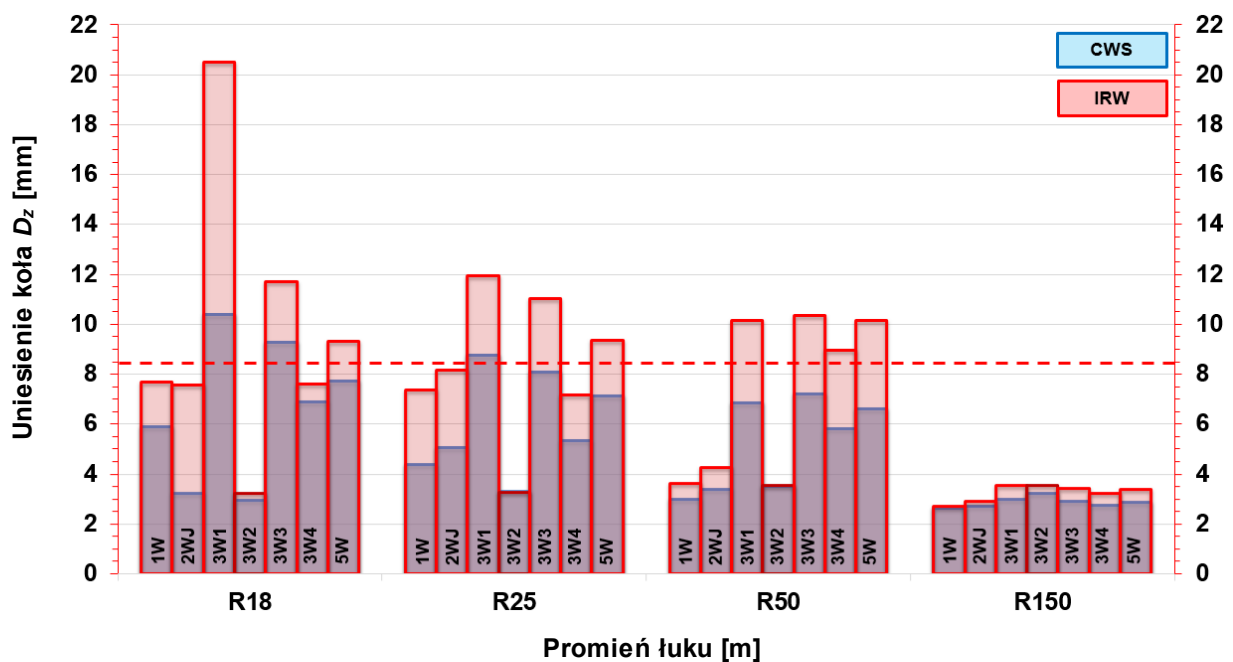
Tabela 6.17. Zestawienie wynikowych wartości uniesień kół wózków skrajnych analizowanych konfiguracji pojazdów na torze o wąskim rozstawie szyn.

Uniesienie koła D_z w przypadku toru o <u>wąskim</u> rozstawie szyn [mm]									
Zestawy kołowe	Wózek skrajny	Konf. R [m]	1W	2WJ	3W1	3W2	3W3	3W4	5W
CWS	Przedni	18	7,04	10,48	10,34	2,93	10,53	5,09	7,87
		25	7,14	11,59	12,18	3,3	12,45	9,02	10,59
		50	5,9	11,45	12,69	3,53	12,44	10,8	11,18
		150	3,57	8,62	11,08	3,25	11,1	9,52	8,42
	Tylny	18	5,91	3,24	10,41	2,95	9,28	6,89	7,71
		25	4,38	5,07	8,75	3,31	8,07	5,35	7,11
		50	2,98	3,39	6,85	3,52	7,19	5,81	6,62
		150	2,62	2,7	2,99	3,23	2,91	2,74	2,87
IRW	Przedni	18	7,35	11,9	11,73	3,22	11,68	17,32	8,53
		25	7,89	20,3	20,31	3,24	20,31	9,85	20,3
		50	7,95	20,22	20,3	3,54	20,3	12,65	20,31
		150	4,9	10,95	12,82	3,56	13,02	11,9	10,43
	Tylny	18	7,7	7,56	20,49	3,21	11,7	7,61	9,3
		25	7,37	8,17	11,96	3,25	11,03	7,17	9,36
		50	3,61	4,24	10,14	3,55	10,36	8,94	10,16
		150	2,7	2,92	3,53	3,55	3,43	3,23	3,38

Porównanie wyników uzyskanych w przypadku wózków skrajnych, tj. przedniego oraz tylnego, przy poszczególnych konfiguracjach pojazdów z klasycznymi zestawami kołowymi oraz zestawami z niezależnie obracającymi się kołami na torze łukowym o wąskim rozstawie szyn i o różnych promieniach przedstawiono odpowiednio na rys. 6.58 i 6.59.



Rys. 6.58. Porównanie wartości uniesienia krytycznego koła D_z **pierwszego wózka (napędowego)** każdej z konfiguracji tramwajów z klasycznymi zestawami kołowymi (CWS) oraz z zestawami z niezależnie obracającymi się kołami (IRW) na torze o **wąskim** rozstawie szyn.



Rys. 6.59. Porównanie wartości uniesienia krytycznego koła D_z **ostatniego wózka (napędowego)** każdej z konfiguracji tramwajów z klasycznymi zestawami kołowymi (CWS) oraz z zestawami z niezależnie obracającymi się kołami (IRW) na torze o **wąskim** rozstawie szyn.

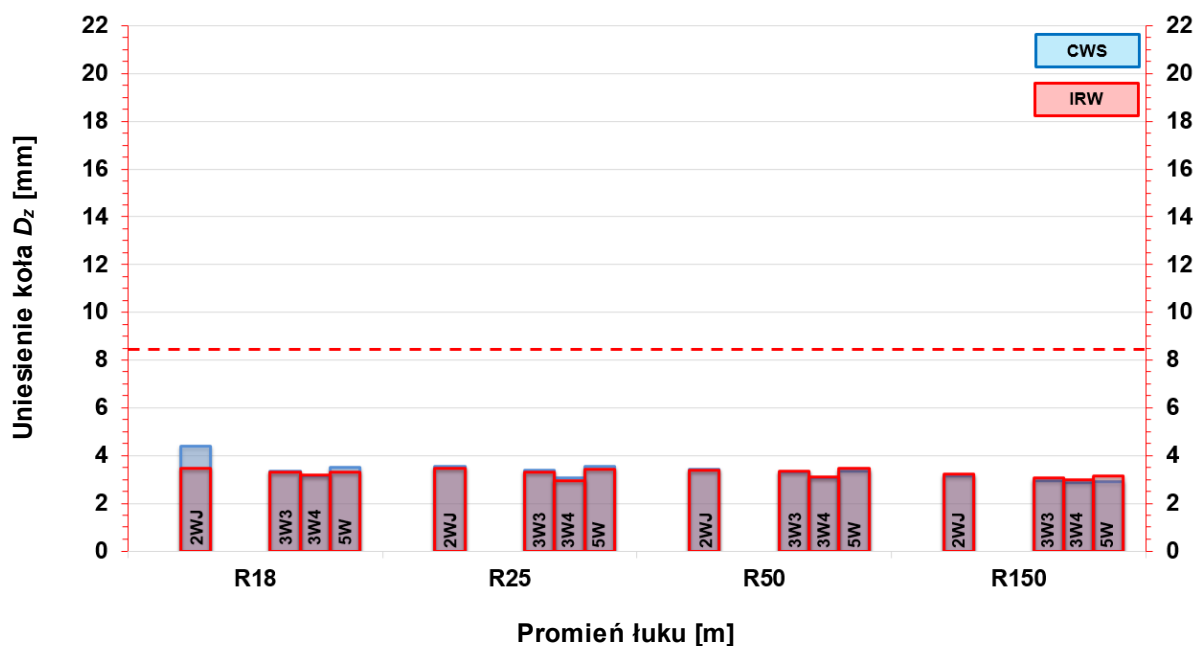
Tabela 6.18. Zestawienie wynikowych wartości uniesień kół wózków pośrednich analizowanych konfiguracji pojazdów trójwózkowych na torze o normalnym rozstawie szyn.

Uniesienie koła D_z w przypadku toru o normalnym rozstawie szyn [mm]					
Zestawy kołowe	Konf. R [m]	2WJ	3W3	3W4	5W
CWS	18	4,38	3,36	3,16	3,5
	25	3,54	3,38	3,06	3,53
	50	3,41	3,29	3,08	3,36
	150	3,13	2,96	2,88	2,89
IRW	18	3,46	3,3	3,18	3,3
	25	3,46	3,32	2,93	3,44
	50	3,4	3,33	3,12	3,46
	150	3,24	3,05	2,99	3,14

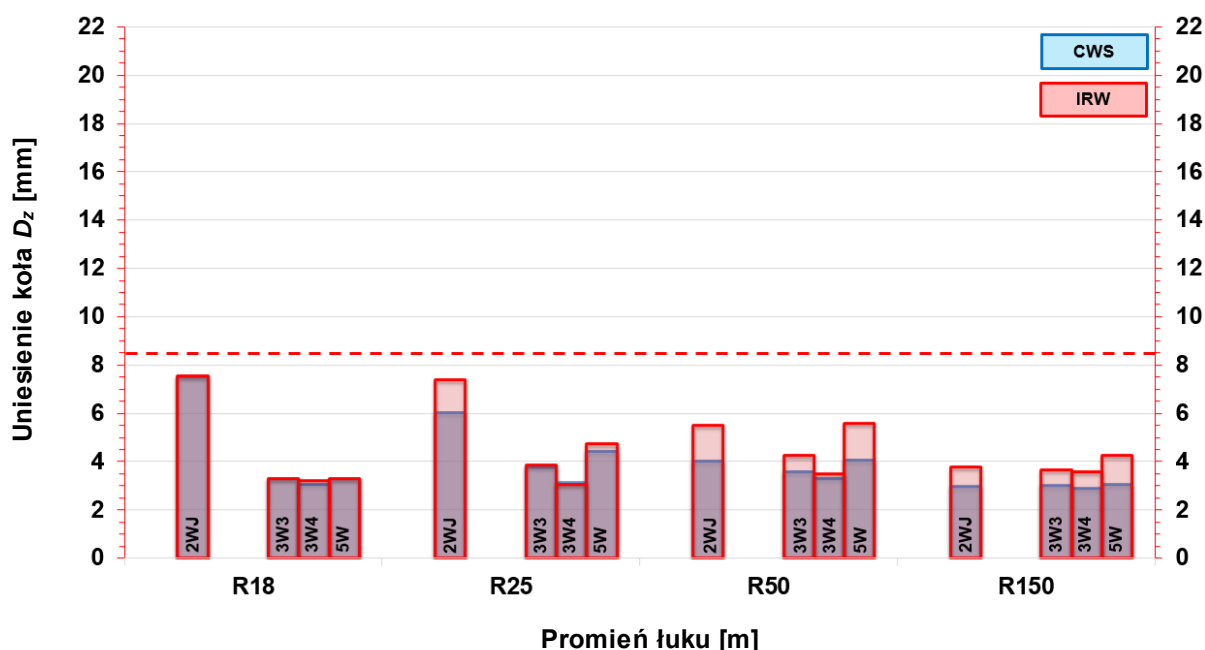
Tabela 6.19. Zestawienie wynikowych wartości uniesień kół wózków pośrednich analizowanych konfiguracji pojazdów trójwózkowych na torze o wąskim rozstawie szyn.

Uniesienie koła D_z w przypadku toru o wąskim rozstawie szyn [mm]					
Zestawy kołowe	Konf. R [m]	2WJ	3W3	3W4	5W
CWS	18	7,52	3,3	3,04	3,3
	25	6,03	3,77	3,12	4,43
	50	4,02	3,59	3,3	4,07
	150	2,98	3,02	2,91	3,05
IRW	18	7,56	3,31	3,21	3,31
	25	7,4	3,87	3,07	4,73
	50	5,49	4,26	3,49	5,6
	150	3,77	3,64	3,56	4,24

Porównanie wyników uzyskanych w przypadku wózków pośrednich przy poszczególnych konfiguracjach pojazdów trójwózkowych z klasycznymi zestawami kołowymi oraz z zestawami z niezależnie obracającymi się kołami na torze łukowym o normalnym oraz wąskim rozstawie szyn o różnych promieniach przedstawiono odpowiednio na rys. 6.60 i 6.61.



Rys. 6.60. Porównanie wartości uniesienia krytycznego koła D_z wózka pośredniego (tocznego) każdej z konfiguracji tramwajów trójwózkowych z klasycznymi zestawami kołowymi (CWS) oraz z zestawami z niezależnie obracającymi się kołami (IRW) na torze o **normalnym** rozstawie szyn.

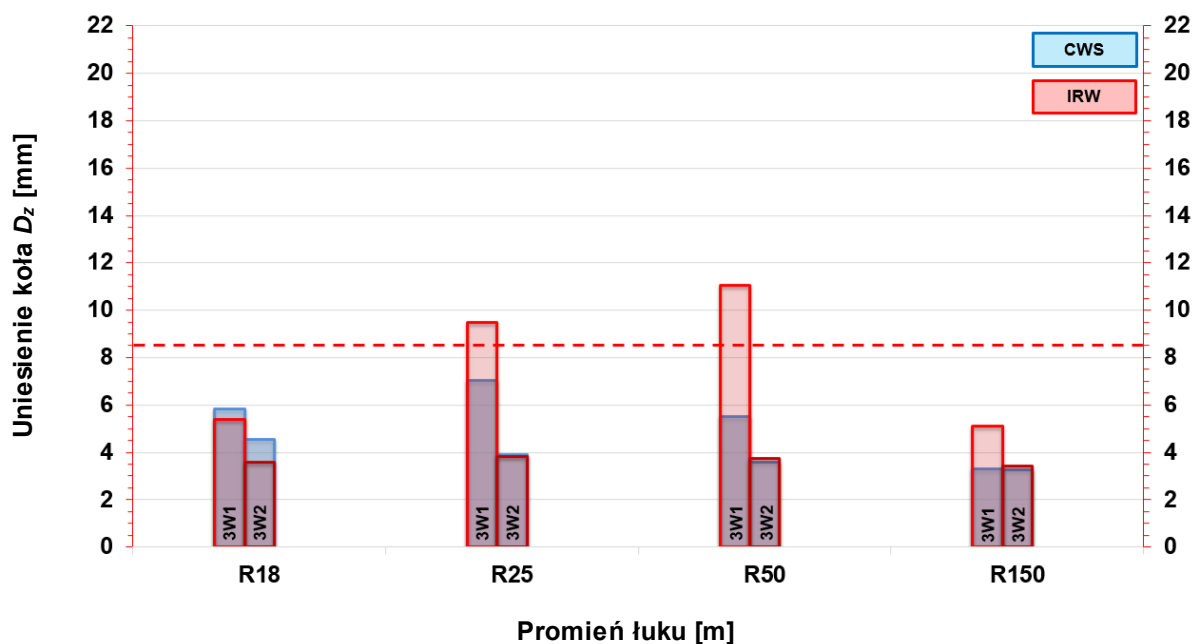


Rys. 6.61. Porównanie wartości uniesienia krytycznego koła D_z wózka pośredniego (tocznego) każdej z konfiguracji tramwajów trójwózkowych z klasycznymi zestawami kołowymi (CWS) oraz z zestawami z niezależnie obracającymi się kołami (IRW) na torze o **wąskim** rozstawie szyn.

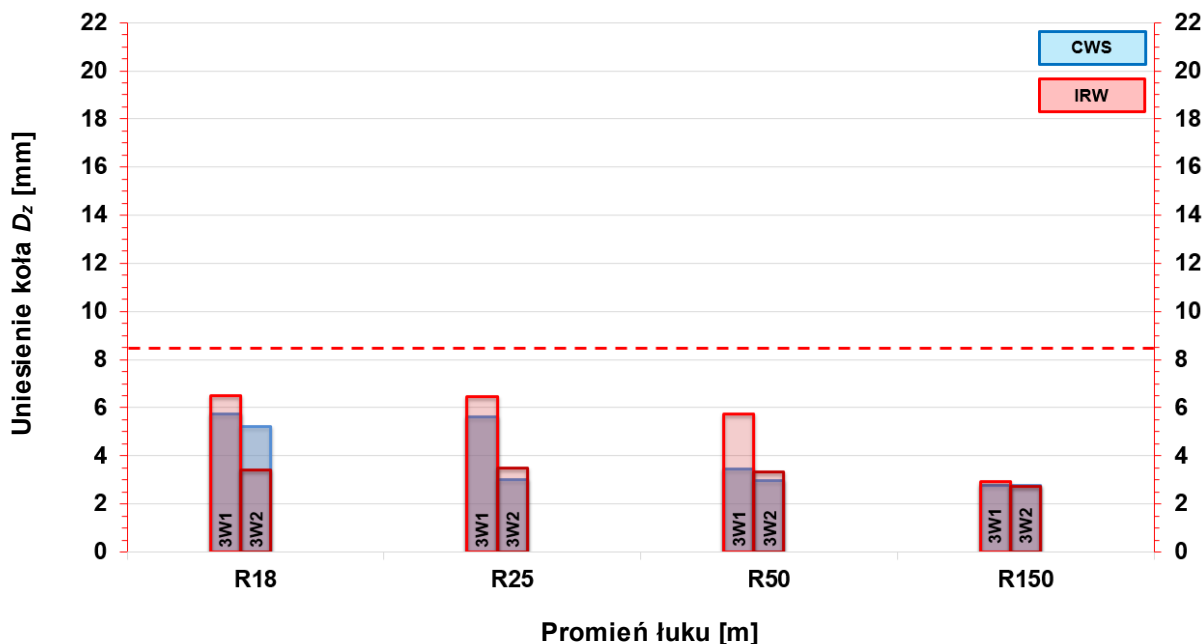
Tabela 6.20. Zestawienie wynikowych wartości uniesień kół wózków pośrednich analizowanych konfiguracji pojazdów czterowózkowych na torze o normalnym oraz wąskim rozstawie szyn.

Uniesienie koła D_z w przypadku toru o rozstawie szyn: [mm]						
			normalnym		wąskim	
Zestawy kołowe	Wózek pośredni	Konf. R [m]	3W1	3W2	3W1	3W2
CWS	Przedni	18	5,81	4,56	4,80	7,47
		25	7,05	3,9	7,33	7,51
		50	5,51	3,59	7,51	6,47
		150	3,29	3,26	3,91	3,66
	Tylny	18	5,74	5,22	6,14	5,15
		25	5,62	3,01	5,05	3,67
		50	3,46	2,98	3,97	2,84
		150	2,76	2,79	2,68	2,73
IRW	Przedni	18	5,37	3,57	4,70	7,91
		25	9,48	3,82	9,56	8,43
		50	11,03	3,76	11,37	8,7
		150	5,12	3,41	8,58	7,23
	Tylny	18	6,5	3,42	7,03	6,33
		25	6,46	3,48	6,19	6,29
		50	5,75	3,35	6,99	3,36
		150	2,93	2,74	3,09	2,78

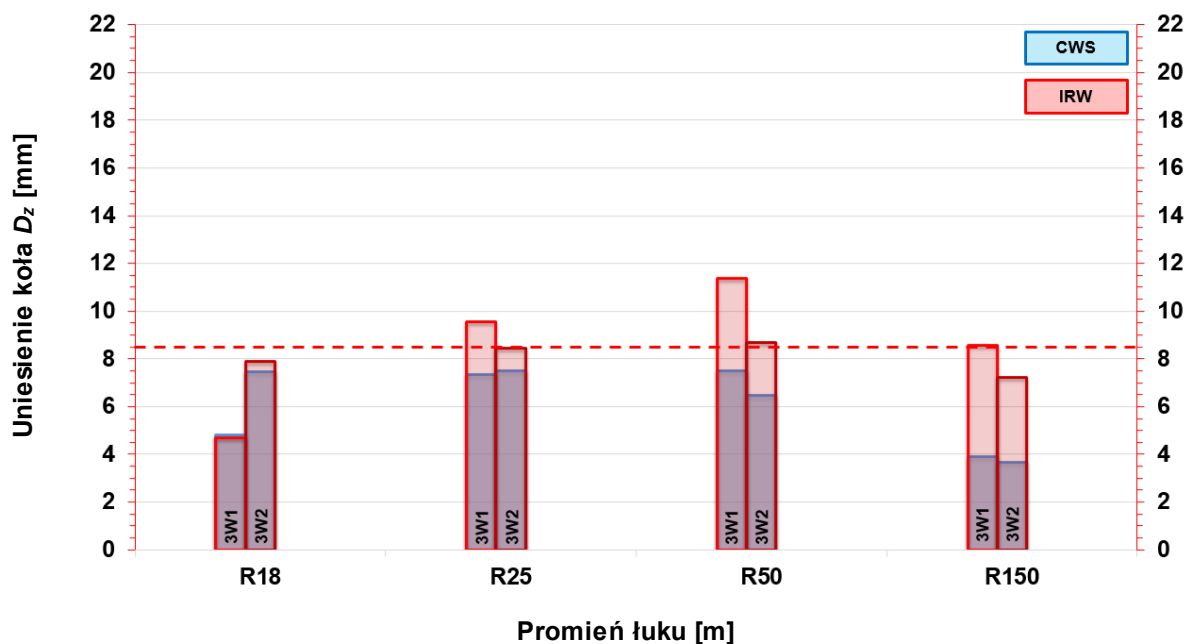
Porównanie wyników uzyskanych w przypadku wózków pośrednich (przednich oraz tylnych) przy poszczególnych konfiguracjach pojazdów czterowózkowych z klasycznymi zestawami kołowymi oraz z zestawami z niezależnie obracającymi się kołami na torze łukowym o normalnym oraz wąskim rozstawie szyn o różnych promieniach przedstawiono na rys. 6.62 – 6.65.



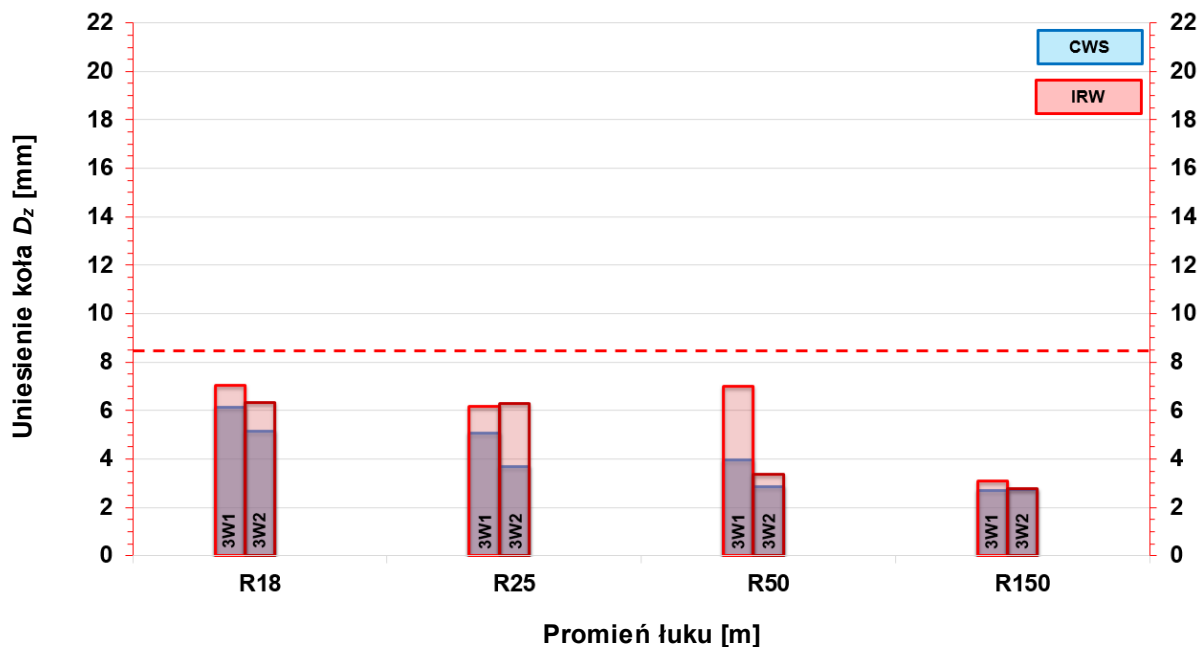
Rys. 6.62. Porównanie wartości uniesienia krytycznego koła D_z **wózka pośredniego przedniego (tocznego)** każdej z konfiguracji tramwajów czterowózkowych z klasycznymi zestawami kołowymi (CWS) oraz z zestawami z niezależnie obracającymi się kołami (IRW) na torze o **normalnym** rozstawie szyn.



Rys. 6.63. Porównanie wartości uniesienia krytycznego koła D_z **wózka pośredniego tylnego (tocznego)** każdej z konfiguracji tramwajów czterowózkowych z klasycznymi zestawami kołowymi (CWS) oraz z zestawami z niezależnie obracającymi się kołami (IRW) na torze o **normalnym** rozstawie szyn.



Rys. 6.64. Porównanie wartości uniesienia krytycznego koła D_z **wózka pośredniego przedniego (tocznego)** każdej z konfiguracji tramwajów czterowózkowych z klasycznymi zestawami kołowymi (CWS) oraz z zestawami z niezależnie obracającymi się kołami (IRW) na torze o **wąskim** rozstawie szyn.



Rys. 6.65. Porównanie wartości uniesienia krytycznego koła D_z **wózka pośredniego tylnego (tocznego)** każdej z konfiguracji tramwajów czterowózkowych z klasycznymi zestawami kołowymi (CWS) oraz z zestawami z niezależnie obracającymi się kołami (IRW) na torze o **wąskim** rozstawie szyn.

Warunek graniczny stopnia bezpieczeństwa przeciw wykołowaniu określony w niniejszej pracy jako $D_{z,lim} \leq 8,50$ mm i zilustrowany na wykresach 6.12–6.65 czerwoną linią przerywaną został zachowany wyłącznie w przypadku dwóch konfiguracji wagonów, tj. 1W oraz 3W2, zarówno na torze o normalnym jak i wąskim rozstawie szyn, niezależnie od zastosowanego zestawu kołowego. Wyjątkiem był tu przypadek jazdy tramwaju w konfiguracji 3W2 po łuku toru o promieniu R50 z niezależnie obracającymi się kołami na torze o wąskim rozstawie szyn. W opisanym przypadku uniesienie koła drugiego wózka od czoła (przedniego wózka tocznego) wyniosło 8,7 mm, przekraczając dopuszczalną wartość graniczną $D_{z,lim} \leq 8,50$ mm. Przyjęta wartość graniczna posiada jednak pewien zapas bezpieczeństwa względem maksymalnego możliwego uniesienia koła względem szyny, powyżej którego prawdopodobieństwo zejścia koła z szyny znacząco wzrasta. Na rys. 6.2 w niniejszym rozdziale przedstawiono kombinacje zarysów zewnętrznych kół „T” oraz „PST”, stosowanych w krajowych systemach tramwajowych. W analizowanych konfiguracjach tramwajów przyjęto zarys kół „PST”. W związku z tym, graniczne uniesienie koła, wynikające z kombinacji jego kształtu geometrycznego oraz profilu szyny Ri60 wynosi 9,12 mm. Dowodzi to, że wartość graniczna wynikająca ze współpracy koła z szyną nie zostanie przekroczona, a wartość uniesienia koła 8,7 mm w opisanym powyżej przypadku tramwaju o konfiguracji 3W2 można uznać warunkowo za pozytywną.

W tramwajach o konfiguracjach 1W oraz 3W2 nie było negatywnego wpływu sąsiadujących ze sobą nadwozi, gdyż tramwaj 1W jest pojazdem jednowagonowym, a w pojeździe o konfiguracji 3W2 pomiędzy wagonami występowały wyłącznie dolne przeguby kulowe. W pozostałych konfiguracjach uniesienia koła w przypadku co najmniej jednego z wózków były większe niż dopuszczalna wartość graniczna. Najniekorzystniejszą konfiguracją wagonów była 3W1, w której zarówno na torze o normalnym rozstawie szyn, jak i dla wąskiego rozstawu uniesienie koła dochodziło do ekstremalnie dużej wartości 20 mm. W przypadku pojazdów kolejowych przy takiej wartości uniesienia koła nastąpiłoby wykołowanie. Jednak z racji zastosowania szyny rowkowej oraz profilu koła przystosowanego do kontaktu z tym rowkiem uniemożliwione staje się wyjechanie zestawu kołowego z toru. Tak duża wartość uniesienia koła tramwaju nie może zostać uznana za dopuszczalną. Uniesienie koła o zbliżonej wartości zarejestrowano również w konfiguracjach 2WJ, 3W3 oraz 5W, jednak w mniejszej liczbie przypadków. Nie zmienia to faktu, że zastosowanie we wszystkich konfiguracjach tramwajów ujednoliconego układu jezdnego nie jest możliwe. Konieczne jest opracowanie nowych charakterystyk elementów podatnych w celu spełnienia zakładanych wymagań.

Wózki pośrednie niewyposażone w napęd trakcyjny nie były krytyczne z punktu widzenia bezpieczeństwa przeciw wykołowaniu. Mianowicie, uniesienie koła nie przekraczało wartości granicznej 8,5 mm we wszystkich konfiguracjach tramwajów z wyjątkiem konfiguracji 3W1 oraz 3W2 wyposażonych w łącznie cztery wózki z kołami niezależnie obracającymi się (IRW).

Widoczne są różnice wartości uniesienia kół w odpowiadających sobie przypadkach na torze o rozstawie szyn normalnym i wąskim oraz w przypadkach

wózków wyposażonych w klasyczne zestawy kołowe (CWS), a także w rozwiązaniach z niezależnie obracającymi się kołami (IRW).

Zestawienie względnych procentowych różnic uniesienia kół w przypadkach badanych na torze o wąskim rozstawie szyn względem odpowiadającym im przypadkom na torze o rozstawie normalnym pokazano w tabeli 6.21.

Z kolei, zestawienie względnych procentowych różnic uniesienia kół w przypadku wózków z zestawami kołowymi z niezależnie obracającymi się kołami (IRW) i wózków z klasycznymi zestawami kołowymi (CWS) na torze o normalnym rozstawie szyn przedstawiono w tabeli 6.22, a na torze o wąskim rozstawie szyn w tabeli 6.23. W tabelach 6.21 – 6.23 wartość dodatnia oznacza względny wzrost wartości uniesienia koła, natomiast wartość ujemna – jego względny spadek.

Tabela 6.21. Stosunek uniesienia koła na torze o wąskim rozstawie szyn względem uniesienia uzyskanego na torze o normalnym rozstawie przy zastosowaniu klasycznych zestawów kołowych (CWS) oraz z kołami obracającymi się niezależnie (IRW).

Wózek	Konf. R [m]	1W	2WJ	3W1	3W2	3W3	3W4	5W
CWS								
B1	18	34,1%	16,2%	-7,1%	-43,8%	-10,6%	-1,0%	-14,7%
	25	89,4%	30,7%	-39,0%	-0,6%	0,6%	0,3%	0,3%
	50	66,7%	67,2%	-36,4%	3,8%	2,1%	11,7%	6,6%
	150	11,6%	144,2%	20,2%	2,8%	94,7%	155,2%	130,7%
B2	18	13,4%	71,7%	-17,4%	63,8%	-1,8%	-3,8%	-5,7%
	25	42,2%	70,3%	4,0%	92,6%	11,5%	2,0%	25,5%
	50	-2,3%	17,9%	36,3%	80,2%	9,1%	7,1%	21,1%
	150	4,4%	-4,8%	18,8%	12,3%	2,0%	1,0%	5,5%
B3	18		-38,0%	7,0%	-1,3%	18,4%	1,8%	17,5%
	25		53,2%	-10,1%	21,9%	1,9%	3,7%	-3,5%
	50		6,9%	14,7%	-4,7%	16,0%	42,1%	27,8%
	150		-1,8%	-2,9%	-2,2%	2,5%	1,9%	-0,3%
B4	18			33,5%	-22,8%			
	25			-12,9%	-0,6%			
	50			-23,5%	5,7%			
	150			-3,5%	3,2%			
IRW								
B1	18	96,0%	13,5%	-41,6%	1,3%	-41,9%	147,1%	-19,1%
	25	107,6%	83,4%	1,0%	0,9%	1,0%	-8,5%	0,9%
	50	121,4%	108,0%	0,9%	7,3%	0,9%	0,8%	1,0%
	150	48,0%	184,4%	-31,0%	11,3%	0,8%	24,9%	28,9%
B2	18	59,1%	118,5%	-12,5%	121,6%	0,3%	0,9%	0,3%
	25	76,3%	113,9%	0,8%	120,7%	16,6%	4,8%	37,5%
	50	0,3%	61,5%	3,1%	131,4%	27,9%	11,9%	61,8%
	150	-2,2%	16,4%	67,6%	112,0%	19,3%	19,1%	35,0%
B3	18		37,2%	8,2%	85,1%	20,5%	52,5%	-3,7%
	25		64,4%	-4,2%	80,7%	2,9%	-0,6%	-12,5%
	50		10,4%	21,6%	0,3%	-8,3%	-13,2%	-7,0%
	150		1,0%	5,5%	1,5%	3,6%	3,2%	-0,3%
B4	18			95,9%	0,9%			
	25			-40,4%	0,6%			
	50			-49,6%	6,9%			
	150			-3,3%	11,6%			

Tabela 6.22. Względna różnica uniesienia danego koła pomiędzy wózkami z niezależnie obracającymi się kołami a wózkami z klasycznymi zestawami kołowymi na torze o normalnym rozstawie szyn.

Wózek	Konf. R [m]	1W	2WJ	3W1	3W2	3W3	3W4	5W
B1	18	-28,6%	16,2%	80,6%	-39,0%	70,7%	36,4%	14,3%
	25	0,8%	24,8%	0,7%	-3,3%	62,4%	19,8%	90,4%
	50	1,4%	41,9%	0,9%	-2,9%	65,1%	29,8%	91,7%
	150	3,4%	9,1%	101,4%	1,3%	126,7%	155,5%	121,6%
B2	18	-7,1%	-21,0%	-7,6%	-21,7%	-1,8%	0,6%	-5,7%
	25	35,7%	-2,3%	34,5%	-2,1%	-1,8%	-4,2%	-2,5%
	50	18,0%	-0,3%	100,2%	4,7%	1,2%	1,3%	3,0%
	150	10,0%	3,5%	55,6%	4,6%	3,0%	3,8%	8,7%
B3	18		5,4%	13,2%	-34,5%	23,9%	-26,3%	47,3%
	25		50,2%	14,9%	15,6%	35,4%	39,7%	45,2%
	50		21,1%	66,2%	12,4%	82,3%	151,8%	110,8%
	150		5,1%	6,2%	-1,8%	16,5%	16,4%	17,7%
B4	18			34,1%	-16,8%			
	25			99,7%	-3,0%			
	50			124,7%	-0,3%			
	150			17,7%	1,6%			

Tabela 6.23. Względna różnica uniesienia danego koła pomiędzy wózkami z niezależnie obracającymi się kołami a wózkami z klasycznymi zestawami kołowymi na torze o wąskim rozstawie szyn.

Wózek	Konf. R [m]	1W	2WJ	3W1	3W2	3W3	3W4	5W
B1	18	4,4%	13,5%	13,4%	9,9%	10,9%	240,3%	8,4%
	25	10,5%	75,2%	66,7%	-1,8%	63,1%	9,2%	91,7%
	50	34,7%	76,6%	60,0%	0,3%	63,2%	17,1%	81,7%
	150	37,3%	27,0%	15,7%	9,5%	17,3%	25,0%	23,9%
B2	18	30,3%	0,5%	-2,1%	5,9%	0,3%	5,6%	0,3%
	25	68,3%	22,7%	30,4%	12,3%	2,7%	-1,6%	6,8%
	50	21,1%	36,6%	51,4%	34,5%	18,7%	5,8%	37,6%
	150	3,1%	26,5%	119,4%	97,5%	20,5%	22,3%	39,0%
B3	18		133,3%	14,5%	22,9%	26,1%	10,4%	20,6%
	25		61,1%	22,6%	71,4%	36,7%	34,0%	31,6%
	50		25,1%	76,1%	18,3%	44,1%	53,9%	53,5%
	150		8,1%	15,3%	1,8%	17,9%	17,9%	17,8%
B4	18			96,8%	8,8%			
	25			36,7%	-1,8%			
	50			48,0%	0,9%			
	150			18,1%	9,9%			

W większości przypadków na torze o wąskim rozstawie szyn osiągane są większe wartości uniesienia koła niż w odpowiednim przypadku na torze o normalnym rozstawie szyn. Przyczyny można tu upatrywać w dodatkowej wichrowatości toru realizowanej poprzez podniesienie i opuszczenie szyny zewnętrznej w postaci zmiany wysokości jednej z szyn o 20 mm na odcinku 6 metrów. Identyczna wartość wichrowatości w obu przypadkach rozstawu szyn toru spowoduje większe uniesienia koła w przypadku mniejszego rozstawu 1000 mm, przy którym lewe i prawe punkty styku koło-szyna są rozstawione wężiej. Spowoduje to stosunkowo większe odciążenie koła prowadzącego niż w przypadku przejazdu po torze o normalnym rozstawie szyn.

W większości przypadków przy zastosowaniu kół niezależnie obracających się uniesienie koła w trakcie przejazdu przez łuk zwichrowanego toru wzrosło. Istotne znaczenie miało tu zastosowanie grupowego napędu kół, gdzie koła jednej strony wózka napędza pojedynczy silnik. W takiej konfiguracji ich prędkości kątowe są identyczne. Natomiast prędkości kątowe kół przeciwnej strony wózka są sterowane niezależnie względem pierwszej strony. W związku z tym, powstająca różnica prędkości kątowych kół doprowadzi do powstania momentu obrotowego działającego wokół pionowej osi obrotu wózka, który zwiększa kąt nabiegania koła na szynę i w konsekwencji może zwiększyć wartość uniesienia koła i prawdopodobieństwo zjazdu koła z szyny.

Wszystkie analizowane konfiguracje pojazdów tramwajowych wyposażono w wózki z elementami podatno-tłumiącymi o identycznych parametrach i charakterystykach, zarówno w wózkach napędowych, jak i w wózkach tocznych. Masy nadwozi zostały tak dobrane, by pionowe siły nacisku poszczególnych kół na szynę były zbliżone we wszystkich wózkach i we wszystkich konfiguracjach. Po wykonaniu symulacji komputerowych i analizie ich rezultatów stwierdzono duże rozbieżności wyników uzyskanych w przypadkach poszczególnych konfiguracji, co potwierdza, że wzajemny układ wagonów w pojeździe oraz połączenia pomiędzy nimi mają istotne znaczenie dla bezpieczeństwa przeciw wykolejeniu. Nie bez znaczenia są również konstrukcje zestawów kołowych. Mianowicie, zastosowanie zestawów kołowych portalowych z niezależnie obracającymi się kołami i uwzględnienie napędu grupowego kół doprowadziło w większości przypadków do zwiększenia wartości uniesienia koła jezdnego ponad szynę. Portalowe zestawy kołowe z niezależnie obracającymi się kołami stanowią środek konstrukcyjny służący zapewnieniu niskiej podłogi na stałym poziomie (bez wzniosów lub schodów nad wózkami) na całej długości wnętrza pasażerskiego, jednak zwiększają tendencję pojazdu do wykolejenia. Jest to kolejny argument podważający możliwość wykonania ujednoliconego układu jezdnego tramwaju, niezależnie od konfiguracji jego wagonów.

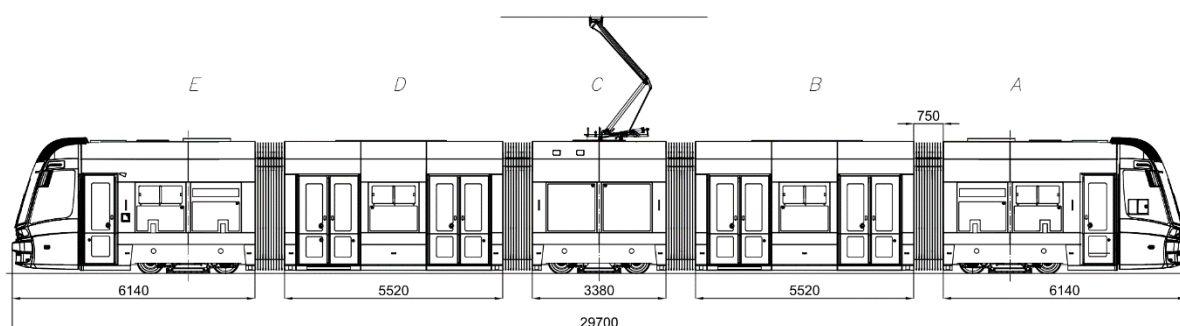
7. WERYFIKACJA TEORETYCZNYCH

DOŚWIADCZALNA

REZULTATÓW

W kwietniu 2022 r. przeprowadzono badania doświadczalne tramwaju typu 128NG wyprodukowanego w 2020 r. przez PESA Bydgoszcz SA dla miasta Gdańsk. Pojazd został udostępniony dzięki uprzejmości spółki Gdańskie Autobusy i Tramwaje w zajezdni Gdańsk Wrzeszcz.

Tramwaj typu 128NG to pojazd 5-wagonowy, normalnotorowy, tj. przeznaczony do rozstawu szyn 1435 mm, w pełni niskopodłogowy, dwukierunkowy (z kabinami motorniczego na obu końcach pojazdu) oraz z drzwiami po obu stronach pojazdu. Podłoga wnętrza tramwaju znajduje się na jednym poziomie 350 mm względem pgs, bez wzniosów nad wózkami. Wózki skrajne są wózkami napędowymi, natomiast wózek środkowy jest wózkiem tocznym. Ogólny widok tramwaju typu 128NG z podstawowymi wymiarami został przedstawiony na rys. 7.1.

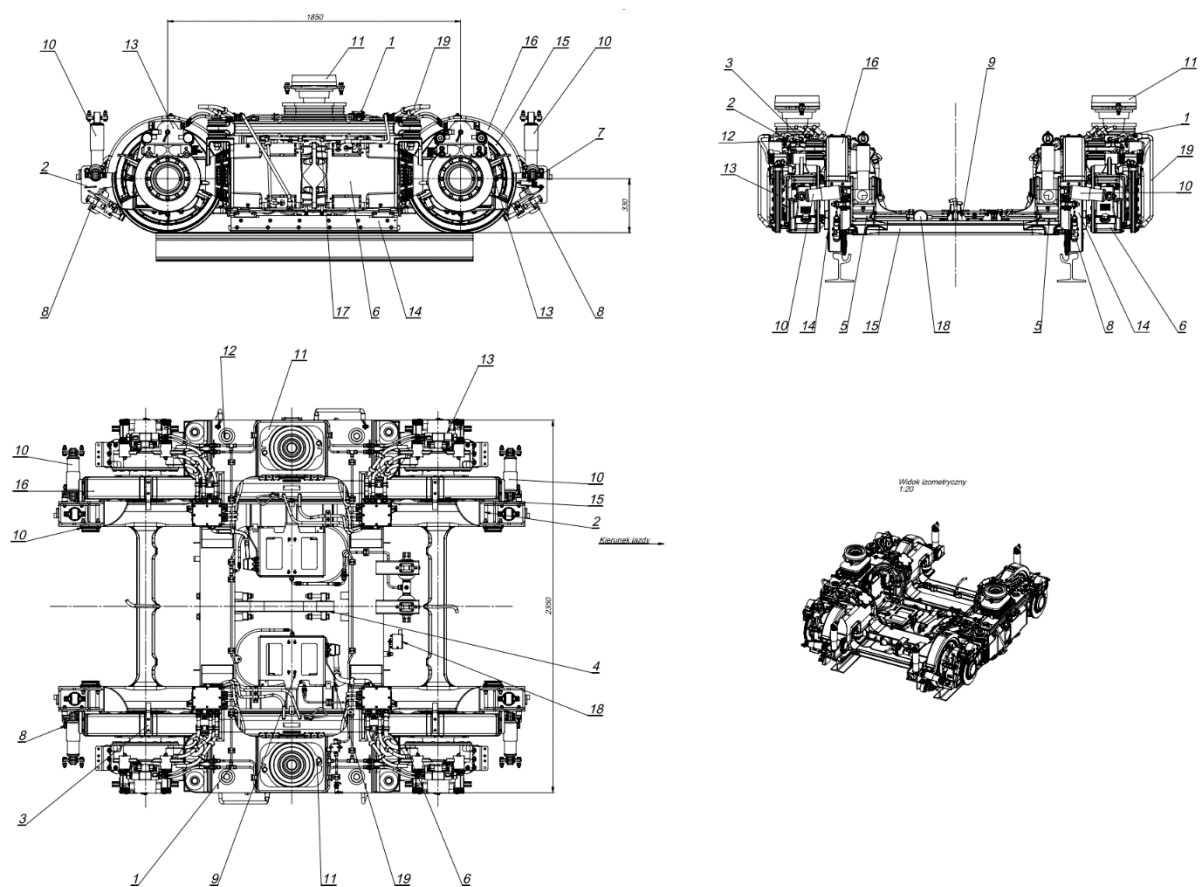


Rys. 7.1. Widok ogólny tramwaju typu 128NG z podstawowymi wymiarami

Zastosowanie niskiej podłogi na stałym poziomie przez całą długość pojazdu wymusiło użycie zestawów kołowych z kołami niezależnie obracającymi się i ułożyskowanymi w piastach sztywnej osi wykorbionej. Widok ogólny wózka napędowego tramwaju typu 128NG przedstawiono na rys. 7.2. Wózek toczny jest zbliżony konstrukcyjnie z wózkiem napędowym, ale pozbawiono go zespołów silnik-przekładnia.

Tramwaj typu 128NG wyposażono w tzw. wózki nieobrotowe, których maksymalny kąt obrotu ramy wózka względem osi pionowej nadwozia tramwaju wynosi ok. 1-2° na stronę pojazdu. W I. stopniu usprężynowania zastosowano stożkowe sprężyny gumowo-metalowe pełniące również rolę prowadzenia kolumnowego. II. stopień usprężynowania stanowią warstwowo-stożkowe sprężyny gumowo-metalowe. Napęd w wózku realizowany jest poprzez cztery silniki trakcyjne napędzające poprzez przekładnie każde z kół oddzielnie. Dwa silniki z każdej ze stron wózka, tj. po prawej / lewej stronie, są ze sobą sprzęgnięte elektrycznie, tzn. do obu silników po jednej stronie wózka przekazywany jest prąd o takim samym natężeniu, co wymusza ich identyczną prędkość obrotową pomimo braku fizycznego połączenia za pomocą wału czy sprzęgła mechanicznego. Układ sterowania napędem silników jest zbliżony do układu sterowania oznaczonego jako IRW-2 przedstawionego w

publikacjach [27, 35]. Siły trakcyjne przekazywane są tu na nadwozie poprzez pojedyncze ciągi trakcyjne. Ruchy wózka tłumione są za pomocą układu pionowych oraz poprzecznych amortyzatorów hydraulicznych.



Rys. 7.2. Widok ogólny wózka napędowego tramwaju typu 128NG.

Jako obiekt badań wybrano tramwaj typu 128NG-10 o numerze fabrycznym T861BNA019 wyprodukowany w 2020 r. przez firmę PESA Bydgoszcz SA. Pojazd ten oznaczono numerem bocznym przewoźnika 1074 i przypisano do zajezdni Gdańsk Wrzeszcz. Widok wybranego tramwaju w dniu badań przedstawiono na rys. 7.3.



Rys. 7.3. Widok badanego tramwaju typu 128NG o numerze bocznym 1074 na terenie zajezdni Gdańsk Wrzeszcz

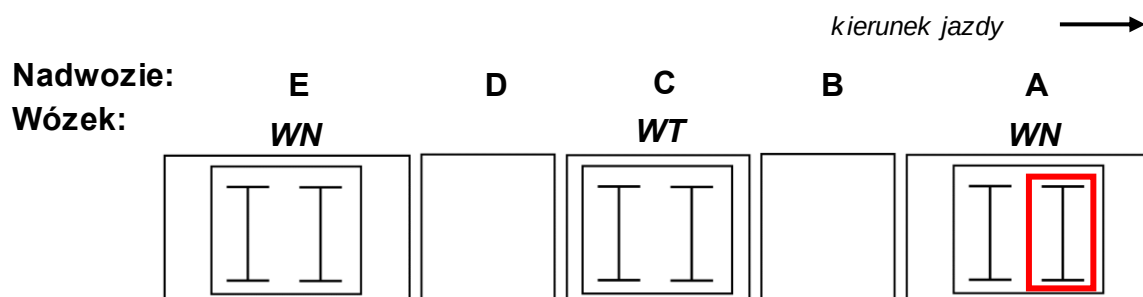
Badania pojazdu przeprowadzane były w stanie pustym, tzn. bez pasażerów i dodatkowego obciążenia. Zestawienie pionowych sił nacisku poszczególnych zestawów kołowych na tor przedstawiono w tabeli 7.1.

Tabela 7.1. Zestawienie wartości sił nacisku poszczególnych zestawów kołowych na tor tramwaju 128NG-10 w stanie pustym

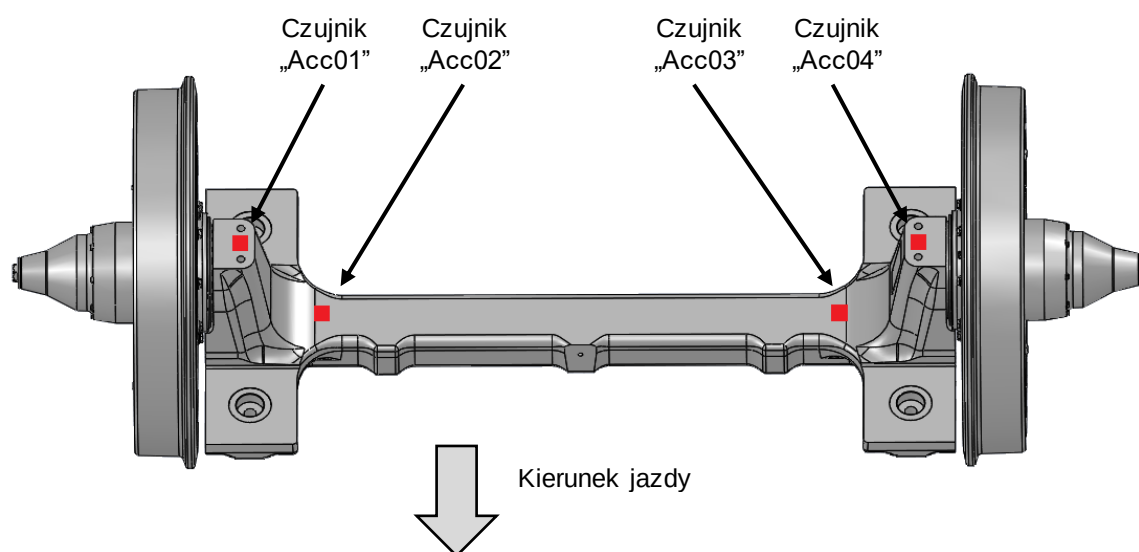
Wózek	Zestaw kołowy	Siła pionowego nacisku na tor [kN]
Napędowy (pod kabiną A)	1.	76,12
	2.	76,19
Toczny	3.	65,26
	4.	62,10
Napędowy (pod kabiną B)	5.	76,24
	6.	75,96

Pojedynczy zestaw kołowy, zarówno w wózku napędowym, jak i w wózku tocznym, składa się z belki portalowej, na której za pomocą łożysk osadzone są koła. Taki sposób łączenia umożliwia niezależność obrotu jednego koła względem drugiego. Masa belki portalowej, zgodnie z dokumentacją techniczną, wynosi 255 kg, natomiast kompletnego koła – 300 kg. Łączna masa pojedynczego zestawu kołowego z niezależnie obracającymi się kołami wynosi 855 kg.

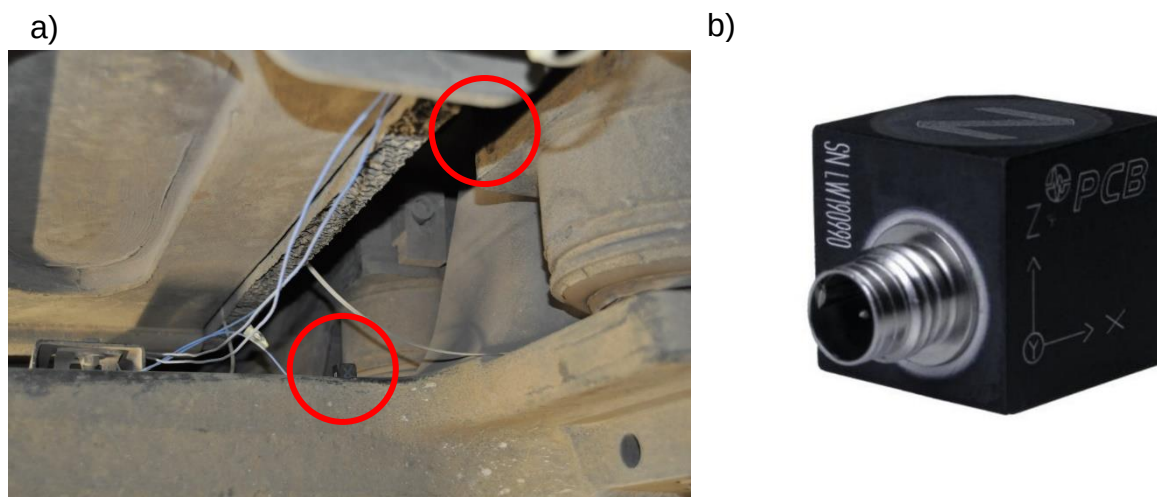
Obręcze kół posiadały zarys zewnętrzny „T”, zgodny z normą PN-K-92016:1997. Zastosowano cztery piezoelektryczne czujniki przyspieszeń typu 356A17 firmy PCB Piezotronics. Dzięki temu, zakres pomiaru wynosi $\pm 98 \text{ m/s}^2$, a zakres częstotliwości pomiaru 0.5-3000 Hz. Czujniki zamocowano z wykorzystaniem masy adhezyjnej w czterech miejscach na pierwszym portalowym zestawie kołowym pierwszego wózka napędowego, co jest przedstawione na rys. 7.4 – 7.6.



Rys. 7.4. Schemat badanego tramwaju typu 128NG z zaznaczeniem zestawu kołowego wyposażonego w czujniki przyspieszeń



Rys. 7.5. Widok schematu zestawu kołowego z niezależnie obracającymi się kołami z zaznaczonymi punktami mocowania czujników przyspieszeń.



Rys. 7.6. Czujnik przyspieszeń PCB Piezotronics 356A17.
 (a) Lokalizacja punktów mocowania czujnika przyspieszeń na zestawie kołowym.
 (b) Widok czujnika przyspieszeń.

Największe wartości sił poprzecznych pomiędzy kołem a szyną występują na łukach torów o małym promieniu. W związku z tym, wytypowano trzy lokalizacje pętli tramwajowych, z których zebrano wyniki pomiarów przyspieszeń portalowego zestawu kołowego:

1. Pętla Jelitkowo,
2. Pętla Kliniczna,
3. Pętla Strzyża.

Widoki poszczególnych ww. lokalizacji oraz ich parametry geometryczne przedstawiono na rys. 7.7 – 7.12.



Rys. 7.7. Widok wjazdu na pętlę Jelitkowo z kabiny badanego pojazdu



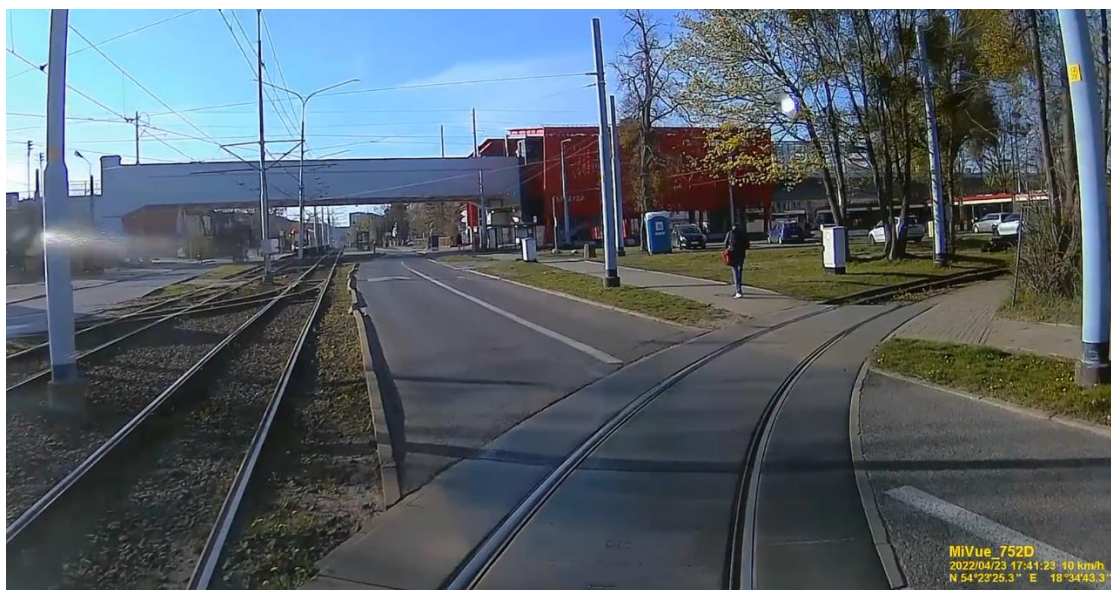
Rys. 7.8. Kształt geometryczny pętli Jelitkowo



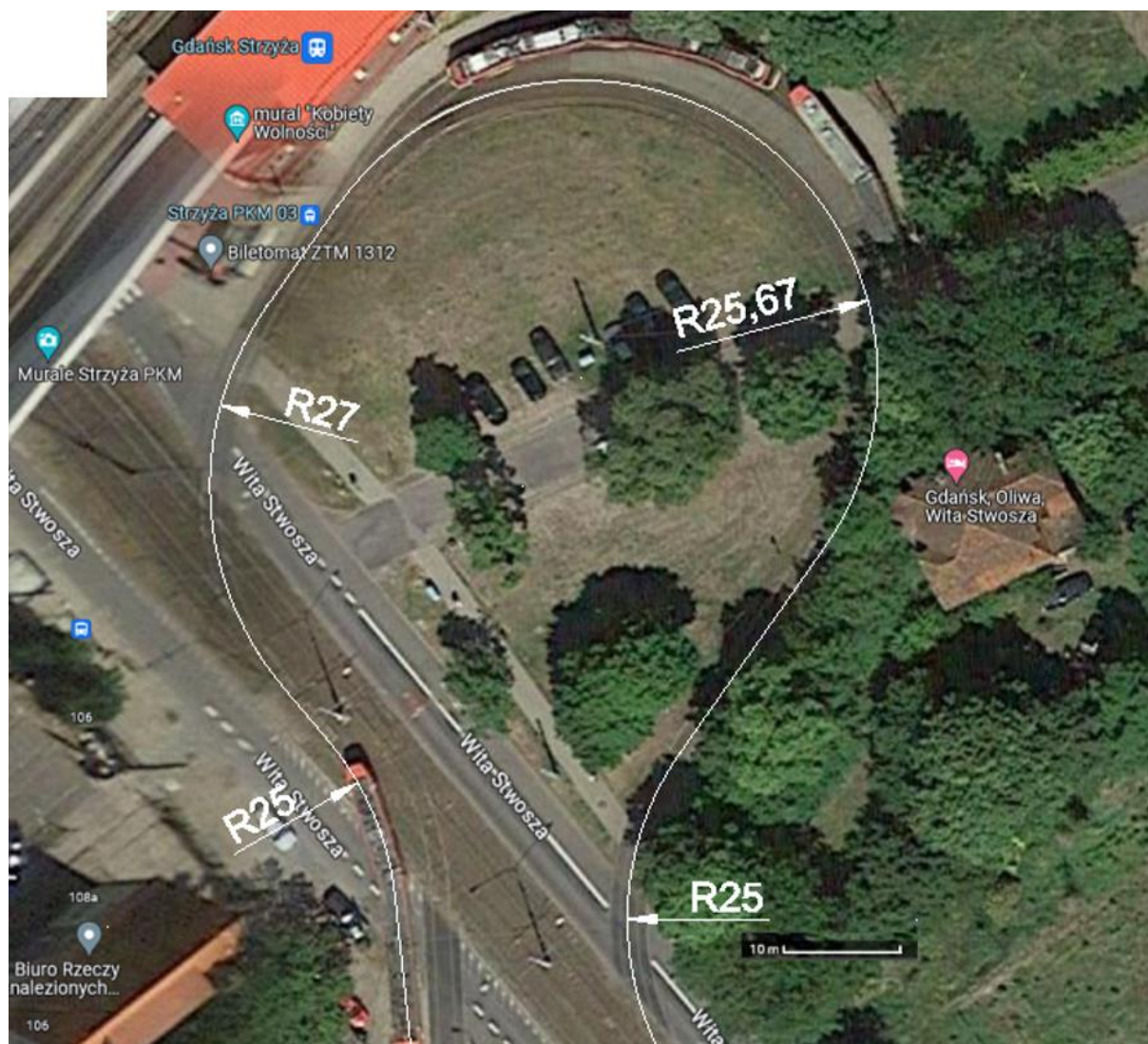
Rys. 7.9. Widok wjazdu na pętlę Kliniczna z kabiny badanego pojazdu



Rys. 7.10. Kształt geometryczny pętli Kliniczna



Rys. 7.11. Widok wjazdu na pętlę Strzyża z kabiny badanego pojazdu

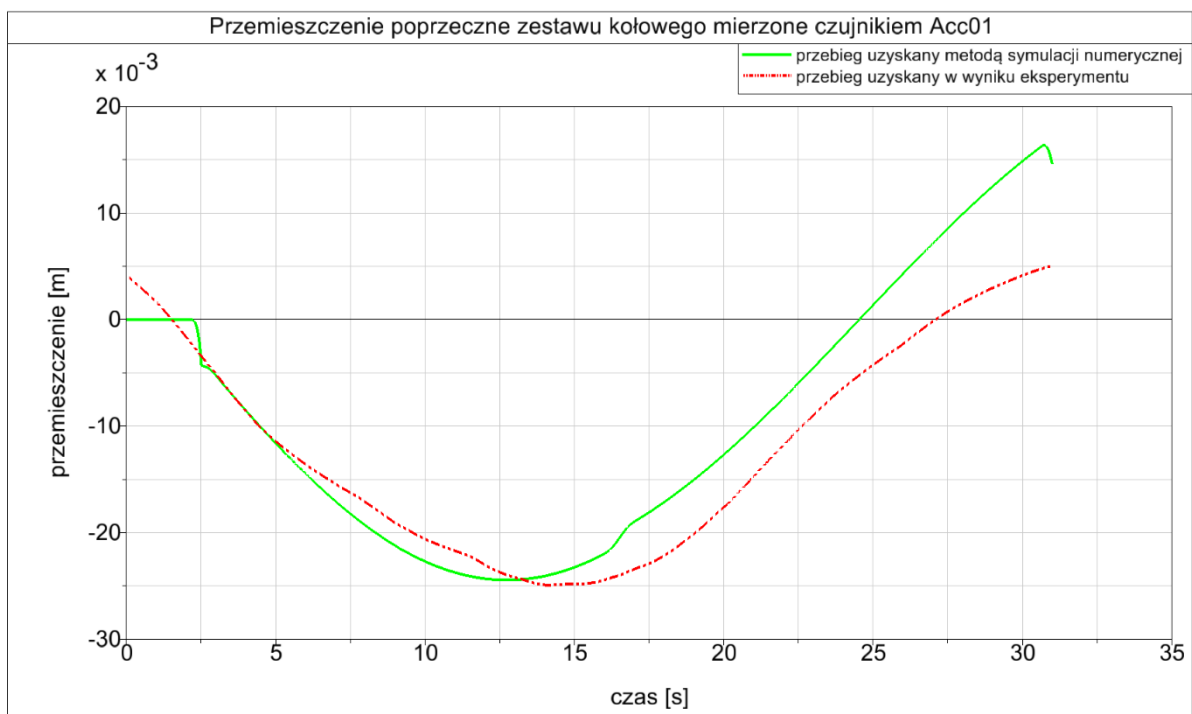


Rys. 7.12. Kształt geometryczny pętli Strzyża

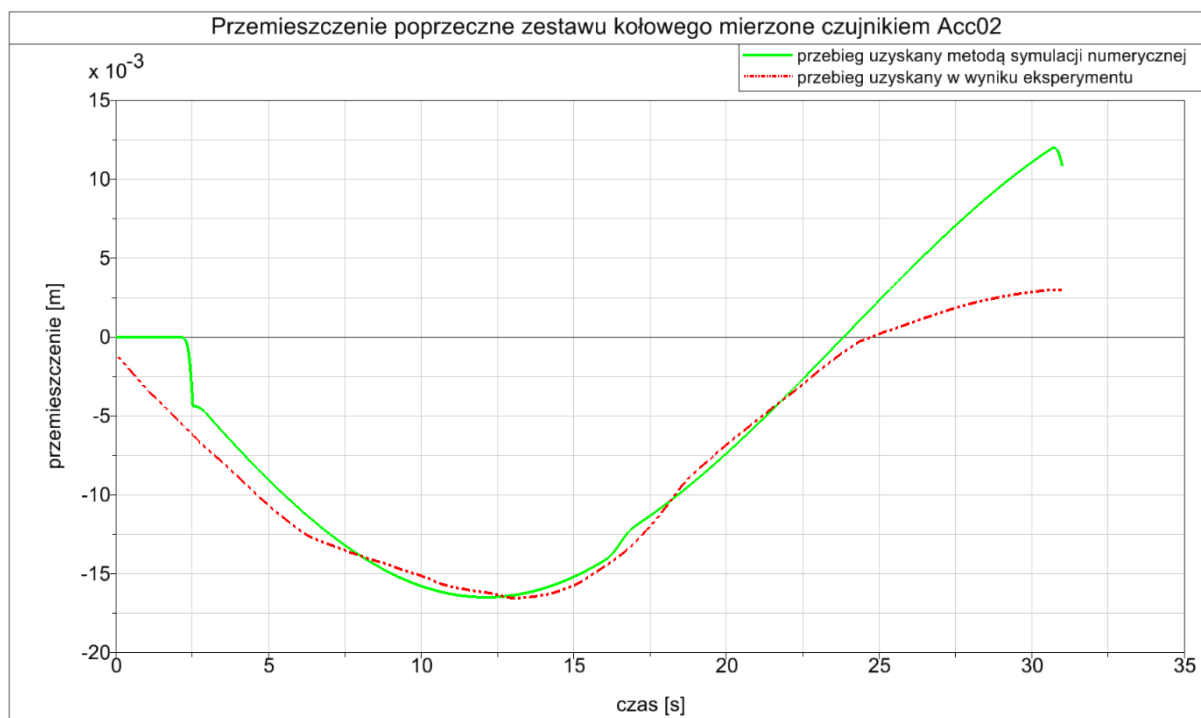
Wartości przyspieszeń zmierzone na portalu zestawu kołowego wózka napędowego posłużyły do określenia korelacji wyników obliczeń wykonanych za pomocą modelu teoretycznego z analogicznymi rezultatami pomiarów przeprowadzonych podczas badań rzeczywistego pojazdu. Następnie, przy wykorzystaniu zweryfikowanego w ten sposób modelu wyznaczono przebiegi parametrów kontaktu koła z szyną, tj. siłę pionowego nacisku koła na szynę Q , siłę poprzeczną Y w strefie kontaktu koło-szyna, wskaźnik bezpieczeństwa przeciw wykolejeniu Y/Q oraz uniesienie koła D_z . Parametr uniesienia koła odniesiono do wartości granicznej wynoszącej 8,5 mm w przypadku kombinacji kształtów geometrycznych profilu koła „T” oraz profilu szyny „Ri60” stosowanej w infrastrukturze torowej miasta Gdańsk.

Podczas weryfikacji wyników symulacji z wykorzystaniem modelu komputerowego za pomocą wyników badań eksperymentalnych zaplanowano ich analizy w dziedzinie przemieszczeń. Aby to uzyskać, dane z badań eksperymentalnych w postaci przyspieszeń poddane zostały podwójnemu całkowaniu numerycznemu metodą trapezów. Po każdym całkowaniu, w celu wyeliminowania wpływu składowej stałej całkowania, wyznaczano krzywą trendu dla uzyskanego wyniku stosując metodę regresji liniowej. Wartości otrzymanego trendu były odejmowane od uzyskanego wyniku każdego całkowania, tj. odpowiednio sygnału przyspieszenia i w drugim kroku – prędkości.

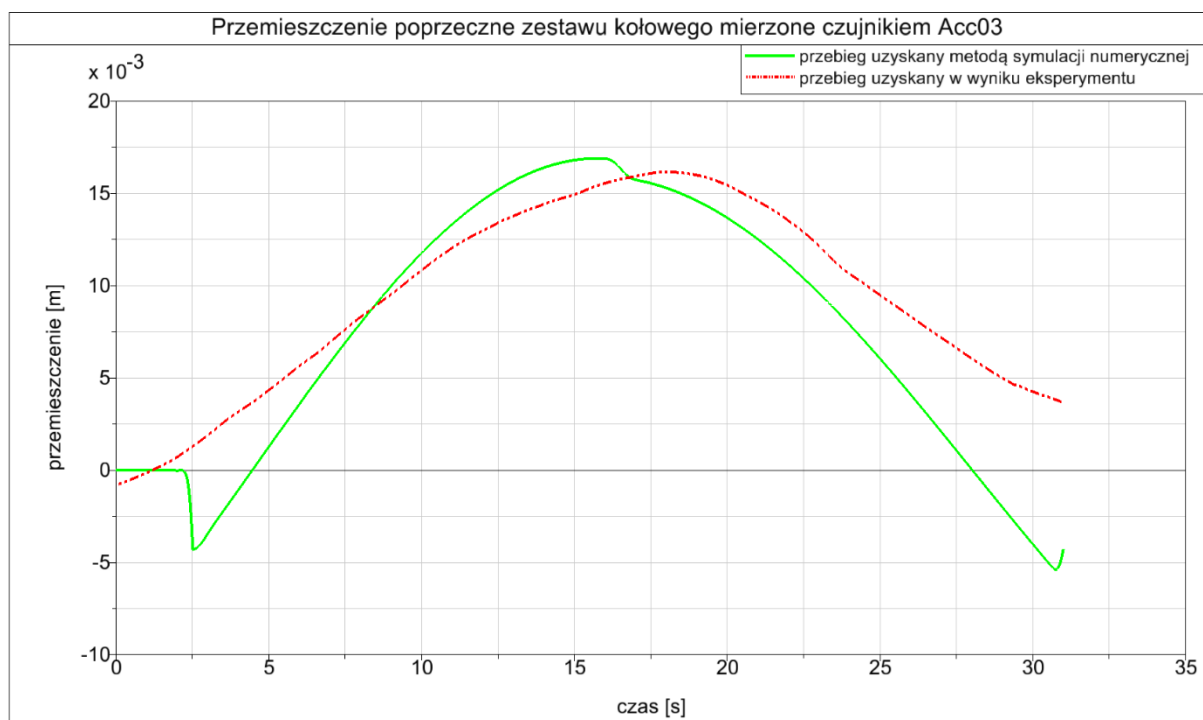
Zastosowane podejście analizy porównawczej w dziedzinie przemieszczeń pozwala łatwiej wykryć rozbieżności i cechy wspólne przebiegów uzyskanych drogą badań doświadczalnych z wynikami badań teoretycznych własności dynamicznych pojazdu szynowego. Poza tym, wykresy przebiegów symulacji komputerowych zestawiono z analogicznymi wykresami uzyskanymi na podstawie pomiarów i poddanych całkowaniu. Otrzymane wartości przemieszczeń punktów na portalu zestawu kołowego posłużyły do weryfikacji wyników uzyskiwanych przy wykorzystaniu modelu teoretycznego układu jeźdnego tramwaju. Uzyskane wyniki przeprowadzonych porównań przedstawiono na rys. 7.13 – 7.24.



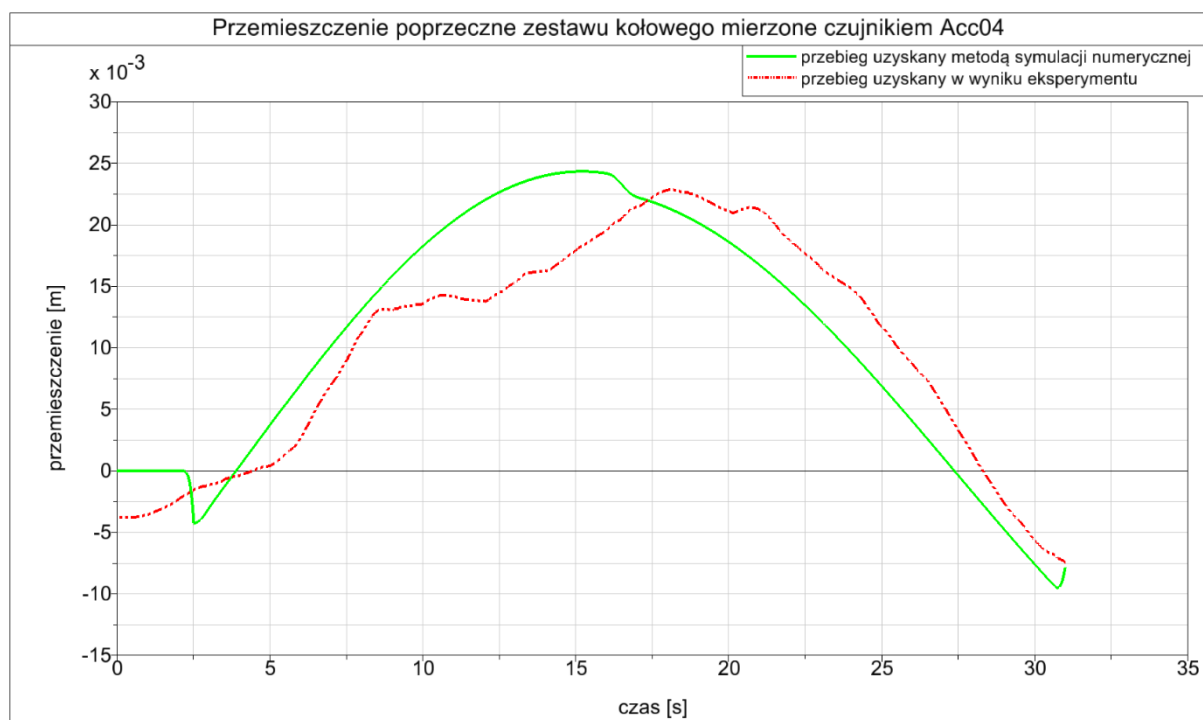
Rys. 7.13. Uzyskane drogą symulacji komputerowej i pomiarów przebiegi czasowe **przemieszczeń poprzecznych** portalu zestawu kołowego w punkcie czujnika **Acc01** w przypadku przejazdu przez **pętlę Jelitkowo**.



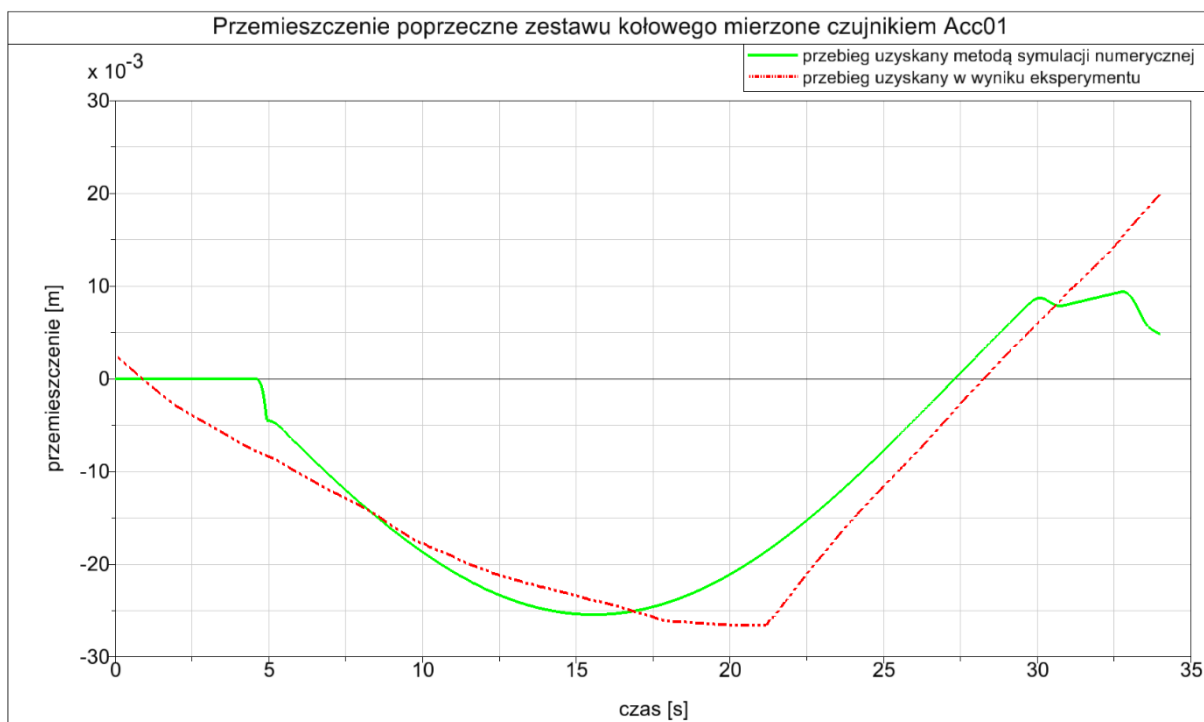
Rys. 7.14. Uzyskane drogą symulacji komputerowej i pomiarów przebiegi czasowe **przemieszczeń poprzecznych** portalu zestawu kołowego w punkcie czujnika **Acc02** w przypadku przejazdu przez **pętlę Jelitkowo**.



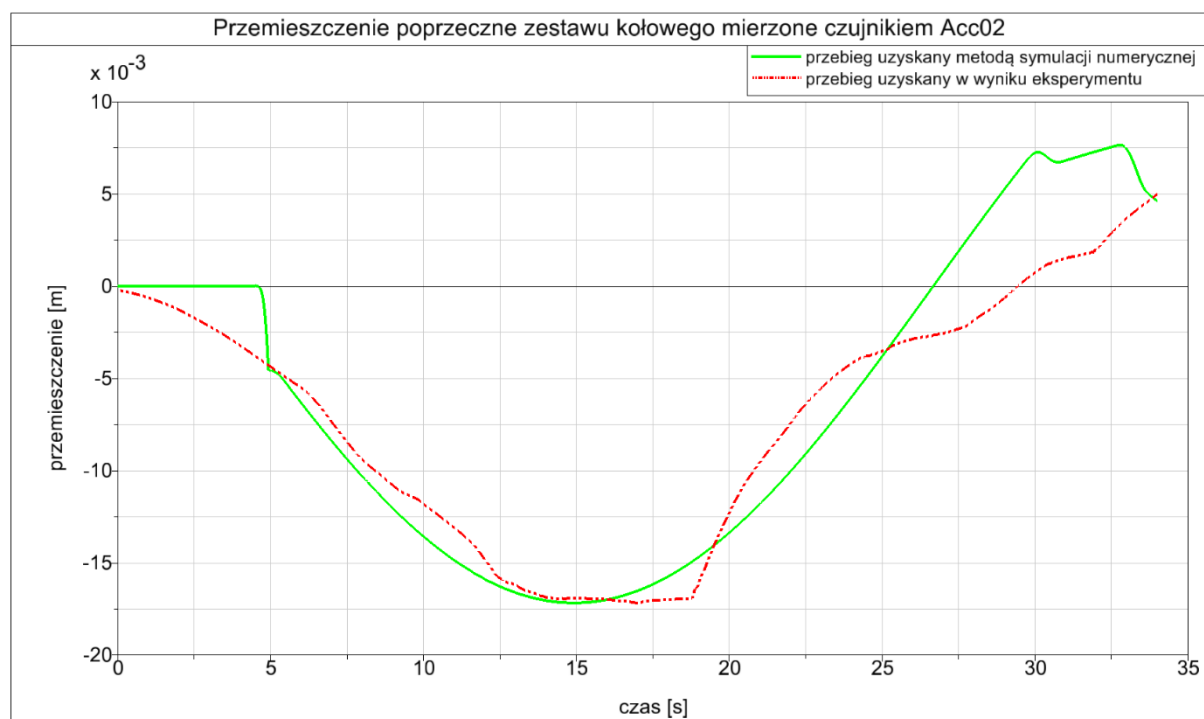
Rys. 7.15. Uzyskane drogą symulacji komputerowej i pomiarów przebiegi czasowe **przemieszczeń poprzecznych** portalu zestawu kołowego w punkcie czujnika **Acc03** w przypadku przejazdu przez **pętlę Jelitkowo**.



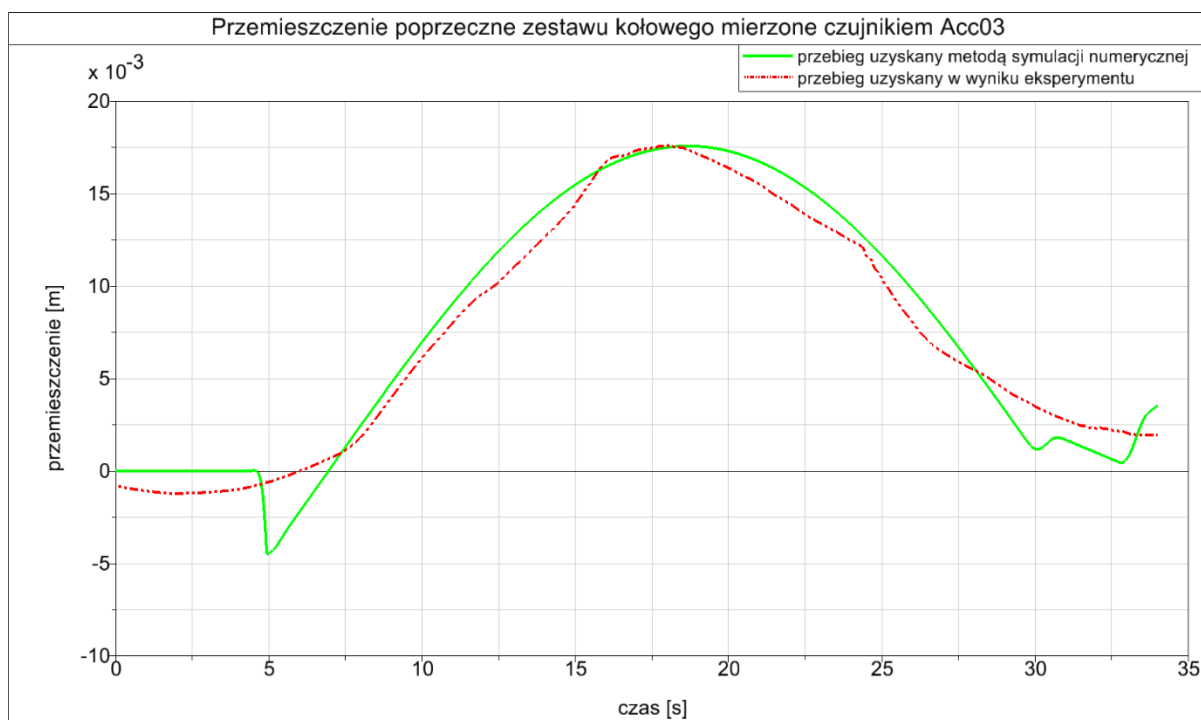
Rys. 7.16. Uzyskane drogą symulacji komputerowej i pomiarów przebiegi czasowe **przemieszczeń poprzecznych** portalu zestawu kołowego w punkcie czujnika **Acc04** w przypadku przejazdu przez **pętlę Jelitkowo**.



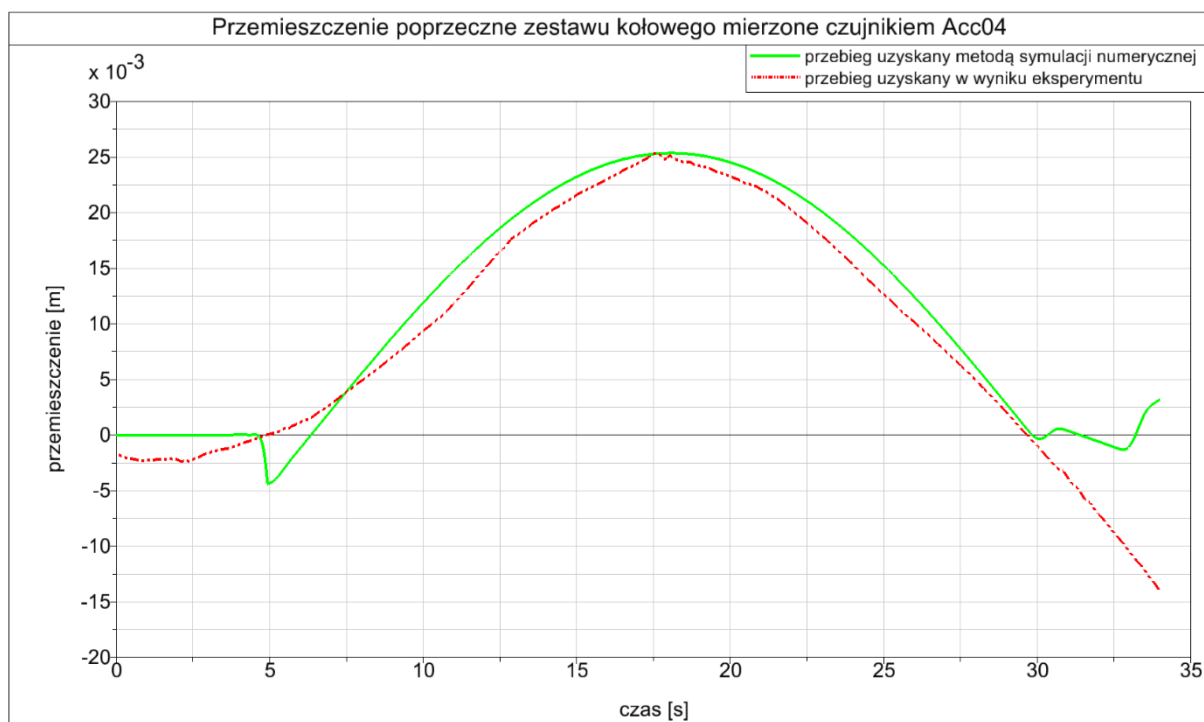
Rys. 7.17. Uzyskane drogą symulacji komputerowej i pomiarów przebiegi czasowe **przemieszczeń poprzecznych** portalu zestawu kołowego w punkcie czujnika **Acc01** w przypadku przejazdu przez **pętlę Kliniczna**.



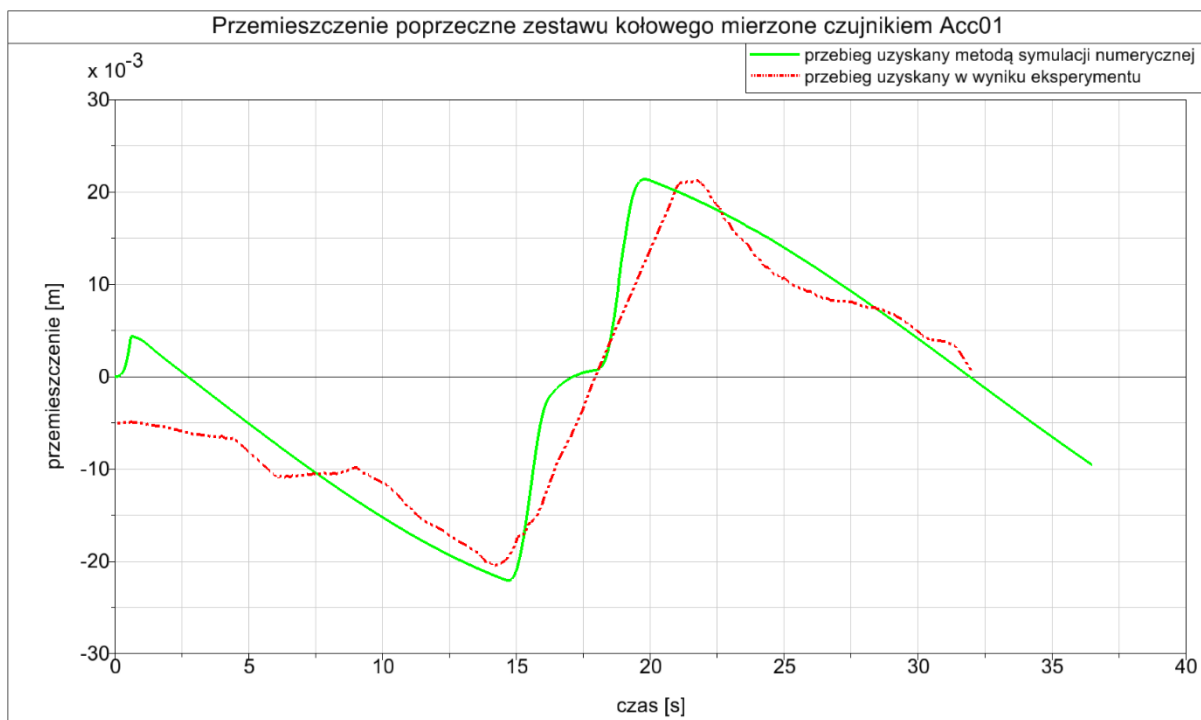
Rys. 7.18. Uzyskane drogą symulacji komputerowej i pomiarów przebiegi czasowe **przemieszczeń poprzecznych** portalu zestawu kołowego w punkcie czujnika **Acc02** w przypadku przejazdu przez **pętlę Kliniczna**.



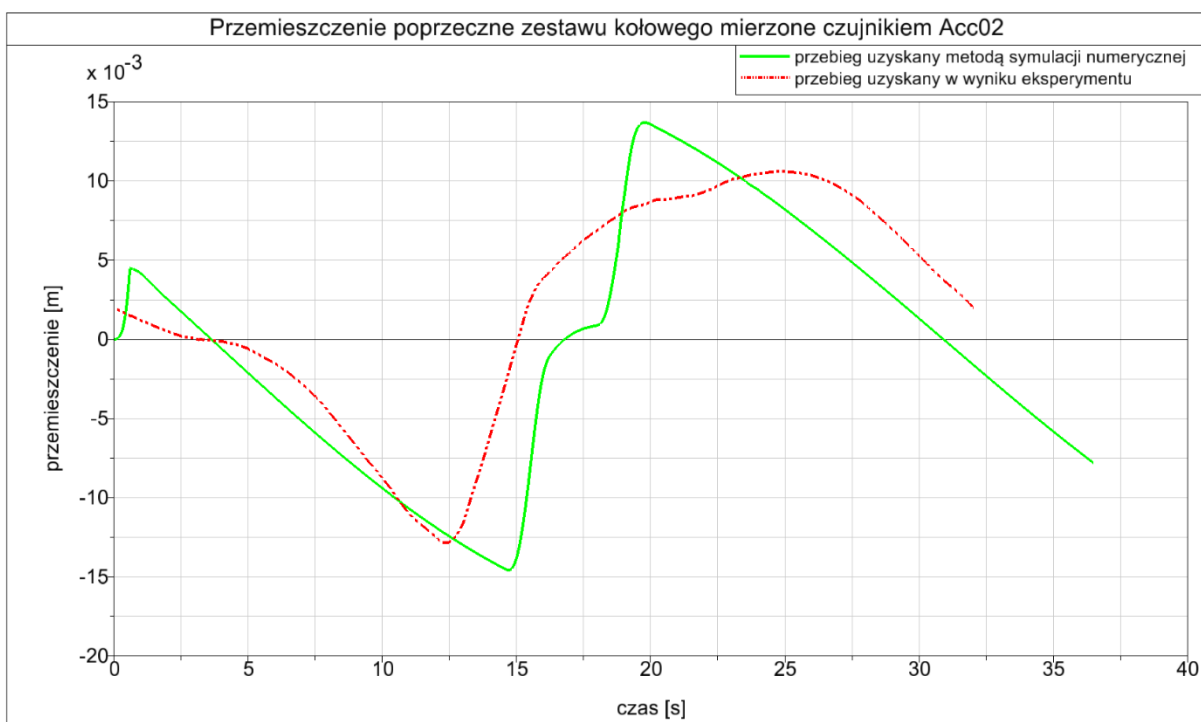
Rys. 7.19. Uzyskane drogą symulacji komputerowej i pomiarów przebiegi czasowe **przemieszczeń poprzecznych** portalu zestawu kołowego w punkcie czujnika **Acc03** w przypadku przejazdu przez **pętlę Kliniczna**.



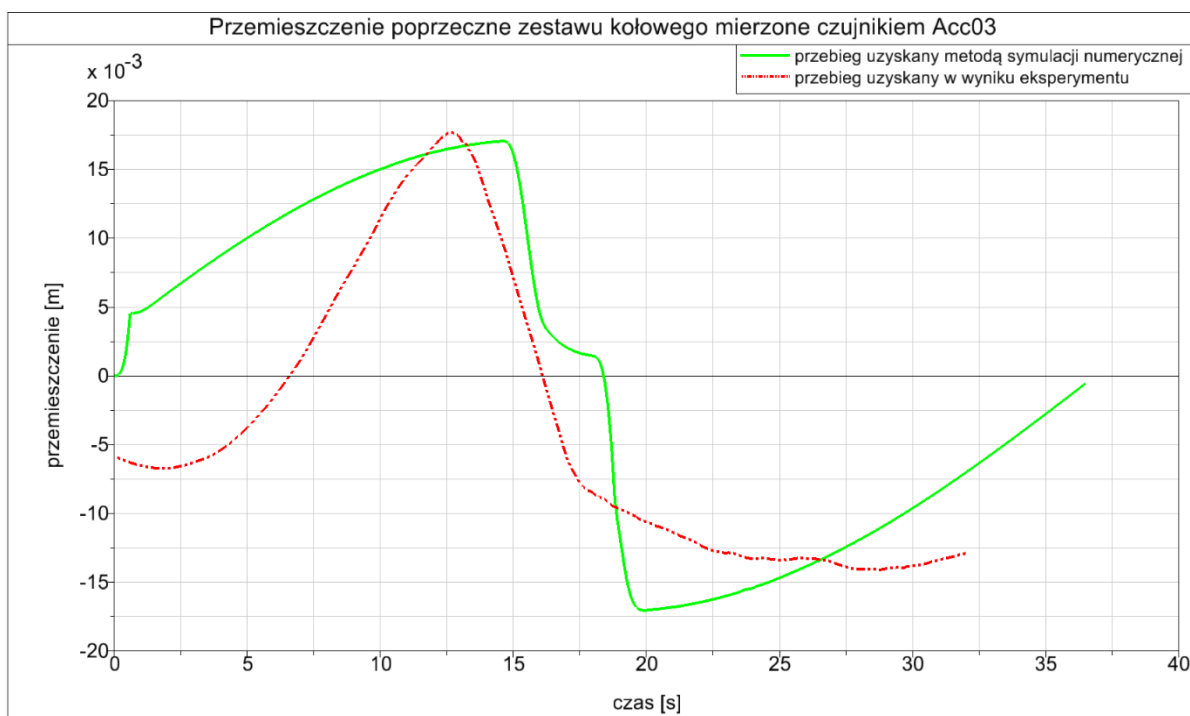
Rys. 7.20. Uzyskane drogą symulacji komputerowej i pomiarów przebiegi czasowe **przemieszczeń poprzecznych** portalu zestawu kołowego w punkcie czujnika **Acc04** w przypadku przejazdu przez **pętlę Kliniczna**.



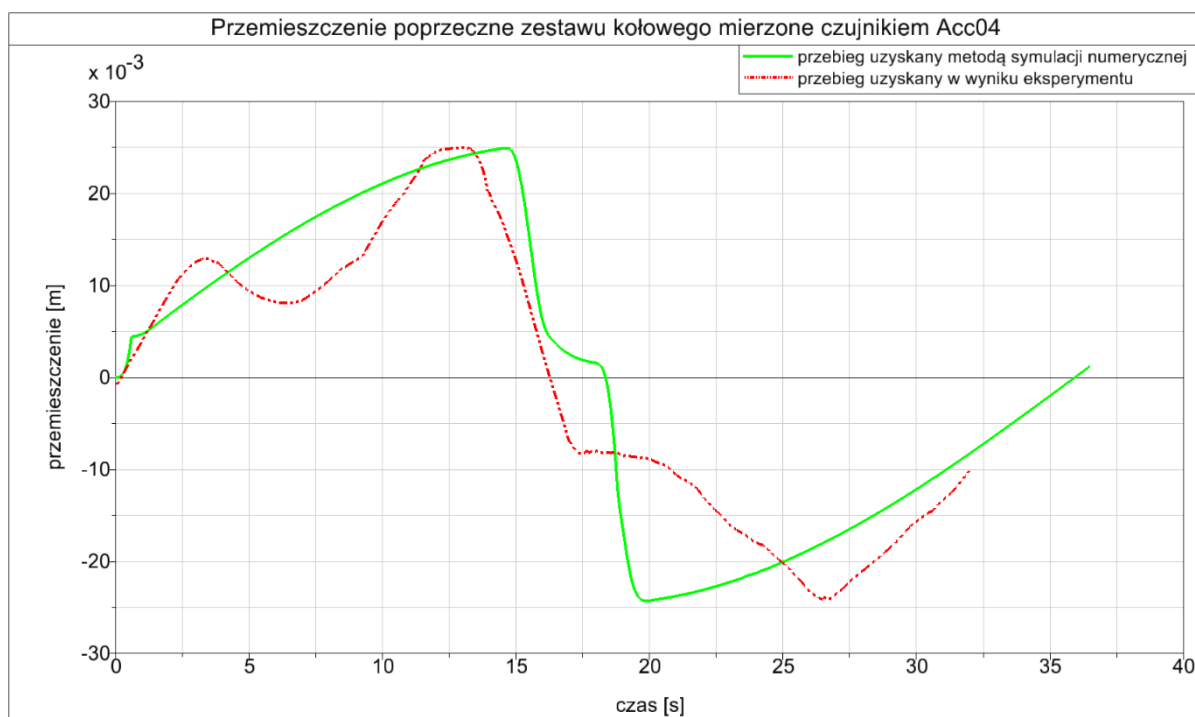
Rys. 7.21. Uzyskane drogą symulacji komputerowej i pomiarów przebiegi czasowe **przemieszczeń poprzecznych** portalu zestawu kołowego w punkcie czujnika **Acc01** w przypadku przejazdu przez **pętlę Strzyża**.



Rys. 7.22. Uzyskane drogą symulacji komputerowej i pomiarów przebiegi czasowe **przemieszczeń poprzecznych** portalu zestawu kołowego w punkcie czujnika **Acc02** w przypadku przejazdu przez **pętlę Strzyża**.



Rys. 7.23. Uzyskane drogą symulacji komputerowej i pomiarów przebiegi czasowe **przemieszczeń poprzecznych** portalu zestawu kołowego w punkcie czujnika **Acc03** w przypadku przejazdu przez **pętlę Strzyża**.



Rys. 7.24. Uzyskane drogą symulacji komputerowej i pomiarów przebiegi czasowe **przemieszczeń poprzecznych** portalu zestawu kołowego w punkcie czujnika **Acc04** w przypadku przejazdu przez **pętlę Strzyża**.

Na podstawie przebiegów czasowych pokazanych na rys. 7.13 – 7.24 należy stwierdzić, że wyniki obliczeń przeprowadzonych za pomocą modelu teoretycznego układu jezdni tramwaju wykazują stosunkowo duży stopień korelacji z analogicznymi rezultatami pomiarów dokonywanych na obiekcie rzeczywistym.

Pierwszym istotnym aspektem występujących różnic ilościowych i jakościowych pomiędzy przebiegami wyników teoretycznych i doświadczalnych mogły być różnice pomiędzy istniejącym kształtem geometrycznym infrastruktury torowej, po której poruszał się badany w rzeczywistości pojazd, a kształtem geometrycznym toru zadany do przeprowadzenia symulacji komputerowej na podstawie dostępnej dokumentacji. Nierówności toru są szczególnie istotne przy wyższych prędkościach jazdy. Przy prędkości jazdy pojazdu po badanych odcinkach toru mniejszej niż 10 km/h różnice parametrów geometrycznych toru teoretycznego i rzeczywistego mogą mieć istotny wpływ na odmienne położenie zestawu kołowego na torze. Istotniejsze są jednak rozbieżności odchyłek wymiarowych toru wynikające ze stanu zużycia szyn, czy odchyłek szerokości toru. Są to najbardziej prawdopodobne przyczyny różnic kształtu geometrycznego toru rzeczywistego w stosunku do kształtu geometrycznego toru użytego do badań numerycznych, zaczerpniętego z dostępnej dokumentacji technicznej rozpatrywanego torowiska. Mianowicie, zużycie boczne szyn, w szczególności na łukach, powodowało zwiększenie szerokości toru i w konsekwencji zwiększenie luzu pomiędzy kołem a szyną, skutkujące innym ustawieniem się zestawu kołowego na torze.

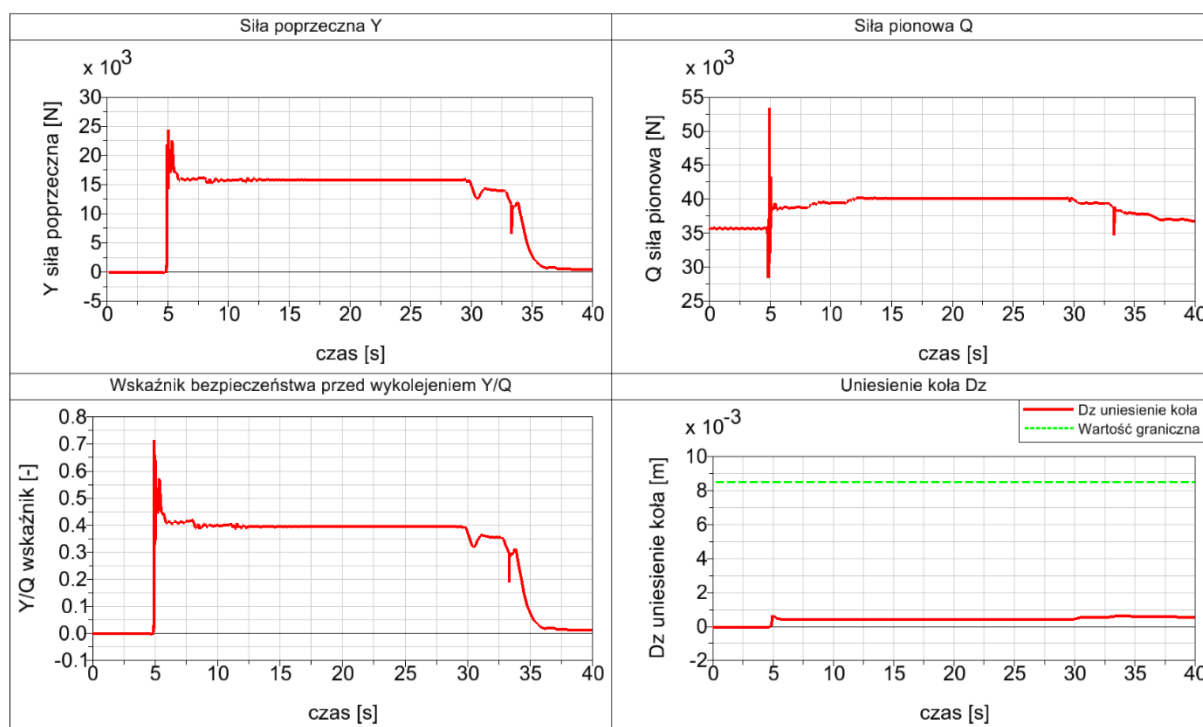
Należy zauważyć, że prezentowane wyniki odpowiadają wybranym fragmentom z przejazdu tramwaju typu 128NG-10 po sieci torowej miasta Gdańsk. W związku z tym, zestaw kołowy rzeczywistego pojazdu każdorazowo po wyjściu z łuku toru z dużym prawdopodobieństwem znajdował się poza środkowym położeniem w torze (zapewniającym identyczny dystans pomiędzy obrzeżem koła a szyną prawą i lewą). Przejazdy wirtualne modelu komputerowego tramwaju uruchamiane były zawsze na torze prostym, przechodzącym następnie w łuk. Początkowe położenie wszystkich zestawów kołowych modelu było środkowe, co jest widoczne na prezentowanych przebiegach z punktów Acc01 – Acco4 modelu komputerowego. Ponadto, na części prezentowanych wykresów widoczne są gwałtowne zmiany kierunków w przypadku przebiegów uzyskanych metodą symulacji numerycznej. W modelu fizycznym założono stałą wartość współczynnika tarcia koło-szyna na całej szerokości profilu koła oraz profilu szyny. W warunkach rzeczywistych stan powierzchni szyn nie jest stały na całej długości trasy. Główka szyny może zostać zanieczyszczona produktami tarcia w miejscach połączenia z siecią drogową lub na łukach o małym promieniu. Podczas dokonywania symulacji numerycznych wymienione przyczyny mogą powodować występowanie mniejszego oporu ruchu koła względem szyny i skokowe zmiany przemieszczeń punktów kontaktu koło-szyna na zestawie kołowym.

Prędkość jazdy modelu rozpatrywanego tramwaju podczas symulacji komputerowej przyjęto zgodnie z prędkościami zarejestrowanymi przez odbiornik GPS zamontowany w badanym pojeździe. Mogły jednak istnieć niewielkie rozbieżności prędkości jazdy pomiędzy wartością prędkości na początku oraz na końcu analizowanego łuku. Różnica względna obu wartości prędkości mogła spowodować

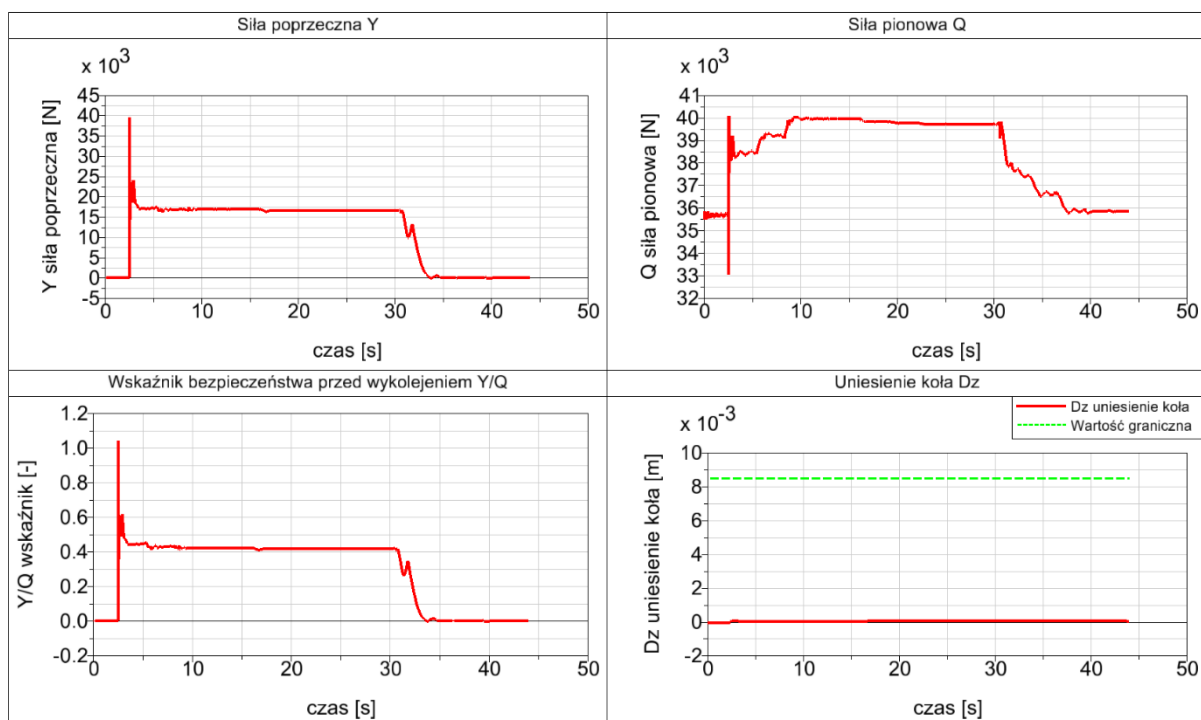
wzajemne przesunięcia eksperymentalnych i teoretycznych przebiegów czasowych w chwilach opowiadających położeniom na początku lub końcu łuku poziomego.

Inną przyczyną istniejących rozbieżności dotyczących kształtu analizowanych przebiegów czasowych może być algorytm sterowania napędem trakcyjnym pojazdu. Mianowicie, szczegóły techniczne algorytmu sterowania napędem w rzeczywistym pojeździe stanowią tajemnicę wykonawcy dostarczającego układ napędowy. Było to powodem, dla którego w modelu fizycznym analizowanego pojazdu zaszła konieczność zastosowania uproszczonego sposobu sterowania napędem dostosowującym działanie do zadanej prędkości pojazdu.

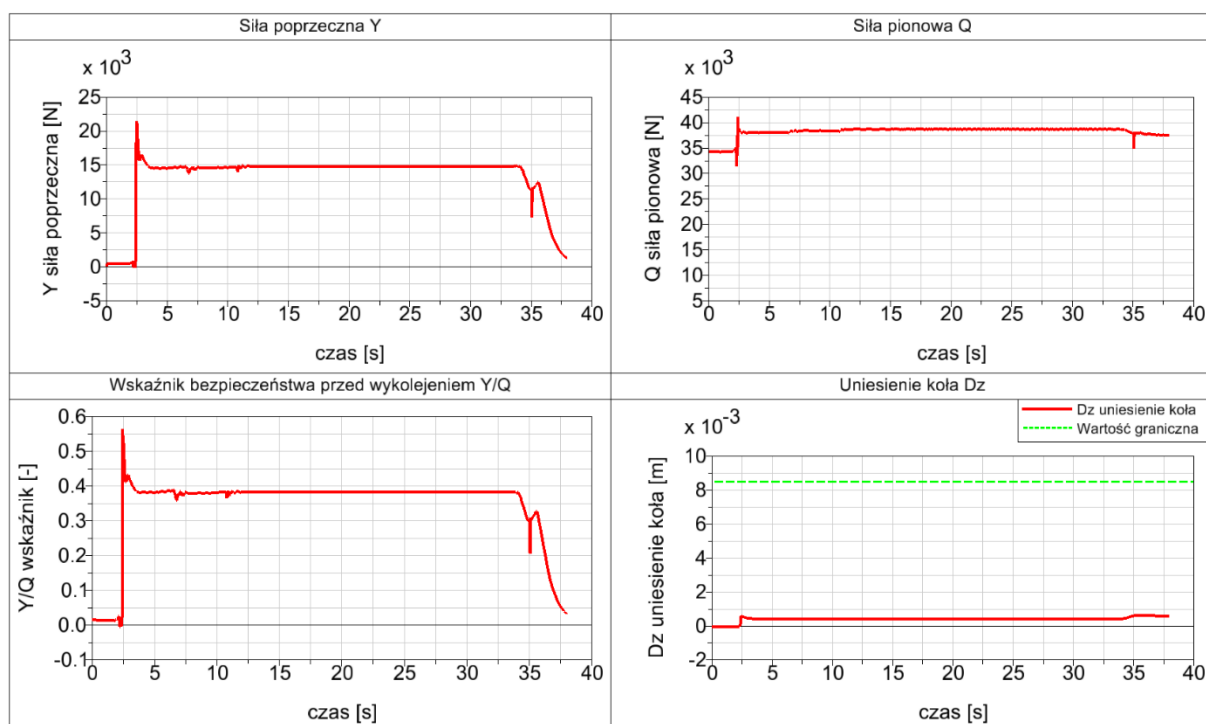
Pomimo istniejących rozbieżności, analizowane przebiegi eksperymentalne i teoretyczne wykazują zadowalający stopień wzajemnego podobieństwa. Dzięki temu, przyjęty w pracy model komputerowy pojazdu tramwajowego może zostać odpowiedzialnie wykorzystywany do wyznaczania wartości sił kontaktu koła z szyną, a tym samym – do oceny poziomu bezpieczeństwa tramwaju przeciw wykolejeniu. Dzięki temu, na podstawie wszystkich opisanych powyżej przypadków obliczeń teoretycznych i pomiarów doświadczalnych wygenerowano dostatecznie wiarygodne przebiegi kontaktowych sił poprzecznych Y , sił pionowych Q , wskaźnika bezpieczeństwa przeciw wykolejeniu Y/Q oraz wartości uniesienia koła D_z . Przebiegi tych parametrów w czasie danego przejazdu zaprezentowano na rys. 7.25 – 7.27.



Rys. 7.25. Przebiegi parametrów kontaktu koło-szyna: siły poprzecznej Y , siły pionowej Q , wskaźnika bezpieczeństwa przeciw wykolejeniu Y/Q oraz uniesienia koła D_z w przypadku przejazdu przez **pętlę Kliniczna**.



Rys. 7.26. Przebiegi parametrów kontaktu koło-szyna: siły poprzecznej Y , siły pionowej Q , wskaźnika bezpieczeństwa przeciw wykołowaniu Y/Q oraz uniesienia koła D_z w przypadku przejazdu przez **pętlę Jelitkowo**.



Rys. 7.27. Przebiegi parametrów kontaktu koło-szyna: siły poprzecznej Y , siły pionowej Q , wskaźnika bezpieczeństwa przeciw wykołowaniu Y/Q oraz uniesienia koła D_z w przypadku przejazdu przez **pętlę Strzyża**.

We wszystkich przypadkach przejazdu przez łuki o małym promieniu tramwaj poruszał się z niewielką prędkością skutkującą małą wartością niezerównoważonego przyspieszenia poprzecznego. Świadczy o tym mała wartość nadwyżki dynamicznej, czyli stosunku wartości siły pionowego nacisku koła na szynę Q podczas przejazdu po łuku w stosunku do analogicznych wartości sprzed wjazdu na łuk, we wszystkich prezentowanych przypadkach wynosząca ok. 10-15%. W takich warunkach jazdy uniesienie koła nie przekroczyło wartości 1 mm, będąc daleko mniejsze od wartości granicznej. W ten sposób można stwierdzić, że badany tramwaj zapewnia wysoki poziom bezpieczeństwa jazdy na łukach o małych promieniach.

8. PODSUMOWANIE

W obecnych czasach komunikacja tramwajowa przeżywa swój kolejny renesans, zarówno w Europie, jak i na pozostałych kontynentach. Tworzone są nowe systemy komunikacji szynowej, reaktywowane są te uprzednio zamknięte, a obecne są rozbudowywane. Wolumen dostarczanego taboru wciąż się powiększa, nadal nie pokrywając całego zapotrzebowania na nowe pojazdy tramwajowe.

Za gwałtownym rozwojem konstrukcji pojazdów tramwajowych nie nadąża jednak normalizacja. Uwaga poszczególnych grup roboczych Międzynarodowego Związku Kolei UIC skupia się na pojazdach kolejowych, tj. na zagadnieniach powiązanych z badaniami rzeczywistymi i symulacyjnymi komputerowymi, aerodynamiką, czy zagadnieniem dynamiki kolei dużych prędkości. Natomiast, problemy tramwajowe znajdują się na marginesie zainteresowań technicznych komisji normalizacyjnych. Skrajnym tego przykładem jest wycofanie krajowej normy PN-K-92008:1998 dotyczącej skrajni kinematycznej taboru tramwajowego, bez jej zastąpienia jakimkolwiek innym dokumentem normatywnym. W praktyce specyfikacje przetargowe w stosunku do taboru tramwajowego nadal powołują się na wspomnianą, wycofaną tramwajową normę.

W krajowych dokumentach prawnych [9,10] badania jazdy tramwajów ograniczają się do prób hamowania, na dodatek przeprowadzanych wyłącznie w stanie pustym. Aspekt bezpieczeństwa przeciw wykolejeniu w ogóle nie jest w nich uwzględniony. Kwerenda dokumentów zagranicznych [51,52,53,73] wykazała istnienie wzmianek dotyczących przeprowadzenia dowodu bezpieczeństwa przeciw wykolejeniu tramwaju, głównie w standardach Związku Niemieckich Przedsiębiorstw Komunikacyjnych VDV. W powyższych dokumentach oraz pozostałych, odnoszących się do pojazdów kolejowych [1,38,39,63] sprawdzenie warunków bezpieczeństwa przeciw wykolejeniu sprowadza się do określenia maksymalnego odciążenia koła w trakcie przejazdu przez tor z określoną wchrowatością. W praktyce z racji braku odcinków badawczych w istniejących systemach tramwajowych, badania rzeczywiste nie są przeprowadzane. Takich ograniczeń nie posiadają symulacje komputerowe umożliwiające dzięki przyjmowaniu należycie wiarygodnych modeli matematycznych dowolnego pojazdu tramwajowego. Model taki może zostać wykorzystywany do przeprowadzenia symulacji przejazdu po torze o określonych z góry parametrach geometrycznych.

W niniejszej pracy przedstawiono obecnie stosowaną, tradycyjną metodykę badań warunków bezpieczeństwa przeciw wykolejeniu pojazdów kolejowych według standardów europejskich, amerykańskich czy stosowanych w pozostałych częściach świata. Natomiast celem niniejszej pracy było stworzenie nowej metodyki określania poziomu bezpieczeństwa przeciw wykolejeniu pojazdów tramwajowych, niezależnie od konfiguracji nadwozi. W rozdziale szóstym niniejszej pracy przedstawiono istotne różnice pomiędzy warunkami ruchu pojazdów kolejowych oraz tramwajów, których reżim eksploatacji jest trudniejszy. Tramwaje charakteryzują się wysokim stosunkiem masy pojazdu maksymalnie załadowanego pasażerami do masy pojazdu pustego i dużo częstszymi zatrzymaniami na przystankach. Pojazdy tramwajowe stanowią

kręgosłup transportowy miast i służą do przewozów masowych. Pojemność przestrzeni pasażerskiej rozpatrywanych pojazdów musi być maksymalizowana, co w konsekwencji powoduje znaczne zmniejszenie dostępnego miejsca dla układu jezdni. Wymusza to projektowanie konstrukcji wózków odmiennych od klasycznych wózków pojazdów kolejowych. W pracy przedstawiono przegląd rozwiązań układów jezdnych tramwajów umożliwiających zastosowanie w konstrukcji nadwozia obniżonej lub w pełni niskiej i płaskiej podłogi.

Zagadnienie niskiej podłogi w pojazdach tramwajowych jest nierozzerwalnie związane z zestawami kołowymi z niezależnie obracającymi się kołami. Tylko takie rozwiązanie gwarantuje w pełni niską podłogę we wnętrzu tramwaju, bez jej wniosów nad wózkami. Zestawy kołowe z niezależnie obracającymi się kołami pozwalają na uzyskanie różnicy prędkości kątowej kół ułożyskowanych we wspólnym portalu. Istotną wadą takiego rozwiązania jest utrata przez zestaw kołowy możliwości samocentrowania się na torze, co w konsekwencji może wpływać na możliwość utraty stateczności jazdy i nierównomierne zużycie zarysów kół. W rozdziale piątym niniejszej pracy omówiono sposoby zniwelowania tych niekorzystnych zjawisk polegające na wprowadzeniu grupowego lub indywidualnego sterowania napędem silników trakcyjnych. Indywidualne sterowanie napędem, oddzielne dla każdego z kół lub grupowe po stronie prawej i lewej, eliminuje poślizgi wzdłużne kół oraz wywoływane nimi siły kontaktowe. Ma to wpływ na zwiększenie wartości poślizgów poprzecznych, co z kolei powoduje wzrost wartości siły poprzecznej Y kontaktu koła z szyną. Zwiększa to wynikową wartość wskaźnika Y/Q .

Główną zaletą nowej metodyki symulacji komputerowych bezpieczeństwa przeciw wykolejeniu tramwajów jest jej uniwersalność. Można ją zastosować do pojazdu o każdej możliwej konfiguracji wagonów, niezależnie od ich liczby i rodzajów wózków w składzie całego pojazdu. Nie ma tu konieczności stosowania dodatkowych podkładek wchrujących, ponieważ cała wichrowatość mająca wpływ na odciążenia koła po zewnętrznej stronie łuku została zlokalizowana na torze. Symulacje przeprowadzane są na łukach torów o promieniach 18 – 150 m. Nie ma przeszkód, by przeprowadzić je również na torach o mniejszym promieniu, w zależności od lokalnych uwarunkowań danego operatora infrastruktury torowej. W poszczególnych przypadkach przyjmowano rozmiary rozstawu szyn z przedziału od wartości nominalnej do wartości maksymalnej z gradacją co 5 mm. Niezbędnym elementem podczas przeprowadzania symulacji komputerowych bezpieczeństwa przeciw wykolejeniu jest określenie parametrów współpracy koła o danym profilu z szyną rowkową. Na tej podstawie wyznaczana jest maksymalna dopuszczalna wartość uniesienia koła. Przekroczenie tej granicy może skutkować zwiększonym prawdopodobieństwem wykolejenia. Z racji dużego udziału elementów gumowo-metalowych w konstrukcji usprężynowania pojazdów tramwajowych, do celów symulacji przyjęto dwukrotny wzrost sztywności usprężynowania odzwierciedlający negatywny wpływ niskiej temperatury na charakterystyki lepko-sprężyste tych elementów.

Opracowana metodyka została sprawdzona w stosunku do siedmiu najbardziej popularnych konfiguracji tramwajów, co zostało przedstawione w rozdziale szóstym.

Zastosowano wózki o identycznych elementach sprężysto-tłumiących i charakteryzujące się zbliżonymi siłami pionowego nacisku poszczególnych kół na szynę. Skrajne wózki były wózkami napędowymi, a pośrednie wózkami tocznymi. Każdą konfigurację sprawdzono na torze o normalnym rozstawie szyn oraz na torze o rozstawie wąskim. Każda z konfiguracji pojazdu tramwajowego posiadała dwa warianty: z klasycznymi zestawami kołowymi (CWS) oraz z niezależnie obracającymi się kołami (IRW) z uwzględnieniem sterowania grupowego napędem w wózkach napędowych.

Uzyskane wyniki pozwoliły na wyciągnięcie podstawowego wniosku, że niemożliwym było zbudowanie wózków o identycznych charakterystykach elementów sprężysto-tłumiących, które pozwoliłyby tramwajom o analizowanych konfiguracjach spełnić warunki graniczne bezpieczeństwa przeciw wykolejeniu. Konfiguracje wagonów tramwajów oraz połączenia międzywagonowe miały istotny wpływ na wartość uniesienia koła, która była tu podstawowym ocenianym parametrem bezpieczeństwa.

Największe wartości uniesienia kół osiągnęte były w przypadku wózków skrajnych, tj. przednich i tylnych. Wózki pośrednie nie były pod tym względem krytyczne. Generalnie, podczas prowadzonych badań osiągnęto większe wartości uniesienia koła na torze wąskim niż na torze o rozstawie normalnym. W większości przypadków zwiększanie wartości rozstawu szyn powodowało obniżenie wartości uniesienia koła. Dla zwiększonego rozstawu szyn występowało przeniesienie punktu styku koła z szyną z wewnętrznej strony obrzeża koła na stronę zewnętrzną, charakteryzującą się większym kątem pochylenia zarysu profilu.

Na wartość uniesienia kół duży wpływ miał również rodzaj zastosowanego zestawu kołowego. W zdecydowanej większości przypadków zastosowanie zestawu portalowego z niezależnie obracającymi się kołami i napędem grupowym negatywnie wpłynęło na wartość uniesienia koła. Różnica prędkości kątowych kół po prawej oraz po lewej stronie wózka indukuje powstawanie momentu obrotowego wózka wokół jego pionowej osi obrotu względem wagonu, co powoduje zwiększenie tzw. kąta nabiegania zestawu kołowego na tor i w konsekwencji zwiększanie wartości uniesienia koła.

Najkorzystniejsza spośród analizowanych konfiguracji pojazdu tramwajowego z punktu widzenia bezpieczeństwa przeciw wykolejeniu była konfiguracja 1W oraz 3W2. Mianowicie, tramwaj 1W to pojedynczy wagon na dwóch wózkach obrotowych z napędem. Z kolei, konfiguracja 3W2 to zespół trzech wagonów na czterech wózkach obrotowych, z czego dwa wózki toczne są zlokalizowane pod wagonem środkowym. Wagony skrajne są połączone z wagonem środkowym przegubami kulistymi w dolnej części przejścia międzywagonowego. W przypadku obu powyższych konfiguracji otrzymana wartość uniesienia koła przy wszystkich parametrach geometrycznych toru i prędkościach jazdy znalazła się poniżej dopuszczalnej wartości granicznej.

W celu walidacji jednego z modeli fizycznych tramwaju z niezależnie obracającymi się kołami w Gdańsku wykonano badanie eksperymentalne z wykorzystaniem 5-wagonowego tramwaju typu 128NG-10 produkcji PESA Bydgoszcz SA. Mierzono przyspieszenia w kilku punktach na pierwszym, portalowym zestawie kołowym pierwszego z wózków pojazdu. Wynikowe wartości przyspieszeń przy

wykorzystaniu całkowania numerycznego przekształcono w przemieszczenia danych punktów. Zastosowane podejście analizy porównawczej w dziedzinie przemieszczeń pozwala łatwiej wykryć rozbieżności i cechy wspólne przebiegów z badań doświadczalnych z wynikami badań teoretycznych dynamiki pojazdu szynowego, co wykazano w rozdziale siódmym.

Przyjęty w sposób opisany w pracy model fizyczny i matematyczny pojazdu tramwajowego posłużył do wyznaczenia sił kontaktowych w punkcie styku koła z szyną, ich stosunku Y/Q oraz uniesienia koła D_z . W żadnej z analizowanych lokalizacji punktów kontaktu kół jezdnych z szynami uniesienie koła nie przekroczyło dopuszczalnej wartości granicznej przy danej kombinacji kształtu geometrycznego profilu koła oraz szyny.

Brak normatywnych wartości stanowiących kryterium graniczne bezpieczeństwa przeciw wykolejeniu tramwajów utrudnia projektowanie tych pojazdów. Niniejsza praca jest próbą rozwiązania tego niezwykle ważnego zagadnienia. Opracowana w tej rozprawie metodyka pozwala na sprawdzenie poziomu bezpieczeństwa przeciw wykolejeniu wszystkich możliwych konfiguracji pojazdów tramwajowych, niezależnie od infrastruktury torowej, po której mają się te pojazdy poruszać, co czyni ją uniwersalną. W założeniu ma stanowić wsparcie dla konstruktora od etapu koncepcji pojazdu, wstępnych symulacji, poprzez etap projektowania oraz symulacji końcowych służących do potwierdzenia własności jezdnych pojazdu po zakończeniu procesu projektowania. Przedstawiona w niniejszej pracy metodyka jest adaptowalna i skalowalna, w zależności od lokalnych warunków, dzięki czemu można ją stosować przy założeniu dowolnych parametrów geometrycznych infrastruktury, tj. dowolności przy określaniu minimalnych promieni łuków, możliwości stosowania do toru o normalnym, wąskim lub szerokim rozstawie szyn. Do chwili obecnej nie powstały odcinki torów badawczych, których głównym celem jest sprawdzenie poziomu bezpieczeństwa przeciw wykolejeniu pojazdów tramwajowych. W związku z powyższym, opracowana metodyka uzupełnia tę lukę, ujednolicając wymagania. Dodatkowo może służyć do porównywania poziomów bezpieczeństwa przeciw wykolejeniu tramwajów różnych typów i konfiguracji wagonów z zastosowanymi odmiennymi rozwiązaniami w zakresie układów jezdnych w postaci wózków obrotowych lub nieobrotowych, na przykład w ramach jednego systemu komunikacji tramwajowej istniejącym w jednym mieście lub regionie.

W zakończeniu należy stwierdzić, iż przeprowadzone w niniejszej pracy badania miały charakter głównie ilościowy, jako efekt bardzo wielu przeprowadzonych symulacji komputerowych, na podstawie wyników których dokonane były liczne spostrzeżenia i wyciągnięte zostały wnioski. Fakt ten jest spowodowany bardzo dużą złożonością rozpatrywanego problemu, na którą składają się rozliczne i skomplikowane struktury badanych układów mechanicznych w postaci pojazdów tramwajowych o różnych konfiguracjach, całokształt zjawisk towarzyszących oddziaływaniu kontaktowemu między powierzchniami tocznymi kół jezdnych i szyn z uwzględnieniem ich kształtu geometrycznego oraz omówione sposoby sterowania napędem zestawów kołowych z niezależnie obracającymi się kołami. Przez to wydaje się być niemożliwym przeprowadzenie analogicznych, nawet bardzo uproszczonych i

wiarygodnych zarazem badań o charakterze jakościowym za pomocą odpowiedniego modelu analitycznego, jednolitego dla wszystkich rozpatrywanych w pracy scenariuszy jazdy tramwajów o różnych konfiguracjach na różnych torach. Niemniej jednak, trzeba podkreślić, że zbiór zebranych w niniejszej rozprawie wyników symulacji komputerowych przeprowadzonych przy wykorzystaniu owych bardzo złożonych, zweryfikowanych doświadczalnie modeli fizycznych i matematycznych badanych obiektów może być ustawicznie zwiększany o kolejne rozpatrywane scenariusze jazdy różnych pojazdów tramwajowych. Dzięki temu, zawsze istnieje możliwość tworzenia odpowiednio dużych baz danych, na podstawie których można będzie dokonywać wszelkiego rodzaju analiz jakościowych i prognoz stosując w tym celu rozmaite podejścia statystyczne. Otwiera to więc dalsze perspektywy prowadzenia prac badawczo rozwojowych dotyczących omawianego w tej rozprawie problemu.

Niniejsza praca powstała w ramach realizacji II. Edycji Programu Ministerstwa Nauki i Szkolnictwa Wyższego o nazwie „Doktorat Wdrożeniowy”.

ZAŁĄCZNIKI

Załącznik Z1. Zestawienie wyników symulacji numerycznych bezpieczeństwa przeciw wykolejeniu dla tramwaju o konfiguracji **1W (z klasycznymi zestawami kołowymi)**

Załącznik Z2. Zestawienie wyników symulacji numerycznych bezpieczeństwa przeciw wykolejeniu dla tramwaju o konfiguracji **1W-IRW (z niezależnie obracającymi się kołami)**

Załącznik Z3. Zestawienie wyników symulacji numerycznych bezpieczeństwa przeciw wykolejeniu dla tramwaju o konfiguracji **2WJ (z klasycznymi zestawami kołowymi)**

Załącznik Z4. Zestawienie wyników symulacji numerycznych bezpieczeństwa przeciw wykolejeniu dla tramwaju o konfiguracji **2WJ-IRW (z niezależnie obracającymi się kołami)**

Załącznik Z5. Zestawienie wyników symulacji numerycznych bezpieczeństwa przeciw wykolejeniu dla tramwaju o konfiguracji **3W1 (z klasycznymi zestawami kołowymi)**

Załącznik Z6. Zestawienie wyników symulacji numerycznych bezpieczeństwa przeciw wykolejeniu dla tramwaju o konfiguracji **3W1-IRW (z niezależnie obracającymi się kołami)**

Załącznik Z7. Zestawienie wyników symulacji numerycznych bezpieczeństwa przeciw wykolejeniu dla tramwaju o konfiguracji **3W2 (z klasycznymi zestawami kołowymi)**

Załącznik Z8. Zestawienie wyników symulacji numerycznych bezpieczeństwa przeciw wykolejeniu dla tramwaju o konfiguracji **3W2-IRW (z niezależnie obracającymi się kołami)**

Załącznik Z9. Zestawienie wyników symulacji numerycznych bezpieczeństwa przeciw wykolejeniu dla tramwaju o konfiguracji **3W3 (z klasycznymi zestawami kołowymi)**

Załącznik Z10. Zestawienie wyników symulacji numerycznych bezpieczeństwa przeciw wykolejeniu dla tramwaju o konfiguracji **3W3-IRW (z niezależnie obracającymi się kołami)**

Załącznik Z11. Zestawienie wyników symulacji numerycznych bezpieczeństwa przeciw wykolejeniu dla tramwaju o konfiguracji **3W4 (z klasycznymi zestawami kołowymi)**

Załącznik Z12. Zestawienie wyników symulacji numerycznych bezpieczeństwa przeciw wykolejeniu dla tramwaju o konfiguracji **3W4-IRW (z niezależnie obracającymi się kołami)**

Załącznik Z13. Zestawienie wyników symulacji numerycznych bezpieczeństwa przeciw wykolejeniu dla tramwaju o konfiguracji **5W (z klasycznymi zestawami kołowymi)**

Załącznik Z14. Zestawienie wyników symulacji numerycznych bezpieczeństwa przeciw wykolejeniu dla tramwaju o konfiguracji **5W-IRW (z niezależnie obracającymi się kołami)**

LITERATURA

- [1] 49 CFR 213.333, Code of Federal Regulations, Title 49, Part 213, Track Safety Standards, Subpart G, Train Operations at Track Classes 6 and Higher
- [2] Artykuł „Tramwaje przestaną hałasować na łukach?” na stronie internetowej: <https://www.transport-publiczny.pl/wiadomosci/tramwaje-przestana-halasowac-na-lukach-55779.html> (dostęp: 2023.06.03)
- [3] Carter F. W. On the action of a locomotive driving wheel Proceedings of The Royal Society, 1926, A112, pp. 151–157
- [4] Cho Y., Hardware-in-the-Loop Simulation Method for an Individual Motor Torque Control to Improve the Running Performance of the Independently Rotating Wheel Type Railway Vehicle, Preprints 2020, 2020050191
- [5] Deutsche Bahn Regio Fahrzeuge – Technisches Lastenheft – Modul Fahrtechnische Nachweisrechnung, version 01, München, 30.05.2011
- [6] Diana G., Bruni S., Di Gialleonardo E., Corradi R., Facchinetti A., A study of the factors affecting flange-climb derailment in railway vehicles, Proceedings of the Third International Conference on Railway Technology: Research, Development and Maintenance 2016
- [7] Dokumentacja oprogramowania Dassault SIMPACK
- [8] Dukkipati R. V., Narayana Swamy S., Osman, M. O. M. (1992). Independently Rotating Wheel Systems for Railway Vehicles-A State of the Art Review. Vehicle System Dynamics, 21(1), 297–330. doi:10.1080/00423119208969013

- [9] Dz. U. nr 65, poz. 344 – Rozporządzenie Ministra Infrastruktury z dnia 2 marca 2011 r. w sprawie warunków technicznych tramwajów i trolejbusów oraz zakresu ich niezbędnego wyposażenia
- [10] Dz.U. 2015 poz. 38 - Obwieszczenie Ministra Infrastruktury i Rozwoju z dnia 21 listopada 2014 r. w sprawie ogłoszenia jednolitego tekstu rozporządzenia Ministra Transportu, Budownictwa i Gospodarki Morskiej w sprawie homologacji typu tramwajów i trolejbusów
- [11] EN 14363+A2:2023-01 – Kolejnictwo – Badania i symulacje modelowe właściwości dynamicznych pojazdów szynowych przed dopuszczeniem do ruchu – Badania właściwości biegowych i próby stacjonarne
- [12] EN 15302:2022-03 – Kolejnictwo – Parametry geometrii styku koło-szyna – Definicje i metody ewaluacji
- [13] Firlik B., Kwaśnikowski J., Metodyka i wybrane wyniki badań symulacyjnych nowego wózka tramwajowego na tor 1000 mm, Logistyka 4/2011, str. 218-227
- [14] Firlik B., Staśkiewicz T., Jaśkowski W., Wittenbeck L., Optimisation of a tram wheel profile using a biologically inspired algorithm, Wear, vol. 430/431, 2019, pp 12-12
- [15] Fisette P., Lipinski K., Samin J.C., Dynamic Behaviour Comparison between Bogies : Rigid or Articulated Frame, Wheelset or Independent Wheels, Vehicle System Dynamics: International Journal of Vehicle Mechanics and Mobility, 25:S1, 152-174, 1996
- [16] Fisette, P., Samin, J. C. (1992). Lateral dynamics of a light railway vehicle with independent wheels, Vehicle System Dynamics, 20(sup1), 157–171
- [17] Gilchrist A.O., Brickle B.V., A re-examination of the proneness to derailment of a railway wheelset, Journal of Mechanical Engineering Science, 18(3), 131–141, 1976
- [18] GOST 33796-2016 – Tabor wagonów silnikowych – Wymogi wobec wytrzymałości i właściwości dynamicznych (МОТОРВАГОННЫЙ ПОДВИЖНОЙ СОСТАВ – Требования к прочности и динамическим качествам)
- [19] Harsy G., Niederflur-Fahrwerke mit gelenkten Radpaaren, Seminarium "Nahverkehrsbahnen 2000", 1991

- [20] Hertz, H. Über die berührung fester elastischer Körper (On the contact of rigid elastic solids). J. reine und angewandte Mathematik 1882; 92: 156-171
- [21] Hondius H., Rozwój tramwajów i kolejek miejskich o niskiej i średniej wysokości podłogi (2), Technika Transportu Szynowego nr 10/2008
- [22] Instrukcja wykonywania badań bezpieczeństwa przed wykolejeniem na torze pomiarowym o promieniu $R = 150$ m, Výzkumný Ústav Železniční Velim (dokument niepublikowany)
- [23] Ishida H., Matsuo M., Safety Criteria for Evaluation of Railway Vehicle Derailment, Quarterly Report of RTRI, 1999, Volume 40, Issue 1, pp 18-25
- [24] Iwnicki S., Handbook of railway vehicle dynamics, CRC Press 2020
- [25] Kalinowski D., Aktualny stan wiedzy dotyczący zagadnienia bezpieczeństwa przed wykolejeniem, Pojazdy Szynowe nr 4/2013, str. 44-53
- [26] Kalinowski D., Konowrocki R., Szolc T. (2020), An influence of design features of tramway vehicles on kinematic extortion from geometry of a track. In: Siergiejczyk M., Krzykowska K. (eds) Research Methods and Solutions to Current Transport Problems. ISCT21 2019. Advances in Intelligent Systems and Computing, vol 1032. Springer, Cham, pp. 204-214
- [27] Kalinowski D., Konowrocki R., Szolc T., Marczewski A., Simulation research on safety against derailment of trams with independently rotating wheels, XXIV Scientific Conference Rail Vehicles 2021: 12-15.09.2021, Arłamów
- [28] Kalinowski D., Szolc T., Konowrocki R. (2020) The new simulation approach to tramway safety against derailment evaluation in term of vehicle dynamics. In: Gopalakrishnan K., Prentkovskis O., Jackiva I., Junevičius R., (eds) TRANSBALTICA XI: Transportation Science and Technology. TRANSBALTICA 2019. Springer, Cham, pp. 245-254
- [29] Kalker J. J., A fast algorithm for the simplified theory of rolling contact, Vehicle System Dynamics, 11 (1982), str. 1-13
- [30] Kalker J. J., Rolling with slip and spin in the presence of dry friction, Wear 9 (1966), str. 20-38
- [31] Kalker J. J., Wheel-rail rolling contact theory, Wear, 144 (1991), str. 243-261
- [32] Kalker J.J., Three-dimensional elastic bodies in rolling contact, Springer, 1990

- [33] Klingel, J.: Über den Lauf von Eisenbahnwagen auf gerader Bahn. Organ für die Fortschritte des Eisenbahnwesens 38, 113–123 (1883)
- [34] Kolar J., Design of a Wheelset Drive, Transactions on Electrical Engineering, 2015
- [35] Konowrocki R., Kalinowski D., Szolc T., Marczewski A. – Identification of safety hazards and operating conditions of the low-floor tram with independently rotating wheels with various drive control algorithms. Eksploatacja i Niezawodność – Maintenance and Reliability 2021; 23 (1): 21–33
- [36] Konowrocki R., Chojnacki A., Analysis of rail vehicles' operational reliability in the aspect of safety against derailment based on various methods of determining the assessment criterion, Eksploatacja i niezawodność – Maintenance and reliability 2020; 22 (1): 73–85
- [37] Lenk L., Proksch F., Neue Fahrwerke zur Niveauabsenkung des Fahrgastfusbodens bei schienengeführten Stadtverkehrsmitteln., ZEV+DET Glassers Annalen, 8/9 (116)/1992
- [38] Manual of Standards and Recommended Practices, Section C, Standard S2043, Association of American Railroads, Washington, DC, 2010
- [39] Manual of Standards and Recommended Practices, Section D M976, Association of American Railroads, Washington, DC, 2010
- [40] Matsui N., On the derailment quotient Q/P, Railway Technical Research Institute, Japanese National Railways Report, 1966
- [41] Meyer A., Wheelsets or independently rotating wheels - from theory to practice, publikacja Siemens AG nr MOUT-T10029-00-7600, 2016
- [42] Muller G., Traction ferroviaire: les tramways. Caracteristiques des materiels roulants
- [43] Nadal M. J., Theorie de la stabilite des locomotives—Part II: mouvement de lacet, Annales des Mines, 10, 232–255, 1896
- [44] Opala M., Study of the derailment safety index Y/Q of the low-floor tram bogies with different types of guidance of independently rotating wheels, Archives of transport, vol 38, no 2, 2016

- [45] Patent EP 2 142 412 B1, Bogie for railway vehicle, Alstom Transport Technologies SAS, 2008
- [46] Patent EP 2020355 A1, Low construction height bogie for low-floor rail vehicles especially trams, Praha, VÚKV a.s., 2008
- [47] Patent FR 2826328A1, Motor bogie for railway vehicle with integral low floor, Alstom Transport Technologies SAS, 2001
- [48] Patent FR 2896751A1, Axle for railway vehicle with low floor, bogie and rail vehicle with corresponding rail, Alstom Transport Technologies SAS, 2007
- [49] Patent US 8136455 B2, Primary suspension device for a railway vehicle bogie, Alstom Transport Technologies SAS, 2008
- [50] Patent US 9096240 B2, Bogie for railway vehicle with a suspension system, Alstom Transport Technologies, 2013
- [51] Pismo 150 Związku Niemieckich Przedsiębiorstw Komunikacyjnych VDV – Zalecenia konstrukcyjne dla pojazdów kolei miejskiej, wydanie 04/95
- [52] Pismo 151 Związku Niemieckich Przedsiębiorstw Komunikacyjnych VDV – Zalecenia konstrukcyjne dla pojazdów kolei podziemnej, wydanie 04/95
- [53] Pismo 156 Związku Niemieckich Przedsiębiorstw Komunikacyjnych VDV – Zalecenia konstrukcyjne dla niskopodłogowych tramwajowych wagonów doczepnych, wydanie 02/98
- [54] PN-K-92016:1997 – Tramwajowe zestawy kołowe, elastyczne – Obręcze obrobione – Wymagania i badania
- [55] Pojazdy tramwajowe z niezależnie obracającymi się kołami – Wybrane zagadnienia w zakresie modelowania i badania układu pojazd szynowy-tor w zastosowaniu do pojazdów tramwajowych; praca zbiorowa pod redakcją R. Bogacza, Oficyna Wydawnicza Politechniki Warszawskiej, Warszawa 2019
- [56] Prospekty informacyjne firmy Alstom
- [57] Prospekty informacyjne firmy GHH-BONATRANS
- [58] Prospekty informacyjne firmy HeiterBlick
- [59] Prospekty informacyjne firmy Siemens Mobility

- [60] Prospekty informacyjne firmy Škoda Transportation
- [61] Prospekty informacyjne firmy Stadler Rail
- [62] Prospekty informacyjne firmy Texelis
- [63] Railway Group Standard GM/RT2141, Issue 3, Resistance of railway vehicles to derailment and roll-over, Rail Safety and Standards Board Limited, June 2009.
- [64] Sapronova S., Tkachenko V., Fomin, O.V., Gatchenko, V., Maliuk, S., (2017). Research on the safety factor against derailment of railway vehicles, Eastern-European Journal of Enterprise Technologies, Vol. 6. 19-25. 10.15587/1729-4061.2017.116194.
- [65] Sobaś M., Stan i doskonalenie kryteriów bezpieczeństwa przed wykolejeniem pojazdów szynowych (1). Rail Vehicles/Pojazdy Szynowe. 2005;(4):1-13
- [66] Standard for Wheel Load Equalization for Passenger Railroad Rolling Stock, American Public Transit Association (APTA), Standard SS-M-014-06, Press Task Force, 2007
- [67] Staśkiewicz T., Firlik B., Influence of tram wheel profile geometry on wear intensity, Procedia Engineering, 192, 2017, pp. 1006 – 1011
- [68] Staśkiewicz T., Firlik B., Verification of a tram wheel new profile dynamic behaviour, Journal of mechanical and transport engineering, vol. 69, no. 1, 2017
- [69] Staśkiewicz T., Nowakowski T., Analiza współpracy koła tramwajowego z szyną w warunkach rzeczywistej eksploatacji, Problemy Kolejnictwa, zeszyt 171, 2016, str. 79-86
- [70] Strona internetowa: www.milanotrasporti.org (dostęp z dn. 2023.06.03)
- [71] Strona internetowa: www.talgo.com (dostęp z dn. 2023.06.03)
- [72] Strona internetowa: www.wikipedia.org (dostęp z dn. 2023.06.03)
- [73] UNI 11174:2022 – Tabor dla systemów tramwajowych i kolei miejskiej. Wymagania ogólne i działanie (tytuł oryginalny: Materiale rotabile per tramvie e tramvie veloci – Caratteristiche generali e prestazioni)

- [74] Wilson N., Fries R., Witte M., Haigermoser A., Wrang M., Evans J., Orlova A., Assessment of safety against derailment using simulations and vehicle acceptance tests: a worldwide comparison of state-of-the-art assessment methods, *Vehicle System Dynamics: International Journal of Vehicle Mechanics and Mobility* (2011), 49:7, 1113-1157
- [75] Wytyczne techniczne projektowania, budowy i utrzymania torów tramwajowych, Ministerstwo Administracji, Gospodarki Terenowej i Ochrony Środowiska – Departament Komunikacji Miejskiej i Dróg, Warszawa 1983
- [76] Sato Y., Matsumoto A., Ohno H., Oka Y., Ogawa H., Wheel/rail contact analysis of tramways and LRVs against derailment, *Wear*, Volume 265, Issues 9–10, 2008, Pages 1460-1464, ISSN 0043-1648